



**UNIVERSIDAD INTERNACIONAL
DEL ECUADOR**

FACULTAD DE CIENCIAS TÉCNICAS

ESCUELA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

**SISTEMA MECATRÓNICO DE MOVILIDAD ASISTIDA PARA
PERSONAS CON PARAPLEJIA**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERA EN
MECATRÓNICA**

ESTEFANÍA AVILA PROAÑO

DIRECTOR: ING. JOSÉ GUSTAVO BELTRÁN BENALCÁZAR, MSc

D. M. Quito,

2020

DECLARACIÓN

Yo, Estefanía Avila Proaño, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que se ha investigado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Universidad Internacional del Ecuador, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por normativa institucional vigente.

Estefanía Avila Proaño

C.I. 1722777388

CERTIFICACIÓN

El Docente de la Facultad de Ciencias Técnicas, escuela de Ingeniería Mecatrónica Ingeniero José Gustavo Beltrán Benalcázar encargado de la revisión del documento final,

CERTIFICA QUE:

El proyecto de investigación denominado “Sistema mecatrónico de movilidad asistida para personas con paraplejia”, fue desarrollado por la Srta. Estefanía Avila Proaño y ha sido debidamente revisado y está en condiciones de ser entregado para que siga lo dispuesto por la Escuela de Ingeniería Mecatrónica, correspondiente a la sustentación y defensa del mismo.

Ing. José Gustavo Beltrán Benalcázar, MSc.

Director del Proyecto

ÍNDICE DE CONTENIDOS

| | |
|---|----|
| 1. TEMA | 1 |
| 2. OBJETIVOS | 1 |
| 2.1. Objetivo General | 1 |
| 2.2. Objetivos Específicos..... | 1 |
| 3. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA | 1 |
| 4. HIPÓTESIS | 2 |
| 5. ESTUDIO SOBRE LA PARAPLEJIA Y LOS DISPOSITIVOS DE ASISTENCIA PARA MOVILIDAD EXISTENTES..... | 2 |
| 5.1. La paraplejia y discapacidades físicas en el Ecuador..... | 2 |
| 5.2. Problemas derivados del uso constante de una silla de ruedas común..... | 2 |
| 5.3. Tecnologías de apoyo disponibles para movilidad..... | 3 |
| 5.4. Sillas de ruedas inteligentes | 5 |
| 6. ESTÁNDARES, NORMATIVAS Y PARÁMETROS A CONSIDERAR EN EL DISEÑO DE UNA SILLA DE RUEDAS | 7 |
| 6.1. Normativas para accesibilidad de personas con discapacidad en Ecuador..... | 7 |
| 6.2. Estándares para sillas de ruedas..... | 8 |
| 6.3. Características de sillas de ruedas bipedestadoras en el mercado | 9 |
| 6.4. Resumen de estudios antropométricos..... | 11 |
| 7. DISEÑO GEOMÉTRICO | 12 |
| 7.1. Especificaciones de diseño..... | 12 |
| 7.2. Mecanismo asiento y espaldar..... | 14 |
| 7.3. Mecanismo reposapiernas..... | 15 |
| 7.4. Diseño geométrico de la silla de ruedas de tres posiciones..... | 15 |
| 8. DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS MECÁNICOS | 17 |
| 8.1. Análisis de cargas sobre el asiento..... | 17 |
| 8.2. Análisis de cargas sobre el espaldar | 20 |
| 8.3. Análisis de cargas sobre el reposapiernas..... | 21 |
| 8.4. Selección de actuadores..... | 24 |
| 8.5. Dimensionamiento y selección del perfil para estructura | 25 |
| 8.6. Dimensionamiento de motores para desplazamiento | 30 |
| 8.7. Selección de motores para desplazamiento | 32 |

| | |
|---|----|
| 8.8. Dimensionamiento junta empernada | 32 |
| 8.8.1. Esfuerzo cortante sobre pasador..... | 33 |
| 8.8.2. Esfuerzo de aplastamiento o apoyo sobre la pletina | 34 |
| 8.8.3. Esfuerzo de corte sobre la pletina | 35 |
| 8.8.4. Esfuerzo de tracción sobre la pletina..... | 36 |
| 8.8.5. Factor de seguridad resultante sobre la pletina | 37 |
| 8.9. Dimensionamiento de la soldadura..... | 38 |
| 8.10. Factor de seguridad resultante | 41 |
| 9. SELECCIÓN DE EQUIPOS ELECTRÓNICOS | 41 |
| 9.1. Selección de elemento para visualización de información..... | 42 |
| 9.2. Selección de mando de control..... | 43 |
| 9.3. Selección de módulo de control | 44 |
| 9.4. Selección de driver para motores y actuadores | 45 |
| 9.5. Selección de sensor de realimentación..... | 46 |
| 9.6. Dimensionamiento de baterías | 47 |
| 10. LÓGICA DE FUNCIONAMIENTO | 49 |
| 11. DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL..... | 50 |
| 11.1. Determinación de la función de transferencia | 51 |
| 11.2. Diseño del controlador | 53 |
| 12. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES | 56 |
| REFERENCIAS..... | 57 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1. Partes de una silla de ruedas eléctrica..... | 4 |
| Figura 2. Silla de ruedas de bipedestación..... | 5 |
| Figura 3. Mapeo con escáner 3D | 6 |
| Figura 4. Espacios de acceso según INEN 2309 | 7 |
| Figura 5. Ejemplo de baño para usuarios de sillas de ruedas según INEN 2293 | 8 |
| Figura 6. Imagen de referencia para dimensiones máximas de sillas de ruedas | 9 |
| Figura 7. Imagen de referencia para Tabla 3..... | 10 |
| Figura 8. Imagen de referencia para Tabla 6..... | 12 |
| Figura 9. Bosquejo silla de ruedas | 13 |
| Figura 10. Bosquejo mecanismo asiento..... | 14 |
| Figura 11. Bosquejo mecanismo espaldar | 14 |
| Figura 12. Bosquejo mecanismo simple reposapiernas | 15 |
| Figura 13. Bosquejo mecanismo de paralelogramo articulado reposapiernas | 15 |
| Figura 14. Diseño geométrico posición sedente..... | 16 |
| Figura 15. Diseño geométrico posición de bipedestación | 16 |
| Figura 16. Diseño geométrico posición decúbito | 17 |
| Figura 17. Ubicación de cargas sobre el asiento..... | 17 |
| Figura 18. Diagrama de cuerpo libre asiento..... | 18 |
| Figura 19. Gráfico de torque de las cargas y torque máximo del actuador en el asiento..... | 19 |
| Figura 20. Ubicación de cargas sobre el espaldar..... | 20 |
| Figura 21. Diagrama de cuerpo libre del espaldar..... | 20 |
| Figura 22. Gráfico de torque de las cargas y torque máximo del actuador en el espaldar | 21 |
| Figura 23. Ubicación de cargas sobre el reposapiernas..... | 22 |
| Figura 24. Diagrama de cuerpo libre del reposapiernas..... | 22 |
| Figura 25. Ubicación de cargas sobre el reposapiés..... | 23 |
| Figura 26. Gráfico de torque de las cargas y torque máximo del actuador en el reposapiernas..... | 24 |
| Figura 27. Ubicación del perfil analizado | 26 |
| Figura 28. Diagrama de cuerpo libre del elemento analizado | 27 |

| | |
|--|----|
| Figura 29. Diagrama de junta implementada en la silla de ruedas bipedestadora ... | 32 |
| Figura 30. Junta de análisis..... | 33 |
| Figura 31. Deformación por esfuerzo de aplastamiento o apoyo | 35 |
| Figura 32. Deformación por esfuerzo de corte sobre la junta | 36 |
| Figura 33. Área de análisis esfuerzo de tracción sobre junta | 37 |
| Figura 34. Ubicación de la soldadura analizada | 38 |
| Figura 35. Dimensiones de la soldadura analizada | 38 |
| Figura 36. Geometría de la soldadura | 39 |
| Figura 37. Diagrama de bloques de silla de ruedas verticalizadora | 42 |
| Figura 38. Diagrama de flujo del controlador principal | 50 |
| Figura 39. Gráfico velocidad vs. voltaje motor | 51 |
| Figura 40. Respuesta del motor al pasar de 0 a 24V | 52 |
| Figura 41. Respuesta de la función de transferencia del motor con step de 24V | 53 |
| Figura 42. Diagrama de bloques sistema en lazo cerrado | 54 |
| Figura 43. Respuesta del motor con el sistema de control diseñado | 55 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|--|----|
| Tabla 1. Valores de referencia para sillas de ruedas comunes..... | 8 |
| Tabla 2. Valores típicos y límites recomendados en la ISO 7176-5..... | 9 |
| Tabla 3. Características de varias sillas de ruedas bipedestadoras | 9 |
| Tabla 4. Comparación del porcentaje del peso total por Plagenhoef y por Leva | 11 |
| Tabla 5. Porcentajes de la altura total del cuerpo humano | 11 |
| Tabla 6. Medidas promedio para personas entre 18 y 65 años en México | 12 |
| Tabla 7. Especificaciones ergonómicas de diseño | 13 |
| Tabla 8. Alternativas de actuadores lineales..... | 25 |
| Tabla 9. Rangos de deflexión máxima unitaria | 26 |
| Tabla 10. Alternativas de perfiles para la estructura | 28 |
| Tabla 11. Alternativas de motores propulsores..... | 32 |
| Tabla 12. Factores de seguridad resultantes | 41 |
| Tabla 13. Alternativas de elementos visualizadores de información..... | 43 |
| Tabla 14. Alternativas para mando de control..... | 44 |
| Tabla 15. Alternativas de módulos de control | 45 |
| Tabla 16. Alternativas de drivers para motores..... | 46 |
| Tabla 17. Alternativas para sensor de realimentación | 46 |
| Tabla 18. Tiempo de estabilización y ganancia estática para diferentes voltajes | 52 |

SISTEMA MECATRÓNICO DE MOVILIDAD ASISTIDA PARA PERSONAS CON PARAPLEJIA

1. TEMA

Sistema mecatrónico de movilidad asistida para personas con paraplejia.

2. OBJETIVOS

2.1. Objetivo General

- Diseñar y construir un sistema mecatrónico de movilidad asistida para personas con paraplejia.

2.2. Objetivos Específicos

- Investigar y documentar los sistemas mecatrónicos actuales de asistencia en la movilidad para personas con paraplejia.
- Analizar y seleccionar la mejor alternativa con base en las necesidades de usuarios y parámetros técnicos requeridos.
- Seleccionar y diseñar los mecanismos para el cambio de posición entre sedente, bipedestación y decúbito bajo estándares de funcionalidad y ergonomía.
- Diseñar e implementar un sistema de control para un rango de aceleraciones apropiadas.
- Implementar una HMI que incorpore mandos para las posiciones preestablecidas.

3. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Enfermedades como la paraplejia obliga a las personas el uso de algún dispositivo de ayuda para su desplazamiento. A pesar de que las sillas de ruedas convencionales apoyan a la movilidad, estas tienen varias limitaciones e inconvenientes. Permanecer sentado durante periodos prolongados resulta en afecciones como problemas de circulación, alteraciones en el metabolismo, problemas renales e incluso afectaciones psicológicas.

4. HIPÓTESIS

El dispositivo asistirá a personas con paraplejia en su movilidad, brindando una mayor independencia en cuanto al desplazamiento y cambio de posición. El dispositivo permitirá el cambio de posición entre sedente, bipedestación y decúbito. Para interpretar el requerimiento del usuario se integrará un HMI adecuado para las tareas a realizar. El control de los motores contribuirá a un desplazamiento apropiado y sin movimientos bruscos que puedan desestabilizar a la silla. Las dimensiones principales estarán de acuerdo a parámetros de ergonomía.

5. ESTUDIO SOBRE LA PARAPLEJIA Y LOS DISPOSITIVOS DE ASISTENCIA PARA MOVILIDAD EXISTENTES

5.1. La paraplejia y discapacidades físicas en el Ecuador

La paraplejia es la ausencia parcial o total de la función motora y sensorial de las extremidades inferiores. En el caso de que la discapacidad afecte las cuatro extremidades el término correcto es tetraplejia o cuadriplejia. Generalmente es causada por una lesión, enfermedad o condición congénita que afecta a la médula espinal, desde la vértebra dorsal hacia abajo o al cerebro. Al valorar esta discapacidad física con el índice de Barthel, la paraplejia entra en el rango de Dependencia severa o Dependencia total según las condiciones del afectado [1].

Según el Consejo Nacional para la Igualdad de Discapacidades (CONADIS), hasta enero de 2020 en el Ecuador se registran 223,738 personas con algún tipo de discapacidades física y de estos, 42,443 poseen una discapacidad del 75% al 100%, rango en el cual se encuentra la paraplejia [2]. Además, de acuerdo al registro de egresos hospitalarios del INEC, durante el 2018 se dieron de alta 82 pacientes con diagnóstico de paraplejia en el país [3].

5.2. Problemas derivados del uso constante de una silla de ruedas común

La paraplejia y otras condiciones similares, obligan a la persona afectada a permanecer gran parte de sus días en una silla de ruedas, para desplazarse y realizar sus actividades diarias. Según diversos estudios, el uso prolongado de la silla de ruedas, tiene varias afectaciones psicológicas y de salud para el usuario, las principales se explican a continuación [4].

- Contracturas: Los músculos fijados en una posición flexionada aumentan las contracturas de las articulaciones. Para evitar este problema, se debe realizar terapias con especialistas pero muchas personas no tienen acceso a dichas terapias.
- Desempeño de órganos vitales: Al estar sentado los órganos internos se encuentran presionados. Los usuarios de sillas de ruedas comunes no pueden pararse para liberar dicha presión, lo que provoca complicaciones en el sistema respiratorio como congestión, tos, y limitada capacidad pulmonar. También deriva en problemas gastrointestinales como digestión lenta, estreñimiento crónico y movimientos intestinales no controlados.
- Infecciones del tracto urinario: La falta de movilidad prolongada causa hipercalcemia, altos niveles de calcio en la orina y reducción del vaciado de la vejiga; todo esto en conjunto lleva a la aparición de infecciones urinarias y a largo plazo fallas renales. Este último es la causa principal de muerte en personas con paraplejia [5].
- Disminución de la densidad mineral ósea: Este desbalance se produce por la falta de carga de peso en las extremidades inferiores. Esto da como resultado osteoporosis y riesgo de fracturas.
- Pérdida de tonificación de los músculos: Para mantener los músculos tonificados y saludables, se necesita de estiramientos combinados con la carga de peso.
- Espasmos: Es común que en personas con paraplejia se presenten espasmos acompañados de dolor sobre las extremidades afectadas.
- Úlceras: Esta es la complicación más común para las personas que usan silla de ruedas. Debido a la constante presión al estar sentado, se producen úlceras en las partes que se encuentran en contacto con la silla.
- Deformación esquelética: Las personas que pasan sentadas una gran parte del día, a largo plazo se encuentran con problemas de escoliosis.

5.3. Tecnologías de apoyo disponibles para movilidad

Las tecnologías de apoyo consisten en dispositivos de asistencia para personas con discapacidades o adultos mayores. Las personas discapacitadas a menudo tienen dificultad para realizar de manera independiente actividades de la vida diaria, por ejemplo para las personas con paraplejia su mayor limitación es la incapacidad para

moverse o desplazarse. Las tecnologías de apoyo promueven una mayor independencia ya que mejoran las habilidades afectadas por una discapacidad; permiten que las personas realicen tareas que antes no podían realizar al proporcionar mejoras o cambios en los métodos de interacción [6].

Las tecnologías de apoyo disponibles para paraplégicos son las siguientes:

- Sillas de ruedas manuales: Estas consisten en un asiento sostenido por un marco y cuatro ruedas (por lo general dos ruedas giratorias en la parte delantera y dos ruedas grandes en la parte posterior). Las llantas traseras suelen tener ruedas de empuje de diámetro un poco menor para permitir al usuario maniobrar la silla. Existen dos variantes principales que son plegables y no plegables. En la actualidad se fabrican modelos ultraligeros con materiales como aluminio y titanio de grado aeronáutico, e incorpora además amortiguadores.
- Sillas de ruedas eléctricas: Se trata de un asiento colocado en un marco con 3, 4, 5 o hasta 6 ruedas. Estos incorporan baterías, motores y comúnmente un control con joystick o volante para controlar la dirección y desplazamiento [7]. En la Figura 1 se observa una silla de ruedas eléctrica común con sus partes principales.

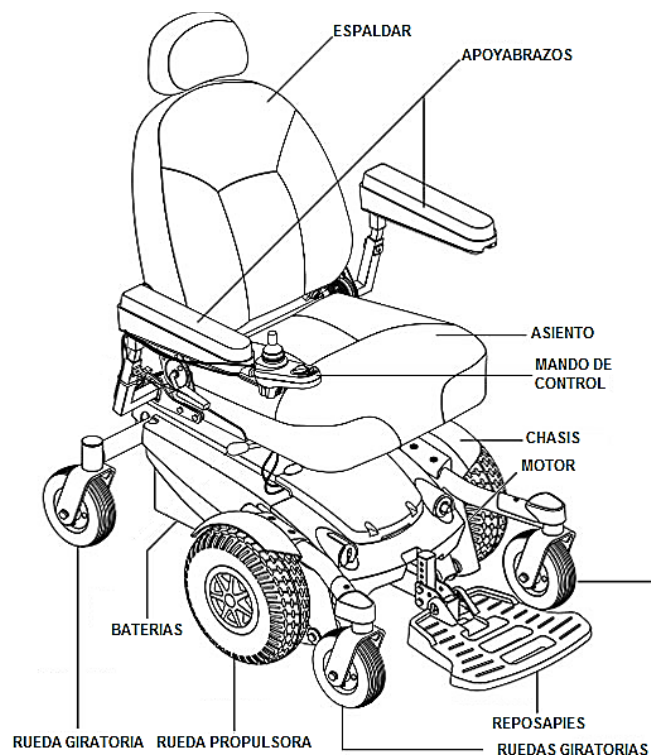


Figura 1. Partes de una silla de ruedas eléctrica. Adaptado de [8]

- Sillas de ruedas reclinables: Son sillas de ruedas cuyo espaldar y asiento se inclinan hacia atrás o únicamente el espaldar. Existen modelos manuales y eléctricos. Algunas se reclinan lo suficiente para que el usuario se acueste por completo. Este cambio de posición distribuye mejor el peso de la persona, previniendo así úlceras y deformidades como la escoliosis [9].
- Silla de ruedas verticalizadoras, de pie o de bipedestación: Es un dispositivo similar a una silla de ruedas que ayuda al usuario a moverse de una posición sentada a una posición de pie. Existen modelos con mecanismos para realizar el cambio de posición de manera manual y otros que lo realizan de manera automática con el uso de motores o actuadores como el de la Figura 2. Algunos modelos permiten también reclinar el asiento. Según estudios, este tipo de dispositivos tienen varios beneficios para el usuario como son reducción de úlceras, espasmos, fallas renales, mejoría en la flexibilidad, entre otros [4].



Figura 2. Silla de ruedas de bipedestación [10]

5.4. Sillas de ruedas inteligentes

En la actualidad, la inclusión social es un tema de importancia a nivel mundial, que busca mejorar la condición y oportunidades de personas desfavorecidas como lo son quienes tienen alguna discapacidad. Es por esto que a lo largo de los años, las tecnologías de apoyo han estado en constante desarrollo. Estudios anteriores han

logrado importantes avances para los usuarios de sillas de ruedas eléctricas como por ejemplo prototipos de sillas con cambio de posición, todo terreno o mecanismos para subir escaleras. El objetivo de las investigaciones actuales es conseguir dispositivos “inteligentes” [11].

Las sillas de ruedas inteligentes integran mandos de control diferentes a los tradicionales, estos obtienen las órdenes del usuario mediante métodos poco convencionales como ondas cerebrales mediante electroencefalografía [12], señales eléctricas de los músculos de la cara mediante electromiografía [13] y movimiento de la cabeza mediante acelerómetros.

Al integrar una comunicación entre el firmware de la silla de ruedas y una aplicación Android, se ha desarrollado un sistemas de avisos de emergencia y monitoreo remoto. Muchas sillas de ruedas inteligentes utilizan la información de sensores internos como odómetros, IMUs, sensores de obstáculos y visión artificial. Más recientemente, con la ayuda de un escáner 3D, se ha implementado un sistema de mapeo para generar una nube de puntos que detecte peligros como agujeros, escaleras u obstáculos [14]. En la Figura 3 se presenta un ejemplo.

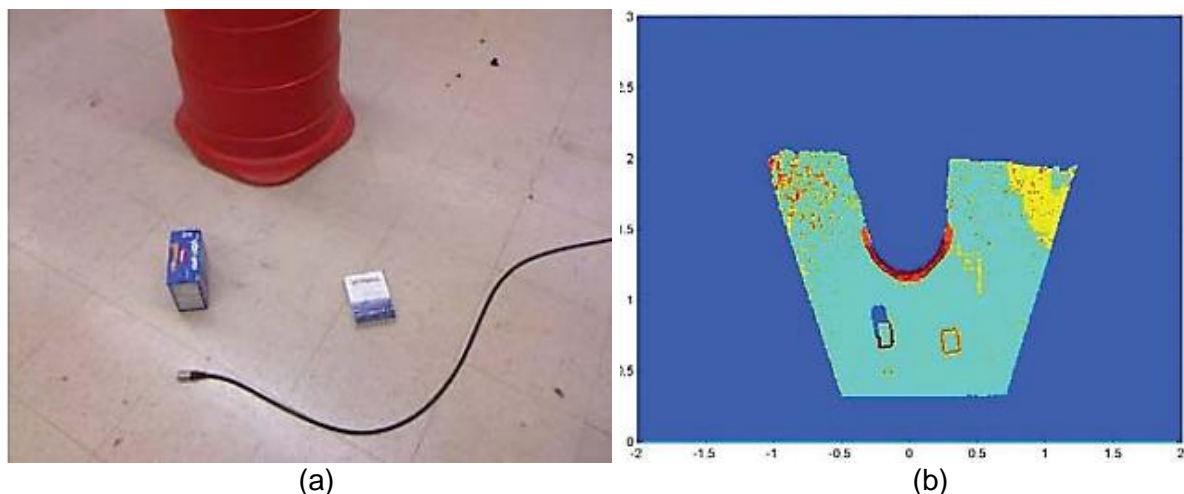


Figura 3. Mapeo con escáner 3D (a) Escenario (b) Nube de puntos [14]

Lo que hace a una silla inteligente no es solo el hardware, sino también la implementación de inteligencia artificial para obtener modelos más autónomos. Por ejemplo la implementación de redes neuronales para detectar obstáculos y ejecutar rutas previamente aprendidas. A futuro lo que se busca es conseguir un modelo totalmente autónomo que se adapte a un ambiente que cambia constantemente [11].

6. ESTÁNDARES, NORMATIVAS Y PARÁMETROS A CONSIDERAR EN EL DISEÑO DE UNA SILLA DE RUEDAS

6.1. Normativas para accesibilidad de personas con discapacidad en Ecuador

Para asegurar la maniobrabilidad de una silla de ruedas se definen dimensiones máximas y mínimas a las cuales se deben regir los espacios públicos y por ende también los fabricantes de sillas de ruedas. El Instituto Ecuatoriano de Normalización, en la NTE INEN 2245, establece las dimensiones y características generales que deben cumplir las rampas que se construyan en espacios abiertos y en edificaciones para facilitar el acceso a personas. En esta se define una pendiente máxima del 12% (5.4°) para rampas de acceso fijas [15].

En la NTE INEN 2309 se define para espacios de acceso y puertas un ancho libre mínimo de 900 mm y altura de 2050 mm. Además, para la maniobrabilidad de los usuarios de sillas de ruedas, se especifica un espacio libre lateral cerca de la apertura de puertas entre 450 y 550 mm; la profundidad del espacio libre debe ser de 1200 mm adicionales al barrido de la puerta [16].

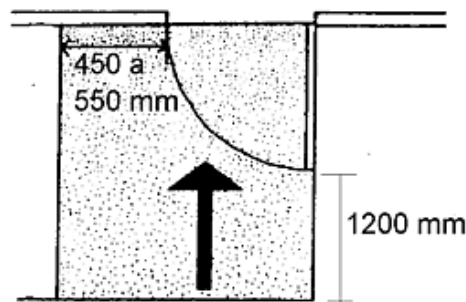


Figura 4. Espacios de acceso según INEN 2309 [16]

Respecto al diámetro de giro, en la NTE INEN 2293, se especifica que los cuartos de baño para personas discapacitadas deben tener el espacio libre para realizar un giro de 360° , es decir una circunferencia de 1500 mm de diámetro, sin obstáculos al menos hasta una altura de 670 mm [17]. Esta misma especificación se da para otro tipo de espacios como cocinas y dormitorios.

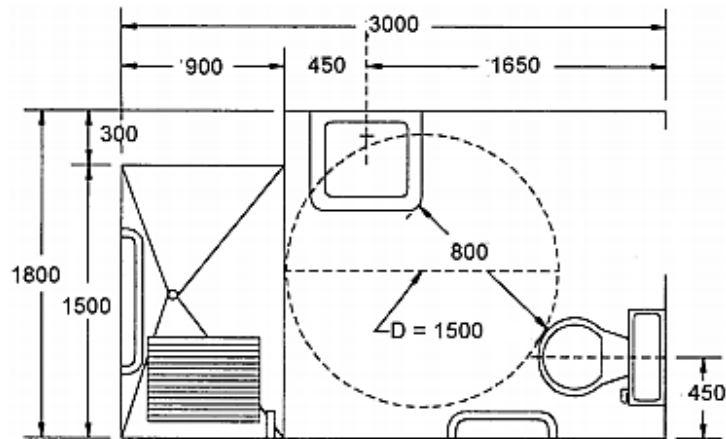


Figura 5. Ejemplo de baño para usuarios de sillas de ruedas según INEN 2293 [17]

6.2. Estándares para sillas de ruedas

Los estándares para sillas de ruedas son pruebas detalladas y métodos de medición diseñados para crear información consistente las características y el rendimiento de las sillas de ruedas. Desde hace varias décadas, organizaciones como el Instituto Nacional Americano de Normalización (ANSI), la Sociedad de Ingeniería para Rehabilitación y Tecnologías de Apoyo de Norte América (RESNA), y la Organización Internacional de Normalización (ISO), han desarrollado estándares a seguir en el desarrollo de sillas de ruedas. La ISO cuenta con más de 40 documentos en los que se estandariza diferentes aspectos. En la ISO 7176-22 se presenta los datos de la tabla a continuación.

Tabla 1. Valores de referencia para sillas de ruedas comunes [18].

| Parámetro | Masa del ocupante Grupo I (<50kg) | Masa del ocupante Grupo II (50-125kg) | Masa del ocupante Grupo III (>125kg) |
|-----------------------|--------------------------------------|--|---|
| Profundidad asiento* | 340 | 450 | 450 |
| Ancho del asiento* | 330 | 450 | 505 |
| Ángulo espaldar | 10° | 10° | 10° |
| Altura de espaldar* | 340 | 420 | 420 |
| Ancho de espaldar* | 330 | 450 | 505 |
| Longitud reposapiés* | 150 | 150 | 150 |
| Reposapiés a asiento* | 340 | 450 | 450 |
| Altura apoyabrazos* | 160 | 200 | 200 |

*Dimensiones en mm

El estándar ISO 7176-5 proporciona valores típicos y límites recomendados para las dimensiones generales de una silla de ruedas. En la Tabla 2 se presentan estos valores, con referencia a la Figura 6.

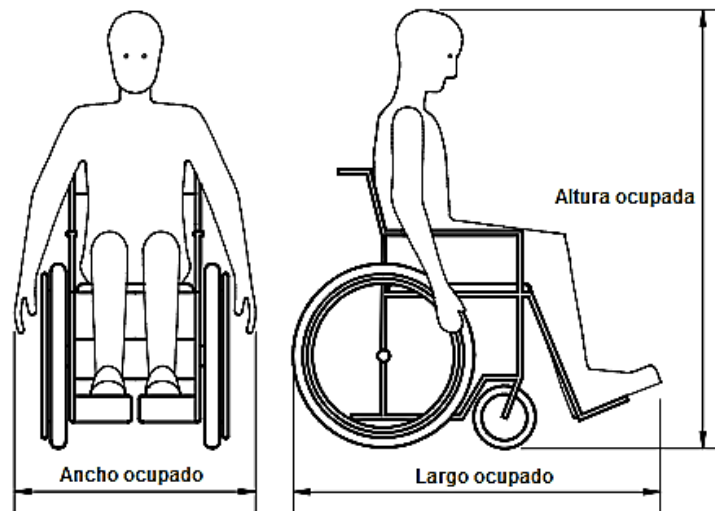


Figura 6. Imagen de referencia para dimensiones máximas de sillas de ruedas [19]

Tabla 2. Valores típicos y límites recomendados en la ISO 7176-5 [19].

| Parámetro | Masa del ocupante Grupo I (<50kg) | Masa del ocupante Grupo II (50-125kg) | Masa del ocupante Grupo III (>125kg) |
|----------------------|--------------------------------------|--|---|
| Largo ocupado* | 1240 | 1300 | 1300 |
| Largo ocupado máx.* | 1300 | 1300 | 1300 |
| Ancho ocupado* | 620 | 680 | 700 |
| Ancho ocupado máx.* | 700 | 700 | 700 |
| Altura ocupada* | 1500 | 1530 | 1590 |
| Altura ocupada máx.* | 1600 | 1600 | 1600 |

* Dimensiones en mm

6.3. Características de sillas de ruedas bipedestadoras en el mercado

Como se ha visto, las normas y estándares existentes fueron desarrolladas específicamente para sillas de ruedas comunes o eléctricas. Las sillas bipedestadoras tienen mecanismos y funciones diferentes a las de una silla de ruedas eléctrica, por lo cual sus características pueden diferir. En el mercado existen algunos modelos de sillas verticalizadoras. En la Tabla 3 se especifican las características más importantes de diferentes modelos para compararlas y definir las especificaciones del diseño.

Tabla 3. Características de varias sillas de ruedas bipedestadoras.

| Modelo | Dragon Vertic[20] | XO-202[21] | D07SR[22] | F5 Corpus VS[23] | Z01[24] | Draco[10] |
|-----------------|-------------------|-------------------|--------------|------------------|--------------|--------------|
| Marca | Invacare | Karman Healthcare | Wisging | Permobil | OEM | Lloyd |
| Imagen | Figura 7(a) | Figura 7(b) | Figura 7 (c) | Figura 7 (d) | Figura 7 (e) | Figura 7 (f) |
| Altura* | 1460 | 890-1435 | 1190 | 1092-1168 | 1120 | 1185-1435 |
| Largo* | 1120 | 1016 | 1090 | 1093 | 1100 | 1150 |
| Ancho* | 715 | 622 | 660 | 648 | 660 | 620 |
| Altura asiento* | 630 | 520 | 520 | 495 | 560 | 590 |

Tabla 3 - Continuación. Características de varias sillas de ruedas bipedestadoras.

| Modelo | Dragon Vertic[20] | XO-202[21] | D07SR[22] | F5 Corpus VS[23] | Z01[24] | Draco[10] |
|----------------------|-------------------|------------|------------|------------------|------------|------------|
| Ancho asiento* | 495 | 406 | 450 | 420-570 | 450 | 406 |
| Profundidad asiento* | 380-480 | 457-508 | 490 | 370-570 | 450 | 457-508 |
| Velocidad máxima | 6 km/h | 8 km/h | 10 km/h | 12 km/h | - | - |
| Peso con baterías | 145 kg | 80 kg | 150 kg | 191 kg | 125 kg | 132 kg |
| Capacidad de peso | 100 kg | 110 kg | 180 kg | 136 kg | 150 kg | 100 kg |
| Autonomía | 25 km | 40 km | 40 km | 25 km | 50 km | |
| Baterías | 2x12V/60Ah | 2x12V/36Ah | 2x12V/55Ah | 2x12V/73Ah | 4x12V/20Ah | 2x12V/36Ah |
| Cantidad de ruedas | 6 | 6 | 6 | 6 | 4 | 8 |
| Ø llanta propulsora* | 317 | 355 | 355 | 203 | 455 | 305 |
| Espaldar reclinable | Si | No | Si | Si | No | Si |

*Dimensiones en mm



Figura 7. Imagen de referencia para Tabla 3.

(a) [20], (b) [21], (c) [22], (d) [23], (e) [24], (f) [10]

6.4. Resumen de estudios antropométricos

La antropometría es el estudio de las mediciones y proporciones del ser humano, con el fin de comprender las variaciones físicas de los individuos [25]. Se ha investigado en este campo desde hace algunos siglos, pero en la actualidad juega un papel importante en el diseño industrial, ergonomía y la arquitectura. En la Tabla 4 se presenta una comparación de los resultados de Plagenhoef [26] y de Leva [27] sobre el porcentaje del peso total de diferentes partes del cuerpo humano. Además, en la Tabla 5 se presentan los resultados de Plagenhoef sobre los porcentajes de la altura total de algunas partes del cuerpo humano.

Tabla 4. Comparación del porcentaje del peso total por Plagenhoef y por Leva.

| | Plagenhoef | | | Leva | | | Promedio |
|------------------------|------------|---------|----------|---------|---------|----------|----------|
| | Hombres | Mujeres | Promedio | Hombres | Mujeres | Promedio | |
| Cabeza | 8.26 | 8.2 | 8.23 | 6.94 | 6.68 | 6.81 | 7.52 |
| Tronco | 55.1 | 53.2 | 54.15 | 43.46 | 42.58 | 43.02 | 48.58 |
| Tórax | 20.1 | 17.02 | 18.56 | - | - | - | 18.56 |
| Abdomen | 13.06 | 12.24 | 12.65 | - | - | - | 12.65 |
| Pelvis | 13.66 | 15.96 | 14.81 | - | - | - | 14.81 |
| Brazo completo | 5.7 | 4.97 | 5.34 | 4.94 | 4.49 | 4.72 | 5.03 |
| Pierna completa | 16.68 | 18.43 | 17.55 | 19.86 | 20.88 | 20.37 | 18.96 |
| Muslo | 10.5 | 11.75 | 11.12 | 14.16 | 14.78 | 14.47 | 12.79 |
| Pantorrilla | 4.75 | 5.35 | 5.05 | 4.33 | 4.81 | 4.57 | 4.81 |
| Pie | 1.43 | 1.33 | 1.38 | 1.37 | 1.29 | 1.33 | 1.35 |

Tabla 5. Porcentajes de la altura total del cuerpo humano.

| | Hombres | Mujeres | Promedio |
|-----------------------------|---------|---------|----------|
| Cabeza y cuello | 10.75 | 10.75 | 10.75 |
| Tronco | 30 | 29 | 29.5 |
| Tórax | 12.7 | 12.7 | 12.7 |
| Abdomen | 8.1 | 8.1 | 8.1 |
| Pelvis | 9.3 | 9.3 | 9.3 |
| Brazo parte superior | 17.2 | 17.3 | 17.25 |
| Antebrazo | 15.7 | 16 | 15.85 |
| Mano | 5.75 | 5.75 | 5.75 |
| Muslo | 23.2 | 24.9 | 24.05 |
| Pantorrilla | 24.7 | 25.7 | 25.2 |
| Pie | 4.25 | 4.25 | 4.25 |

Debido a que en diferentes partes del mundo la altura y peso promedio de las personas cambia, estos valores deben ser tomados de un estudio realizado en la región. En el libro “Dimensiones antropométricas de población latinoamericana” [28] se presentan datos de México, Cuba, Colombia, Venezuela y Chile. De todos estos países, según el ranking de la NCD Risk Factor Collaboration[29], el que tiene una altura promedio más cercana a la de Ecuador es México. En la Tabla 6 se presenta

algunas medidas promedio de personas entre 18 y 65 años de México. Para mejor comprensión, en la Figura 8 se referencian las dimensiones de la Tabla 6.

Tabla 6. Medidas promedio para personas entre 18 y 65 años en México [28].

| Ref. | Dimensión | Mujeres | Hombres |
|------|------------------------------|---------|---------|
| | Peso [kg] | 60.5 | 72.1 |
| | Altura [mm] | 1570 | 1668 |
| 12 | Altura rodilla [mm] | 446 | 476 |
| 22 | Altura normal sentado [mm] | 831 | 877 |
| 24 | Altura omóplato [mm] | 426 | 443 |
| 25 | Altura codo sentado [mm] | 249 | 245 |
| 28 | Altura poplíteo [mm] | 376 | 412 |
| 29 | Anchura codos [mm] | 478 | 529 |
| 30 | Anchura cadera sentado [mm] | 392 | 372 |
| 32 | Longitud nalga-poplíteo [mm] | 470 | 475 |

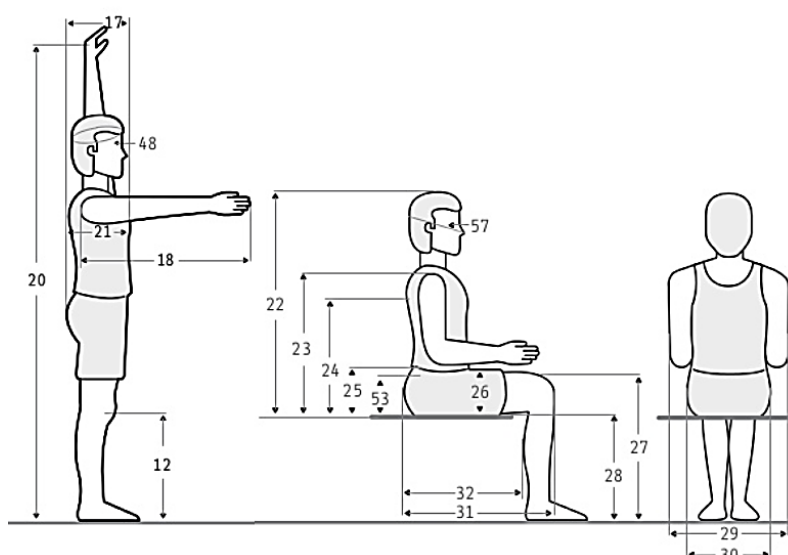


Figura 8. Imagen de referencia para Tabla 6 [28]

7. DISEÑO GEOMÉTRICO

7.1. Especificaciones de diseño

En base a la información de la sección anterior, se definen las características presentadas en la Tabla 7 las cuales al ser implementadas garantizan la ergonomía de la silla de ruedas de tres posiciones. Para la mayoría de características se define un rango el cual se debe respetar.

Tabla 7. Especificaciones ergonómicas de diseño.

| Característica | Valor | Característica | Valor |
|--------------------------|-------------|---------------------------|-----------|
| Capacidad de peso [kg] | 100 | Asiento a reposapiés [mm] | 350 - 450 |
| Altura sentado [mm] | 1000 - 1400 | Velocidad máxima [km/h] | 6 - 10 |
| Largo [mm] | 900 - 1000 | Ángulo mín. espaldar | 90° |
| Ancho [mm] | 600 - 700 | Ángulo máx. espaldar | 180° |
| Altura asiento [mm] | 500 - 600 | Ángulo mín. asiento | 0° |
| Ancho asiento [mm] | 450 | Ángulo máx. asiento | 80° |
| Profundidad asiento [mm] | 400 - 500 | Máxima pendiente | 6° |

Con medidas de la Tabla 7, se define el bosquejo de la Figura 9 para las tres posiciones de la silla de ruedas eléctrica.

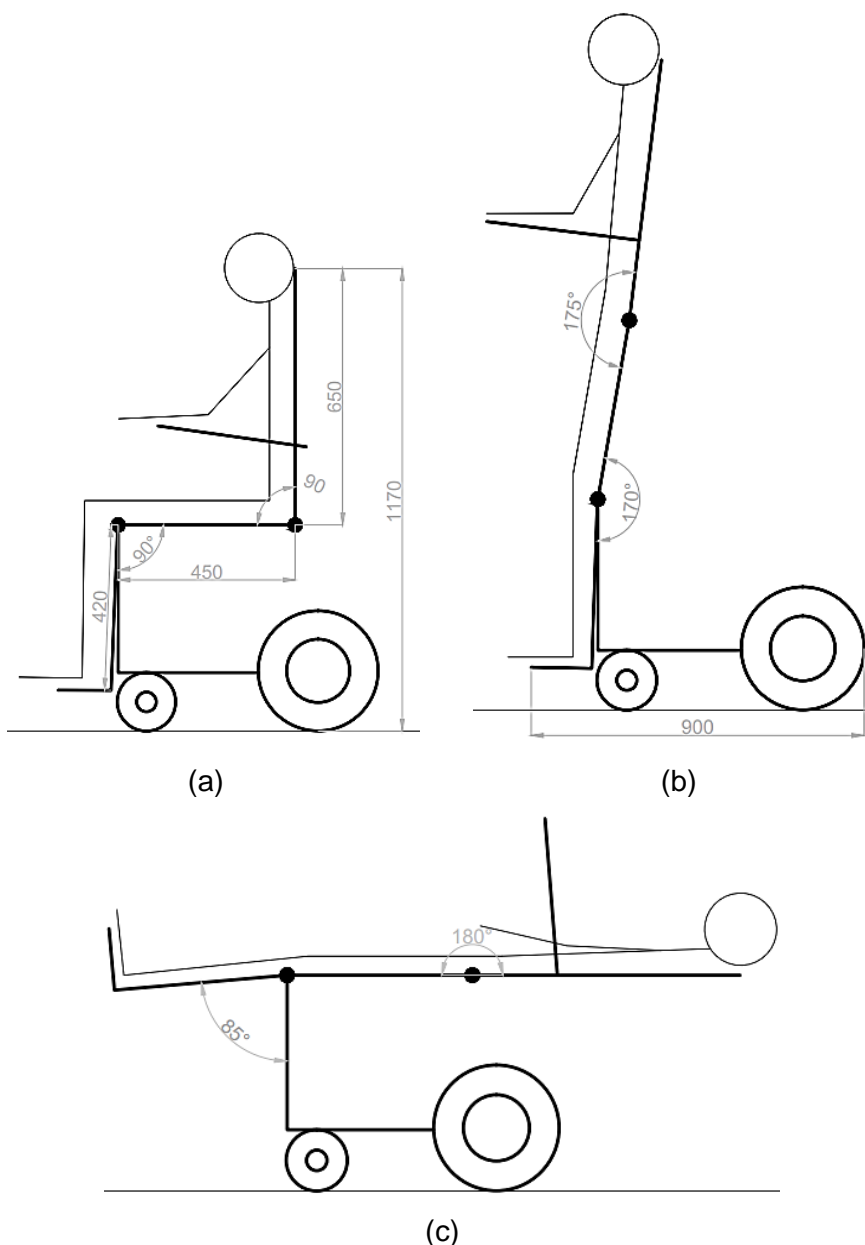


Figura 9. Bosquejo silla de ruedas. (a) Posición sedente, (b) Posición bípeda, (c) Posición decúbiteo.

7.2. Mecanismo asiento y espaldar

Todos los modelos de sillas verticalizadoras de la Tabla 3 utilizan actuadores eléctricos para el cambio de posición. Algunos utilizan actuadores independientes para el asiento y el espaldar, mientras que otros utilizan un solo actuador y un mecanismo para el movimiento de ambas partes en conjunto. Para que la silla de ruedas se acueste y se levante, se necesita un movimiento independiente del espaldar y el asiento.

En la Figura 10 se muestra un bosquejo de cómo funciona el mecanismo para levantar el asiento utilizando un actuador. Las juntas del actuador a la silla deben ser articuladas. Cuando el actuador se extiende, empuja la base del asiento provocando que este se levante.

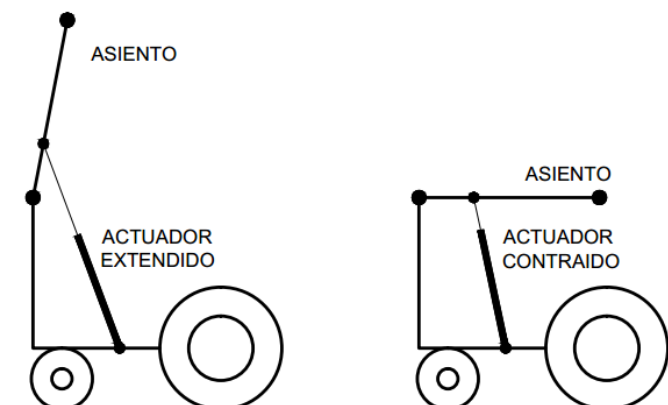


Figura 10. Bosquejo mecanismo asiento.

Para ajustar el ángulo del espaldar, se añade una extensión en la parte inferior de este a la cual se sujeta el actuador. Cuando el actuador se extiende el espaldar sube y cuando el actuador se contraiga el espaldar baja.

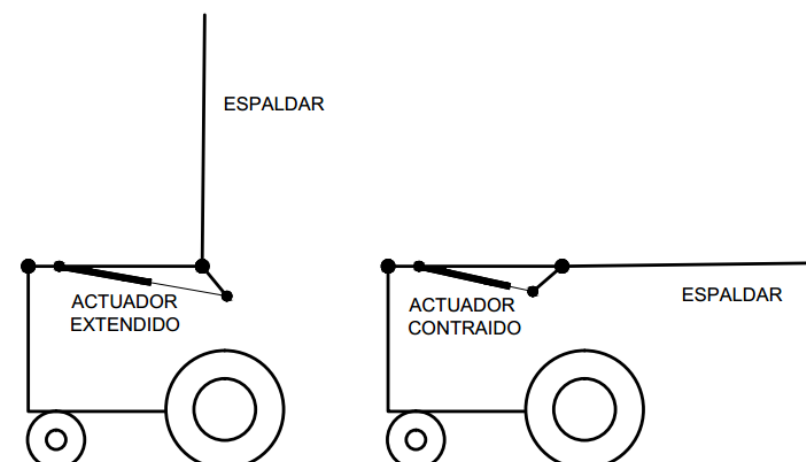


Figura 11. Bosquejo mecanismo espaldar.

7.3. Mecanismo reposapiernas

Para que la persona se recueste el reposapiernas debe subir. Este caso es diferente al espaldar y el asiento como se muestra en la Figura 12, donde al levantar el reposapiernas, este tiene una longitud menor al de las piernas de la persona. Esto se debe a que el eje de giro para las rodillas del usuario y del reposapiernas están ubicados en diferentes puntos.

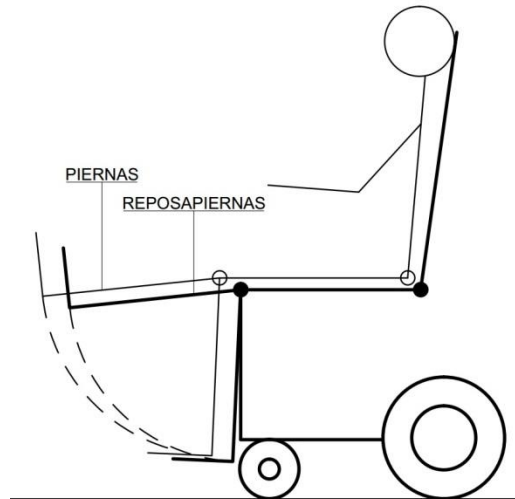


Figura 12. Bosquejo mecanismo simple reposapiernas.

Una posible solución es integrar un actuador con un mecanismo de paralelogramo articulado para que el reposapiés al subir sirva como una extensión del reposapiernas. En la Figura 13 se encuentra un bosquejo de esto.

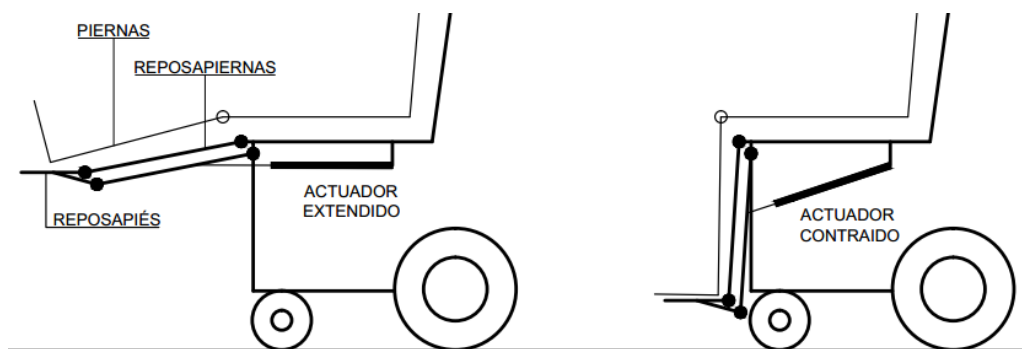


Figura 13. Bosquejo mecanismo de paralelogramo articulado reposapiernas.

7.4. Diseño geométrico de la silla de ruedas de tres posiciones

Utilizando un software CAD, se desarrolló el diseño geométrico en base a los estándares, características de modelos similares, mecanismos definidos previamente y elementos estructurales disponibles en el Ecuador. En la Figura 14 se

muestra el resultado de este diseño en posición sedente o sentado, en la Figura 15 para bipedestación o de pie y en la Figura 16 en posición decúbito o acostado.



Figura 14. Diseño geométrico posición sedente.



Figura 15. Diseño geométrico posición de bipedestación



Figura 16. Diseño geométrico posición decúbito

8. DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS MECÁNICOS

8.1. Análisis de cargas sobre el asiento

En el asiento se encuentran dos cargas principales las cuales son el peso del usuario (W_u) y el peso del espaldar (W_e). Estas fuerzas generan el máximo torque sobre la junta cuando el asiento se encuentra abajo, justo antes de apoyarse en el chasis. En la Figura 17 se muestra la ubicación y dirección de estas cargas junto con la fuerza aplicada por el actuador. En la Figura 18 se presenta el diagrama de cuerpo libre para el asiento. A continuación se presenta también el desarrollo matemático para determinar la fuerza mínima del actuador a partir del análisis de momentos sobre la junta del asiento, (1).

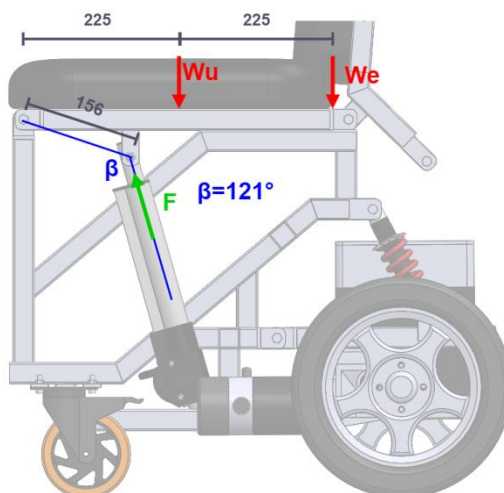


Figura 17. Ubicación de cargas sobre el asiento

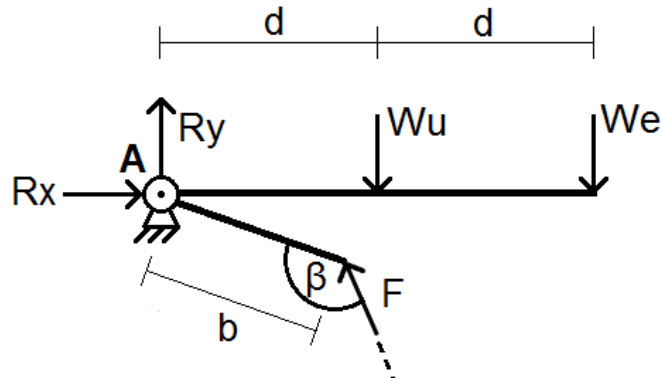


Figura 18. Diagrama de cuerpo libre asientado

$$\sum M_A = M_F - M_{W_u} - M_{W_e} \quad (1)$$

Donde

- $\sum M_A$: sumatoria de momentos sobre A;
- M_F : momento producido por F sobre A;
- W_u : peso del usuario sobre el asiento;
- M_{W_u} : momento producido por W_u sobre A;
- W_e : peso del espaldar sobre el asiento;
- M_{W_e} : momento producido por W_e sobre A.

Para que el asiento se levante, el torque producido por F debe ser mayor al momento producido por las cargas, por lo tanto se deduce (2). Se conoce que el torque es igual al producto entre la distancia al punto de análisis y la componente perpendicular de la fuerza. Considerando esta definición se determina (3).

$$M_{F_{min}} = M_{W_u} + M_{W_e} \quad (2)$$

$$M_{F_{min}} = W_u \cdot d + W_e \cdot 2d \quad (3)$$

Donde

- F_{min} : fuerza mínima del actuador;
- $M_{F_{min}}$: momento producido por la fuerza mínima del actuador;
- d : distancia de la carga W_u hasta A.

En la Figura 17 se muestran los valores para b y d en mm. En la sección anterior se determinó una masa máxima del ocupante de 100 kg. Además del modelo realizado en un software CAD se obtiene un peso aproximado del espaldar de 10 kg. Reemplazando con estos datos en (3) se obtiene (4).

$$M_{Fmin} = (100\text{kg} \times 9.8\text{ms}^{-2} \times 0.225\text{m}) + (10\text{kg} \times 9.8\text{ms}^{-2} \times 0.45\text{m}) = 264.6\text{Nm} \quad (4)$$

Debido a que la fuerza del actuador es aplicada en un ángulo β , el torque producido por la fuerza del actuador se calcula mediante (5).

$$M_F = F \times \text{sen}(\beta) \times b \quad (5)$$

Donde

β : ángulo en que se aplica la fuerza F ;

b : distancia de la fuerza F hasta A.

Igualando (4) con (5) y reemplazando los valores tomados del diseño geométrico se obtiene (6).

$$F_{min} = \frac{264.6\text{Nm}}{\text{sen}(121) \times 0.156\text{m}} = 1989\text{N} = 447\text{lbf} \quad (6)$$

Debido a que no existe comercialmente un actuador eléctrico de 447lbf, se estandariza a 600lbf, y 8" de carrera debido al diseño geométrico.

Al realizar este mismo análisis para diferentes ángulos del asiento se obtiene el gráfico de la Figura 19. En el eje x se tiene el ángulo del asiento con respecto al suelo, desde su posición más baja cuando está sentado (0°) hasta la máxima cuando el usuario está de pie (90°). En el eje y se tiene el torque en Nm. La curva celeste representa el momento producido por las cargas con un usuario de 100kg, es decir el momento mínimo requerido; mientras la curva verde representa el torque máximo que puede generar el actuador de 600lbf en cada posición.

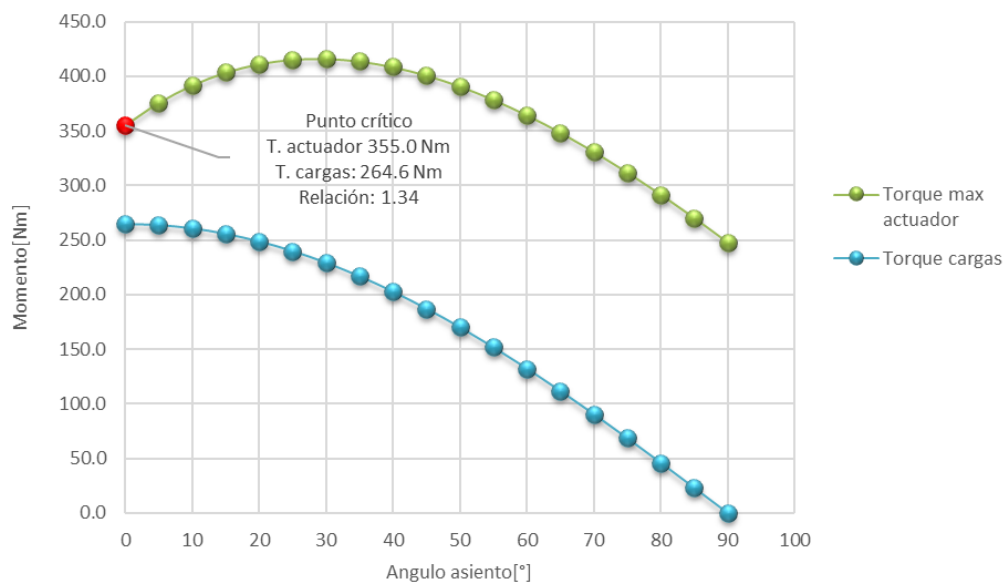


Figura 19. Gráfico de torque de las cargas y torque máximo del actuador en el asiento.

8.2. Análisis de cargas sobre el espaldar

Sobre el espaldar las cargas que actúan son el peso de la parte superior del cuerpo del usuario y el peso del mismo espaldar. Ambas cargas se pueden sumar en una sola, ubicada en la mitad del espaldar. Esta carga producirá el torque máximo sobre la junta cuando el espaldar esté hacia abajo como se observa en la Figura 20.

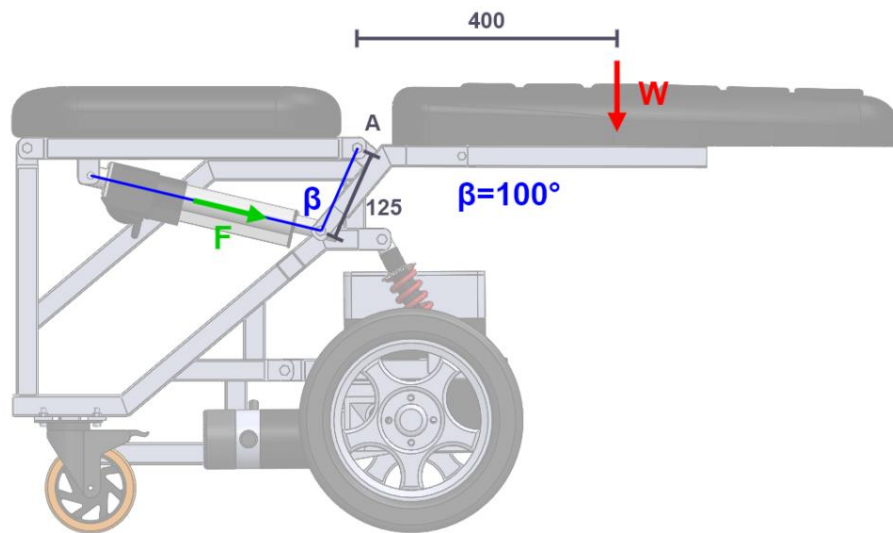


Figura 20. Ubicación de cargas sobre el espaldar.

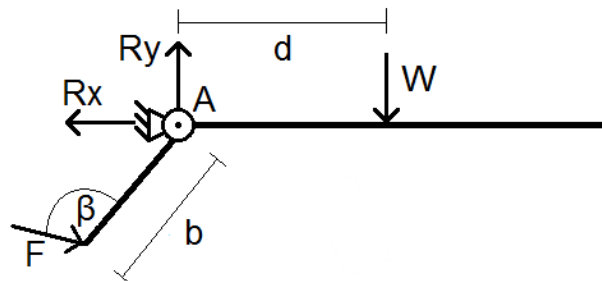


Figura 21. Diagrama de cuerpo libre del espaldar.

Fuente: Propia

Al igual que para el asiento, se analiza la sumatoria de momentos sobre la junta, A. En este caso al solo tener una carga, el momento mínimo que debe generar la fuerza del actuador para levantar el espaldar se define por (7).

$$M_{Fmin} = M_W = W \times d \quad (7)$$

Donde

- M_W : torque producido por la carga;
- W : carga total sobre el espaldar;
- d : distancia desde la carga W hasta A.

La carga W suma el peso de la cabeza, tórax, abdomen y brazos; el porcentaje de peso que representan todas estas partes por separado se especifica en la Tabla 4. Además se conoce que el peso aproximado del espaldar es 10 kg y el peso máximo del ocupante se define de 100 kg. El cálculo de W se detalla en (8).

$$W = [(7.5\% + 18.6\% + 12.7\% + 10.1\%) \times 100\text{kg} + 10\text{kg}] \times 9.8\text{ms}^{-2} = 577.2\text{N} \quad (8)$$

Al reemplazar con el valor de la expresión (8) y la distancia de la Figura 20, se obtiene (9). El momento generado por la fuerza del actuador se calcula al igual que en el caso del asiento, utilizando (5), se iguala esta con el resultado de (9) y se obtiene (10).

$$M_{F_{min}} = 577.2\text{N} \times 0.4\text{m} = 230.9\text{Nm} \quad (9)$$

$$F_{min} = \frac{230.9\text{Nm}}{\text{sen}(100) \times 0.125\text{m}} = 1875.7\text{N} = 421.6\text{lbf} \quad (10)$$

Se estandariza a 600lbf con una carrera de 6" debido al diseño geométrico. Al realizar este mismo análisis para diferentes ángulos, desde que está levantado (90°) hasta que está reclinado (180°), se obtiene el gráfico de la Figura 22.

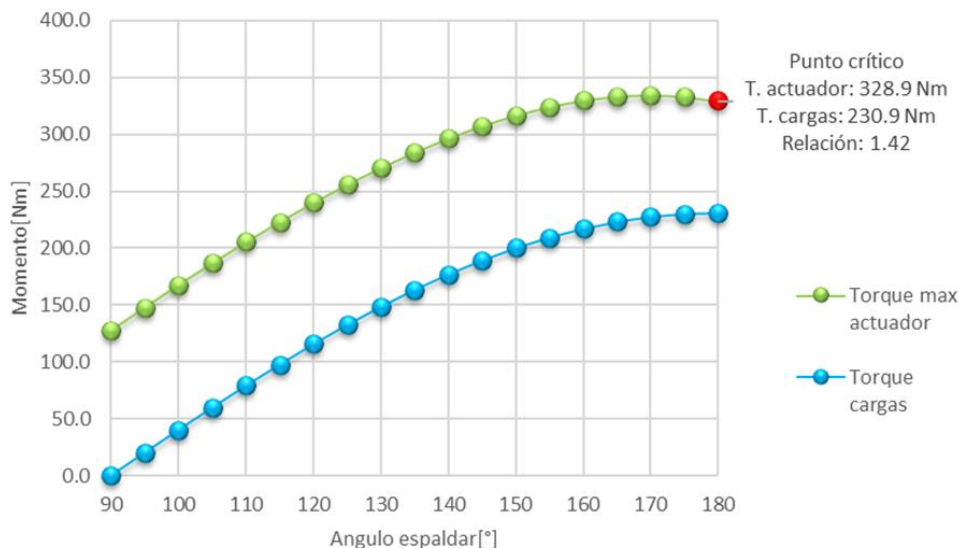


Figura 22. Gráfico de torque de las cargas y torque máximo del actuador en el espaldar.

8.3. Análisis de cargas sobre el reposapiernas

En el reposapiernas se tiene un mecanismo de paralelogramo articulado; las cargas y fuerzas aplicadas sobre uno de los eslabones del mecanismo se transmiten al otro en igual magnitud y posición. Para el análisis se transmitirán todas las fuerzas al eslabón sujeto al actuador. Las cargas presentes en el sistema son el peso de las

piernas (W_p) y del reposapiés (W_r), el cual genera también un momento al extremo inferior del eslabón (M_r). Ambas cargas producen un torque mayor sobre la junta cuando el reposapiernas está levantado en su posición máxima (85°) como se visualiza en la Figura 23. Además, en la Figura 24 se tiene un diagrama de cuerpo libre del sistema.

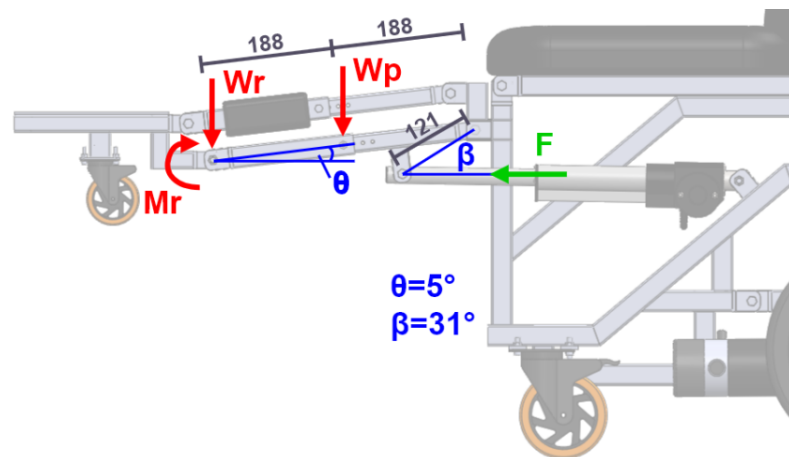


Figura 23. Ubicación de cargas sobre el reposapiernas.

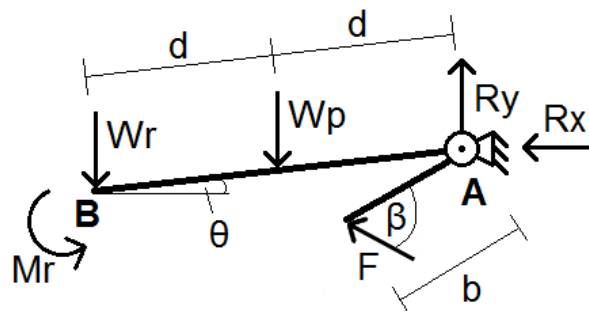


Figura 24. Diagrama de cuerpo libre del reposapiernas.

Al igual que para el espaldar y el asiento, se parte analizando la sumatoria de momentos sobre la junta mediante la expresión (11) y con esta se determina la fuerza mínima que necesita el actuador para levantar el reposapiernas.

$$\sum M_A = M_F - M_{W_r} - M_{W_p} - M_r \quad (11)$$

$$\Rightarrow M_{F_{min}} = M_{W_r} + M_{W_p} + M_r \quad (12)$$

Donde

$\sum M_A$: sumatoria de momentos sobre A;

F : fuerza aplicada por el actuador;

M_F : momento producido por F sobre A;

- Wr : peso del reposapiés;
 M_{Wr} : momento producido por Wr sobre A;
 Wp : peso de las piernas;
 M_{Wp} : momento producido por Wp sobre A;
 M_r : momento producido por el reposapiés sobre B.

El momento M_r depende del peso del reposapiés y de la longitud de este, ambas representadas en la Figura 25. Del modelo 3D se conoce que el peso aproximado del reposapiés es 8 kg. Reemplazando estos valores se obtiene (13).

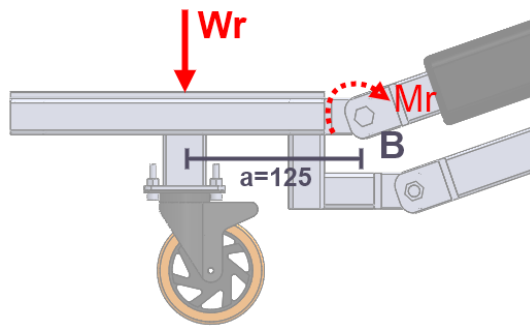


Figura 25. Ubicación de cargas sobre el reposapiés.

$$M_r = Wr \times a = 8\text{kg} \times 9.8\text{ms}^{-2} \times 0.125\text{m} = 9.8\text{Nm} \quad (13)$$

Wr y Wp no actúan perpendicularmente sobre el reposapiernas. Considerando esto, en las ecuaciones (14) y (15) se determina el momento producido por dichas cargas respectivamente. De la Tabla 4 se toman los valores para determinar el peso de las piernas de un usuario.

$$M_{Wr} = Wr \times \cos(\theta) \times 2d = 8\text{kg} \times 9.8\text{ms}^{-2} \times \cos(5^\circ) \times 0.376\text{m} = 29.37\text{Nm} \quad (14)$$

$$M_{Wp} = Wp \times \cos(\theta) \times d = 12.32\text{kg} \times 9.8\text{ms}^{-2} \times \cos(5^\circ) \times 0.188\text{m} = 22.6\text{Nm} \quad (15)$$

Reemplazando estos valores en (12) se calcula en (16) el momento mínimo que debe generar el actuador. A partir de este, se determina la fuerza mínima del actuador en (17).

$$M_{Fmin} = 29.37\text{Nm} + 22.6\text{Nm} + 9.8\text{Nm} = 61.8\text{Nm} \quad (16)$$

$$F_{min} = \frac{M_{Fmin}}{\text{sen}(\beta) \times b} = \frac{61.8\text{Nm}}{\text{sen}(31^\circ) \times 0.121} = 991.7\text{N} = 222.9\text{lbf} \quad (17)$$

Por lo tanto, el actuador del reposapiernas se estandariza a 400 lbf y 6" de carrera debido al diseño geométrico. Al repetir este análisis para diferentes ángulos del reposapiernas, desde que está abajo con un ángulo de 90° con respecto al suelo hasta que se levanta (175°), se obtiene el gráfico de la Figura 26.

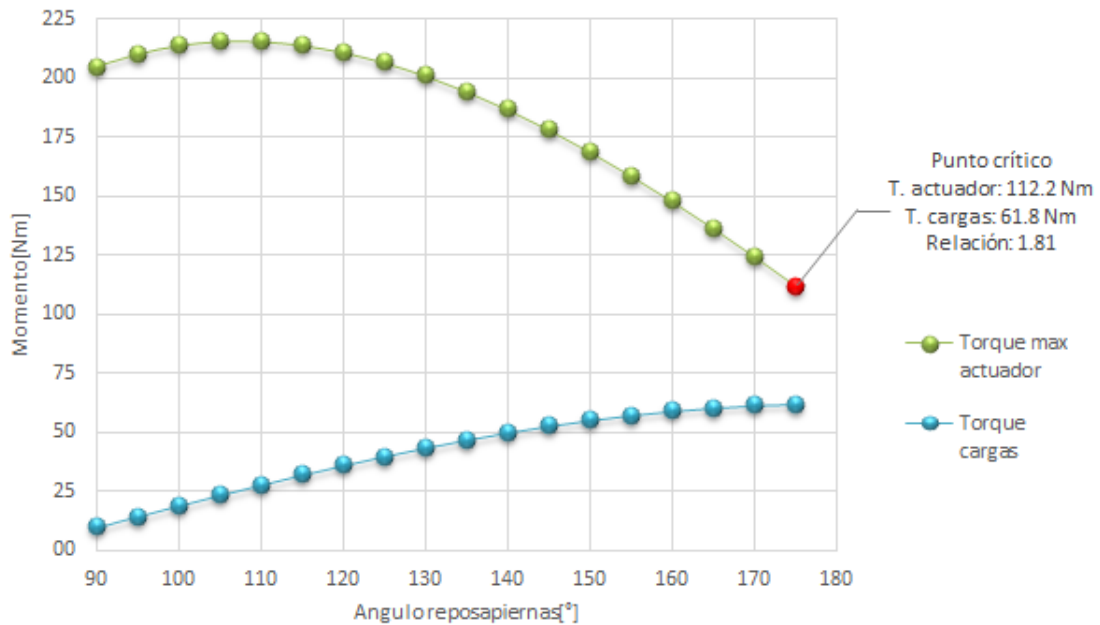


Figura 26. Gráfico de torque de las cargas y torque máximo del actuador en el reposapiernas.

8.4. Selección de actuadores

De los cálculos se determina que para la silla de ruedas bipedestadora se necesitan dos actuadores de 600lbf, uno de 8" de carrera y otro de 6". Además para el reposapiernas se necesita uno de 400lbf y 6" de carrera. En la Tabla 8 se presentan tres opciones junto con sus características principales. A partir de los datos de la tabla se selecciona la Opción 2. Este actuador es el que tiene el menor tiempo de envío, el precio es el menor y el mismo modelo se encuentra disponible para las fuerzas y carreras necesarias. Además, los bipedestadores comerciales tardan aproximadamente 15 segundos en levantar al usuario. Con la velocidad de la Opción 2 es con el que más se aproxima a este tiempo.

Tabla 8. Alternativas de actuadores lineales.

| Característica | Opción 1 [30] | Opción 2 [31] | Opción 3 [32] |
|-----------------------------|---|--|---|
| Marca | Altra Motion | Progressive Automations | Linak |
| Imagen |  |  |  |
| Modelo | K2G10 | PA-03 | LA25 |
| Fuerzas disponibles | 200, 400, 600 lbf | 400 y 600 lbf | 2500N/560lbf |
| Carreras disponibles | 4, 6, 8... 14" | 4, 6, 8... 18" | 50, 100... 300mm |
| Velocidad sin carga | 60 in/min | 20 in/min | 8 in/min |
| Voltaje alimentación | 24 VDC | 12 VDC | 12 VDC |
| Corriente máx | 13 A | 7.6 A | 1.9 A |
| Precio sin envío | \$610 | \$140 | \$207 |
| Tiempo de envío | 4-5 semanas | 3-4 semanas | 5-6 semanas |

8.5. Dimensionamiento y selección del perfil para estructura

Para determinar el tipo de perfil que se debe usar en la construcción de la estructura se selecciona primero el elemento de análisis. Este es el que tiene la mayor longitud y está sometido a una mayor carga. En el diseño geométrico realizado el perfil para análisis está ubicado en el asiento, donde se transmite la fuerza del actuador que levanta al usuario al ponerse de pie (600 lbf). Este perfil está soldado en sus dos extremos por lo cual es analizado como una viga biempotrada. En la Figura 27 se observa el elemento resaltado en azul.

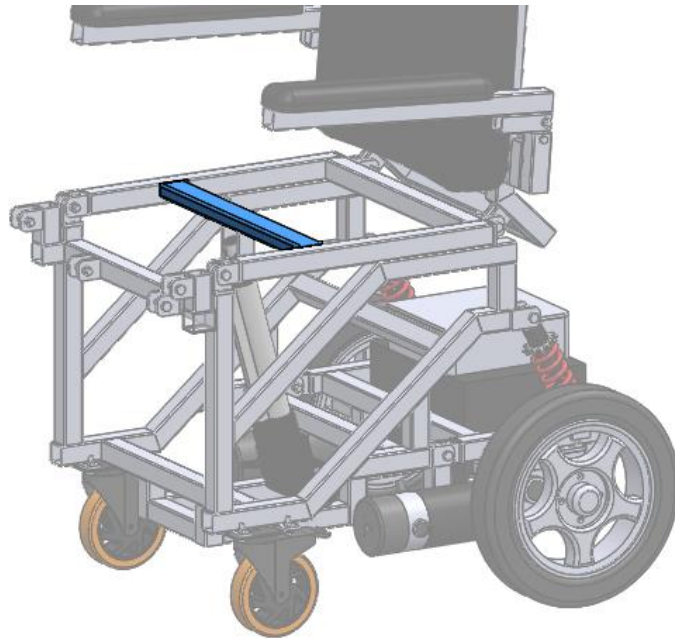


Figura 27. Ubicación del perfil analizado

Las piezas o perfiles de la estructura deben ser lo suficientemente rígidas para soportar las cargas esperadas. Además, por comodidad del usuario la estructura debe absorber en parte las vibraciones. Esto se consigue asegurando que la flexión máxima esté dentro de los rangos establecidos para el tipo de pieza o máquina que se está diseñando. Mott en su libro, define rangos de deflexión máxima dependiendo de la precisión de la parte dimensionada. Estos rangos se muestran en la Tabla 9.

Tabla 9. Rangos de deflexión máxima unitaria [33].

| Tipo de componente | y_{max}/L |
|------------------------------|-------------------------------|
| Parte general de una máquina | 0.003 a 0.0005 |
| Precisión moderada | 0.0005 a 0.00001 |
| Alta precisión | 0.00001 a 0.000001 |

El perfil analizado de la estructura entra en el rango de parte general de una máquina puesto que la silla bipedestadora no realiza operaciones ni movimientos en los que se requiera de gran precisión. Para el usuario una deflexión máxima unitaria del primer rango de la Tabla 9 no será percibida y en el funcionamiento tampoco afectará esta flexión. Se selecciona trabajar en el límite superior del rango, es decir con 0.0005. Para comenzar con el dimensionamiento se analiza el elemento mediante el diagrama de cuerpo libre presentado en la Figura 28.

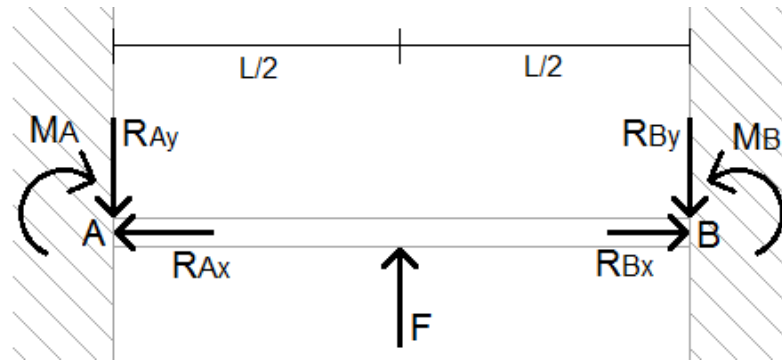


Figura 28. Diagrama de cuerpo libre del elemento analizado.

El caso presentado en la Figura 28 es el de una viga hiperestática ya que la cantidad de reacciones desconocidas es mayor al número de ecuaciones de la estática. Para este tipo de problemas se puede utilizar el método de la doble integración. Éste parte de la ecuación diferencial de la viga, la cual se presenta en (18) [34].

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = M \quad (18)$$

Donde

- E : módulo de Young del material;
- I : momento de inercia de la sección transversal de la viga;
- x : distancia de corte desde el final de la viga;
- y : deflexión de la viga a la distancia x ;
- M : momento flector a una distancia x .

Para el caso analizado, M se define con la expresión (19).

$$M = M_A - \frac{F}{2}(x) + F \left(x - \frac{L}{2} \right) \quad (19)$$

Se reemplaza (19) en (18) y se integra dos veces para obtener (20) y (21).

$$EI \frac{dy}{dx} = M_A x - \frac{F}{4} x^2 + \frac{F}{2} \left(x - \frac{L}{2} \right)^2 + c_1 \quad (20)$$

$$EI y = \frac{M_A x^2}{2} - \frac{F}{12} x^3 + \frac{F}{6} \left(x - \frac{L}{2} \right)^3 + c_1 x + c_2 \quad (21)$$

Se conoce que la deflexión máxima ocurrirá en la mitad de la viga, es decir cuando x sea igual a $\frac{L}{2}$. Además se conoce que por las condiciones de frontera, c_1 y c_2 son iguales a cero. Considerando esto, a partir de (20) se obtiene (22) y de (21) se determina (23).

$$M_A = \frac{F L}{8} \quad (22)$$

$$M_A = \frac{2669\text{N} \times 0.39\text{m}}{8} = 130.11\text{Nm}$$

$$y_{max} = \frac{F L^3}{192 E I} \quad (23)$$

F es la fuerza aplicada por el actuador y tiene un valor de 600 lbf (2669 N). El módulo de Young utilizado es el del acero A36 (207GPa) puesto que este es un acero al carbono utilizado en la fabricación de perfiles estructurales. La longitud L es la longitud del perfil analizado, en el diseño geométrico este toma un valor de 390 mm. Con la longitud y la deflexión unitaria de la Tabla 9 se determina y_{max} en (24).

$$y_{max} = 0.0005 \times 390\text{mm} = 0.195\text{mm} \quad (24)$$

Reemplazando en (23) y despejando se determina la inercia mínima del perfil, (25).

$$I = \frac{2669\text{N} \times (0.39\text{m})^3}{192 \times 207\text{GPa} \times 0.195 \times 10^{-3}\text{m}} = 2.04 \times 10^{-8}\text{m}^4 = 2.04\text{cm}^4 \quad (25)$$

En la Tabla 10 se tiene algunos perfiles que cumplen con la inercia mínima determinada. De estos se selecciona trabajar con tubo cuadrado de 30mm y 2mm de espesor debido a que sus dimensiones son menores en comparación a perfiles de otras geometrías.

Tabla 10. Alternativas de perfiles para la estructura [35].

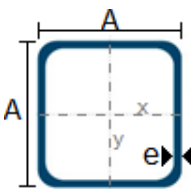
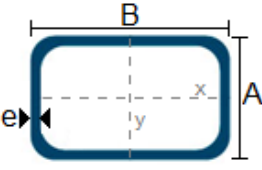
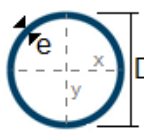
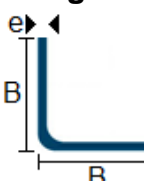
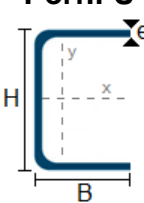
| Perfil | Características del Perfil | | | | |
|---|----------------------------|--------|--------|-----------------------|-----------------------|
| | A [mm] | - | e [mm] | ly [cm ⁴] | Ix [cm ⁴] |
|  | 30 | - | 1.5 | 2.19 | 2.19 |
| | 30 | - | 2 | 2.71 | 2.71 |
| | 40 | - | 1.2 | 4.38 | 4.38 |
| | 40 | - | 1.5 | 5.48 | 5.48 |
|  | A [mm] | B [mm] | e [mm] | ly [cm ⁴] | Ix [cm ⁴] |
| | 20 | 40 | 1.2 | 2.61 | 0.88 |
| | 20 | 40 | 1.5 | 3.26 | 1.09 |
| | 20 | 40 | 2 | 4.04 | 1.33 |
| | 25 | 50 | 1.5 | 6.39 | 2.19 |
| | 25 | 50 | 2 | 8.37 | 2.80 |
| 25 | 50 | 3 | 12.56 | 3.99 | |

Tabla 10 - Continuación. Alternativas de perfiles para la estructura [35].

| Perfil | Características del Perfil | | | | |
|---|----------------------------|---------------|---------------|----------------------------|----------------------------|
|  | D [in] | - | e [mm] | ly [cm⁴] | lx [cm⁴] |
| | 1 1/2 | - | 1.5 | 2.89 | 2.89 |
| | 1 3/4 | - | 1.5 | 4.67 | 4.67 |
| | 2 | - | 1.5 | 7.06 | 7.06 |
|  | B [mm] | - | e [mm] | ly [cm⁴] | lx [cm⁴] |
| | 40 | - | 2 | 2.44 | 2.44 |
| | 40 | - | 3 | 3.49 | 3.49 |
| | 40 | - | 4 | 4.44 | 4.44 |
| | 50 | - | 2 | 4.85 | 4.85 |
|  | H [mm] | B [mm] | e [mm] | ly [cm⁴] | lx [cm⁴] |
| | 50 | 25 | 2 | 7.06 | 1.13 |
| | 50 | 25 | 3 | 9.70 | 1.57 |
| | 60 | 30 | 2 | 12.50 | 2.00 |
| | 60 | 30 | 3 | 17.50 | 2.84 |

Con el perfil seleccionado se calcula el factor de seguridad de este elemento. El factor de seguridad para el perfil se calcula utilizando la ecuación (26).

$$n = \frac{S_y}{\sigma} \quad (26)$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (27)$$

Donde

- n : factor de seguridad;
- S_y : resistencia a la fluencia del material;
- σ : esfuerzo de flexión en la viga;
- M : momento flector en la viga;
- c : distancia del eje neutro hasta el final del elemento analizado;
- I : segundo momento de área.

Para determinar el esfuerzo sobre la viga primero se calcula el momento máximo utilizando (19) y reemplazando con x igual a $\frac{L}{2}$. Con el resultado y valores conocidos se utiliza la ecuación (28).

$$M = 130.11\text{Nm} - \frac{2669\text{N}}{2} \left(\frac{0.39\text{m}}{2} \right) = -130.11\text{Nm}$$

$$\sigma = \frac{130.11\text{Nm} \times 0.15\text{m}}{2.71 \times 10^{-8}\text{m}^4} = 72.01\text{MPa}$$

Como se mencionó anteriormente, el acero de los perfiles es el A36. Para este, el límite a la fluencia (S_y) es igual a 248MPa. Reemplazando en (26) se obtiene finalmente el factor de seguridad.

$$n = \frac{248\text{MPa}}{72.01\text{MPa}} = 3.44$$

8.6. Dimensionamiento de motores para desplazamiento

La silla de ruedas diseñada tiene una tracción trasera con un motor en cada una de las llantas propulsoras. Para seleccionar los motores, se debe determinar primero la fuerza requerida para desplazar la silla de ruedas, la cual se calcula considerando tres factores: resistencia a la rodadura, resistencia al subir una pendiente y la fuerza de aceleración [36]. La ecuación (28) incluye todos estos factores para el cálculo de la fuerza necesaria.

$$F_t = F_r + F_p + F_a \quad (28)$$

Donde

F_t : fuerza necesaria para desplazar el vehículo ;

F_r : resistencia a la rodadura;

F_p : resistencia al subir una pendiente;

F_a : fuerza de aceleración.

La resistencia a la rodadura depende de la carga a desplazar y del material con el que va a estar en contacto el neumático. A partir del modelo 3D realizado, se determina un peso aproximado de la silla de 80kg. A este se le suma el peso máximo permitido del usuario. En (29) se calcula la resistencia a la rodadura para la silla de ruedas verticalizadora.

$$F_r = C_{rr} m g = 0.015 \times 180\text{kg} \times 9.8\text{ms}^{-2} = 26.46\text{N} \quad (29)$$

Donde

C_{rr} : coeficiente de resistencia a la rodadura neumático-concreto [37];

m : peso de la silla de ruedas incluido peso del usuario;

g : aceleración de la gravedad.

La resistencia al subir una pendiente considera la componente del peso que la silla debe levantar al pasar por una rampa. Para calcular esta fuerza aplicando (30) se utiliza un valor de 6° definido anteriormente, considerando la pendiente máxima para rampas de ingreso especificada en la INEN 2 245 [15].

$$F_p = m g \sin(\alpha) = 180\text{kg} \times 9.8\text{ms}^{-2} \times \sin(6^\circ) = 184.3\text{N} \quad (30)$$

Donde

α : ángulo entre el suelo y la rampa.

Por último la fuerza de aceleración es la fuerza necesaria para que un vehículo alcance una velocidad predefinida, desde el reposo, en un periodo de tiempo específico. Entre mayor sea el torque de un motor, menor tiempo es requerido para alcanzar una velocidad determinada.

Kamper [38] realizó un estudio en el que analizó la estabilidad postural de un grupo de usuarios de sillas de ruedas comunes bajo la influencia de diferentes aceleraciones. Determinó que el 95% de los participantes mantuvieron el equilibrio con una aceleración de 0.1G (siendo G la aceleración de la gravedad). Las sillas de ruedas verticalizadoras suelen ser más altas por lo que su centro de gravedad tiende a situarse más arriba; además cuando el usuario esté de pie el centro de gravedad se alejará aún más del nivel del suelo. Esto provoca que la silla sea más inestable, como explica Gaal en su estudio sobre accidentes en sillas de ruedas [39]. Entre más arriba esté el centro de gravedad de un objeto, menor será su estabilidad. Considerando todo esto, se determina que para evitar volcamientos la aceleración del equipo debe ser mucho menor al determinado en el estudio de Kamper, trabajando con un 30% del valor mencionado, 0.1G. Utilizando (31) se calcula la fuerza de aceleración.

$$F_a = m a = 180\text{kg} \times (30\% \times 0.1 \times 9.8\text{ms}^{-2}) = 52.9\text{N} \quad (31)$$

$$F_t = 26.46\text{N} + 184.3\text{N} + 52.9\text{N} = 263.66\text{N} \quad (32)$$




El torque requerido de los motores depende de la fuerza total calculada en (32) y del radio del neumático. Las llantas utilizadas para el diseño geométrico tienen un radio de 6" (0.152m). Utilizando (33) se determina el torque mínimo para cada motor.

$$\tau_{min} = \frac{F_t \times r}{2} = \frac{263.66\text{N} \times 0.152\text{m}}{2} = 20.03\text{Nm} \quad (33)$$

8.7. Selección de motores para desplazamiento

A partir del resultado de la sección anterior, en la Tabla 11 se comparan tres motores utilizados comúnmente en equipos de movilidad debido a sus características. Se selecciona la Opción 3, debido a su disponibilidad en el país, el precio y el tiempo de entrega el cual es inmediato.

Tabla 11. Alternativas de motores propulsores.

| Característica | Opción 1 [40] | Opción 2 [41] | Opción 3 [40] |
|---------------------|---|--|---|
| Marca | SenChuan | ElectroCraft | SenChuan |
| Imagen |  |  |  |
| Modelo | SCD2-B | MPP36 | SCD2-A |
| Torque de salida | 28.16Nm | 23.8Nm | 23Nm |
| Velocidad de salida | 123 rpm | 201 rpm | 140 rpm |
| Potencia | 320 W | 445 W | 250 W |
| Voltaje | 24VDC | 24VDC | 24VDC |
| Corriente | 18 A | 30 A | 14 A |
| Freno incluido | Sí | Sí | Sí |
| Precio del par | \$575 | \$998 | \$414 |
| Disp. en el país | No | No | Sí |
| Tiempo de envío | 6-7 semanas | 9-10 semanas | - |

8.8. Dimensionamiento junta empernada

Para todas las articulaciones de la estructura se utiliza dos pletinas a cada lado y un perno de media rosca como pasador (Figura 29). Para seleccionar los elementos de las juntas se analiza la que está sometida a una mayor carga, esta se encuentra resaltada en Figura 30.

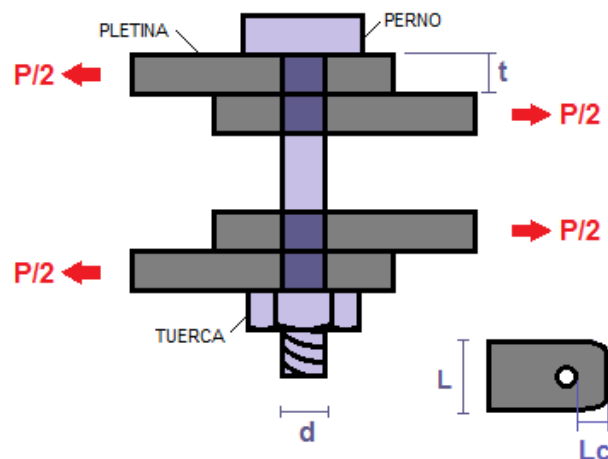


Figura 29. Diagrama de junta implementada en silla de ruedas bipedestadora.

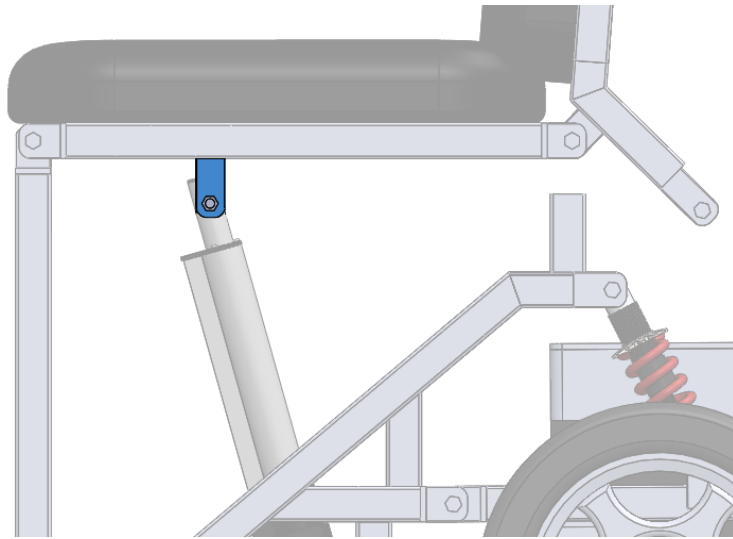


Figura 30. Junta de análisis.

En la articulación de análisis se aplica una carga máxima de 600 lbf (2669 N). Dicha carga produce esfuerzo cortante sobre el perno; y sobre la pletina produce esfuerzo de aplastamiento, corte y tracción. A continuación se analiza por separado cada uno de estos esfuerzos para determinar el diámetro y espesor mínimo.

8.8.1. Esfuerzo cortante sobre pasador

La fuerza del actuador se transmite a las pletinas a través del perno, estas a su vez generan una fuerza de reacción dividida en los dos puntos de contacto. El esfuerzo cortante sobre el perno debido a la fuerza P se calcula con (34).

$$\tau_P = \frac{F}{A} = \frac{P/2}{\pi \times d^2/4} \quad (34)$$

Donde

- τ_P : esfuerzo cortante sobre el perno;
- F : fuerza que produce el esfuerzo cortante;
- A : área transversal del perno;
- P : carga transmitida del actuador a la junta;
- d : diámetro del perno.

Para asegurar que el perno no se deforme, el esfuerzo debe ser menor a la resistencia a la fluencia por cortante del perno (S_{sy}) reducido por un factor de seguridad. Según la teoría de Tresca, el S_{sy} se obtiene con la expresión (35). Debido a que no se pueden asegurar las propiedades del material, el factor de seguridad debe estar entre 3 y 5. Para el cálculo se toma un valor de 3. El tipo de

perno utilizado es un ASTM A307, estos son comúnmente utilizados en la industria. El límite a la fluencia de este tipo de perno es 186 MPa según especifica la norma AISI 360 [42].

$$S_{sy} = 0.5S_y \quad (35)$$

$$S_{sy} = 0.5 \times 186\text{MPa} = 93\text{MPa}$$

$$\tau_{pmax} = \frac{S_{sy}}{n} = \frac{93\text{MPa}}{3} = 31\text{MPa} \quad (36)$$

Donde

S_y : límite a la fluencia;

S_{sy} : límite a la fluencia para cortante;

n : factor de seguridad.

Despejando y reemplazando (36) en (34), se determina el diámetro mínimo que debe tener el perno en (37).

$$d_{min} = \sqrt{\frac{2P}{\pi \times \tau_{pmax}}} = \sqrt{\frac{2 \times 2669\text{N}}{\pi \times 31\text{MPa}}} = 7.4\text{mm} \quad (37)$$

A partir del resultado de (37) se estandariza el diámetro a 8mm. Con el perno seleccionado se calcula el factor de seguridad resultante utilizando (38).

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau_p} \quad (38)$$

Para determinar el factor de seguridad resultante, primero se calcula el esfuerzo con el diámetro del perno seleccionado, utilizando (34).

$$\tau_p = \frac{2P}{\pi \times d^2} = \frac{2 \times 2669\text{N}}{\pi \times (0.008\text{m})^2} = 26.55\text{MPa}$$

Reemplazando los resultados en (38) se determina el factor de seguridad resultante.

$$n = \frac{93\text{MPa}}{26.55\text{MPa}} = 3.5$$

8.8.2. Esfuerzo de aplastamiento o apoyo sobre la pletina

El pasador crea un esfuerzo en la superficie de contacto de los elementos que conecta, dicha superficie tiene forma de un medio cilindro. En la práctica se utiliza un valor nominal promedio para el esfuerzo el cual se calcula utilizando (39) [43].

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{P/2}{d \times t} \quad (39)$$

Donde

- F : fuerza transmitida del perno a la junta;
 A : área transversal indicada en la Figura 31;
 d : diámetro del agujero;
 t : espesor de la pletina.

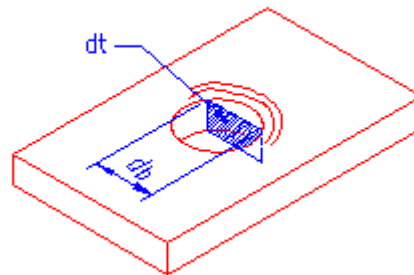


Figura 31. Deformación por esfuerzo de aplastamiento o apoyo.

Para que el esfuerzo no produzca deformación como en la Figura 31, este debe ser menor al límite a la fluencia dividido para el factor de seguridad definido anteriormente. La junta se fabrica utilizando pletina de acero A36, por lo tanto el límite a la fluencia de este material es 248 MPa [42]. Se reemplaza estos valores en (40).

$$\sigma_{max} = \frac{S_y}{n} = \frac{248 \text{ MPa}}{3} = 82.7 \text{ MPa} \quad (40)$$

Reemplazando (40) en (39) se obtiene el espesor mínimo con (41).

$$t_{min} = \frac{P/2}{d \times \sigma_{max}} = \frac{2669 \text{ N}/2}{8 \times 10^{-3} \text{ m} \times 82.7 \text{ MPa}} = 2.02 \text{ mm} \quad (41)$$

8.8.3. Esfuerzo de corte sobre la pletina

La carga transmitida por el perno a la junta produce también un esfuerzo de corte en la parte superior del agujero, como se ve en la Figura 32. Este se calcula utilizando (42).

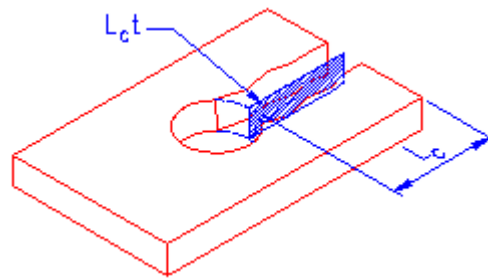


Figura 32. Deformación por esfuerzo de corte sobre la junta.

$$\tau_J = \frac{F}{A} = \frac{P/2}{L_c \times t} \quad (42)$$

Donde

L_c : distancia desde el final del agujero hasta el final de la junta;

La longitud L_c utilizada en el diseño geométrico es igual a 10mm. El esfuerzo cortante debe ser menor al S_{sy} dividido para un factor de seguridad. El límite a la fluencia de corte se calcula usando (35). Con el resultado y el factor de seguridad definido anteriormente se determina el esfuerzo cortante máximo para la pletina.

$$S_{sy} = 0.5 \times 248\text{MPa} = 124\text{MPa}$$

$$\tau_{Jmax} = \frac{124\text{MPa}}{3} = 41.3\text{MPa} \quad (43)$$

Igualando (43) con (42) se determina el espesor mínimo para el esfuerzo analizado.

$$t_{min} = \frac{P/2}{L_c \times \tau_J} = \frac{2669\text{N}/2}{10 \times 10^{-3} \times 41.3\text{MPa}} = 3.23\text{mm}$$

8.8.4. Esfuerzo de tracción sobre la pletina

El esfuerzo de tracción es mayor sobre la sección de menor área, es decir a los lados del agujero, como se ve en la Figura 33. El esfuerzo sobre esta área se calcula utilizando (44).

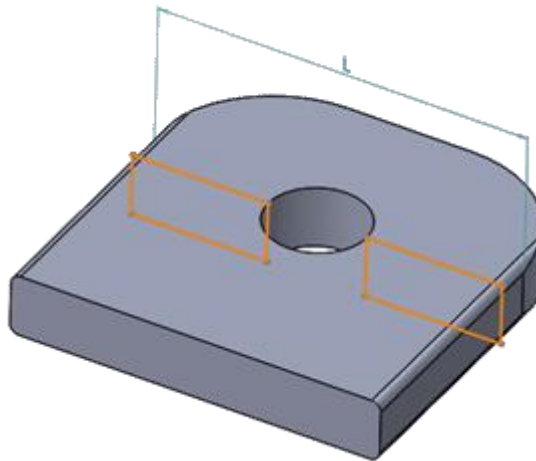


Figura 33. Área de análisis esfuerzo de tracción sobre junta.

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{P/2}{(L-d)t} \quad (44)$$

Donde

L : ancho de la pletina.

En el diseño se utiliza una pletina de 30mm de ancho. Reemplazando en (44) y despejando se obtiene el espesor mínimo considerando el esfuerzo de tracción, (45).

$$t_{min} = \frac{P/2}{(L-d) \times \sigma_{max}} = \frac{2669N/2}{(30mm - 8mm) \times 82.7MPa} = 0.83mm \quad (45)$$

8.8.5. Factor de seguridad resultante sobre la pletina

De todos los espesores mínimos calculados, el mayor de estos es 3.23 mm. Se estandariza a una pletina de 4mm. Con el espesor seleccionado y considerando el mayor de los esfuerzos en la pletina (esfuerzo de corte) se determina el factor de seguridad resultante, para esto se utiliza la ecuación (46).

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau_j} \quad (46)$$

Se calcula el esfuerzo sobre la pletina utilizando (42).

$$\tau_j = \frac{2669N/2}{0.01m \times 0.004m} = 33.36MPa$$

Reemplazando en (46) se obtiene el factor de seguridad resultante al usar una pletina de 4mm.

$$n = \frac{124\text{MPa}}{33.36\text{MPa}} = 3.72$$

8.9. Dimensionamiento de la soldadura

Todos los puntos de unión de la estructura son soldados. Para analizar, se considera la soldadura que está sometida a una mayor carga y además tiene menor área de contacto. La soldadura que se analiza está ubicada entre la pletina resaltada y el perfil fijo en la Figura 34. Las dimensiones se detallan en la Figura 35.

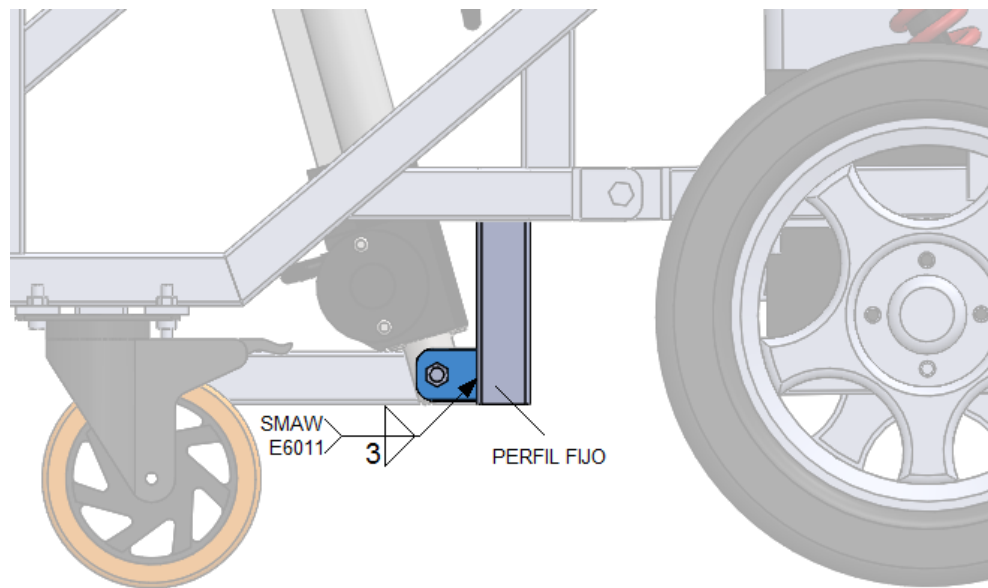


Figura 34. Ubicación de la soldadura analizada

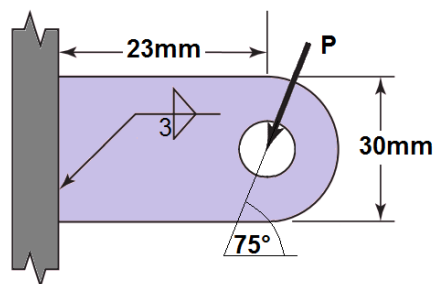


Figura 35. Dimensiones de la soldadura analizada

La componente vertical de la fuerza del actuador (determinada usando (47)) genera un momento flector en la pletina soldada, este crea un esfuerzo cortante primario y un esfuerzo cortante secundario, los cuales se calculan usando (48) y (49) respectivamente [34].

$$F = \frac{P \text{ sen}(75^\circ)}{2} = \frac{2669\text{N} \times \text{sen}(75^\circ)}{2} = 1289\text{N} \quad (47)$$

$$\tau' = \frac{F}{A} \quad (48)$$

$$\tau'' = \frac{Mc}{I} = \frac{F l c}{I} \quad (49)$$

Donde

- P : fuerza del actuador;
 τ' : esfuerzo cortante primario;
 F : fuerza vertical del actuador aplicado sobre una pletina;
 A : área de la garganta de toda la soldadura;
 τ'' : esfuerzo cortante secundario;
 M : momento flector;
 c : distancia del eje neutro hasta el final del elemento analizado;
 I : segundo momento de área;
 l : distancia entre la soldadura y el punto de aplicación de la fuerza.

El área de la garganta depende de la geometría de la soldadura. En la Figura 36 se visualiza la geometría de la soldadura y en (50) se tiene la fórmula del área. Además el segundo momento de área para la forma de la soldadura se calcula con (51).

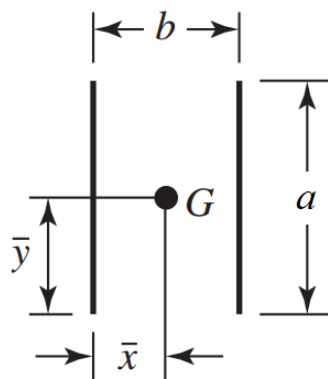


Figura 36. Geometría de la soldadura [34]

$$A = 1.414ha \quad (50)$$

$$I = \frac{0.707ha^3}{6} \quad (51)$$

Donde

- h : altura del cateto de la soldadura;
 a : longitud de la soldadura.

Reemplazando los datos en (50) y (51):

$$A = 1.414 \times 3 \times 10^{-3} \text{m} \times 30 \times 10^{-3} \text{m} = 1.27 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

$$I = \frac{0.707 \times 3 \times 10^{-3} \text{m} \times (30 \times 10^{-3} \text{m})^3}{6} = 9.54 \times 10^{-9} \text{m}^4$$

Finalmente se reemplaza en (48) y (49)

$$\tau' = \frac{1289 \text{N}}{1.27 \times 10^{-4} \text{m}^2} = 10.15 \text{MPa}$$

$$\tau'' = \frac{1289 \text{N} \times 23 \times 10^{-3} \text{m} \times 15 \times 10^{-3} \text{m}}{9.54 \times 10^{-9} \text{m}^4} = 46.6 \text{MPa}$$

El esfuerzo cortante total se determina mediante (52). Este debe ser menor al esfuerzo permitido. Shigley especifica diferentes esfuerzos permisibles, para el caso de la soldadura analizada se debe considerar tres de estos, especificados en (53), (54) y (55).

$$\tau = \sqrt{(\tau')^2 + (\tau'')^2} = 47.7 \text{MPa} \quad (52)$$

$$\text{Por flexión} \rightarrow \sigma_{perm} = 0.6 S_y \quad (53)$$

$$\text{Por cortante} \rightarrow \sigma_{perm} = 0.3 S_{ut} \quad (54)$$

$$\text{Por tipo de soldadura (E60xx)} \rightarrow \sigma_{perm} = 124 \text{MPa} \quad (55)$$

Donde

S_y : límite a la fluencia del material de aporte;

S_{ut} : esfuerzo último a la tracción del material de aporte.

Para el electrodo E6011 el límite a la fluencia es igual a 345MPa, y el esfuerzo último a la tracción es de 427MPa. Reemplazando se obtiene:

$$\text{Por flexión} \rightarrow \sigma_{perm} = 0.6 \times 342 \text{MPa} = 207 \text{MPa}$$

$$\text{Por cortante} \rightarrow \sigma_{perm} = 0.3 \times 427 \text{MPa} = 128 \text{MPa}$$

$$\text{Por tipo de soldadura (E60xx)} \rightarrow \sigma_{perm} = \mathbf{124 \text{MPa}}$$

Por lo tanto la soldadura soporta el esfuerzo al que es sometida. Considerando el esfuerzo permitido por el electrodo y el esfuerzo cortante en la garganta de la soldadura, se determina el factor de seguridad.

$$n = \frac{124 \text{MPa}}{47.7 \text{MPa}} = 2.6$$

8.10. Factor de seguridad resultante

El factor de seguridad del equipo es igual al menor de los factores de seguridad de todos los elementos estructurales. En la Tabla 12 se reúnen los factores de seguridad resultantes considerando los elementos seleccionados a partir del diseño.

Tabla 12. Factores de seguridad resultantes.

| Elemento | Factor de seguridad |
|------------------|----------------------------|
| Perfil | 3.44 |
| Pasador | 3.5 |
| Pletina | 3.71 |
| Soldadura | 2.6 |

Como se observa en la Tabla 12, el menor de todos es el de la soldadura, por lo tanto el factor de seguridad del equipo es igual a 2.6.

9. SELECCIÓN DE EQUIPOS ELECTRÓNICOS

La silla de ruedas bipedestadora tiene dos funciones principales: desplazar al usuario y cambiar su postura. En la sección anterior se seleccionaron los componentes electromecánicos que cumplen con los requerimientos del diseño mecánico. En esta sección se determinan los equipos electrónicos necesarios para desarrollar las funciones de la silla de ruedas de tres posiciones y el control de los equipos electromecánicos. En la Figura 37 se tiene el diagrama de bloques del bipedestador con los componentes necesarios para el funcionamiento del sistema.

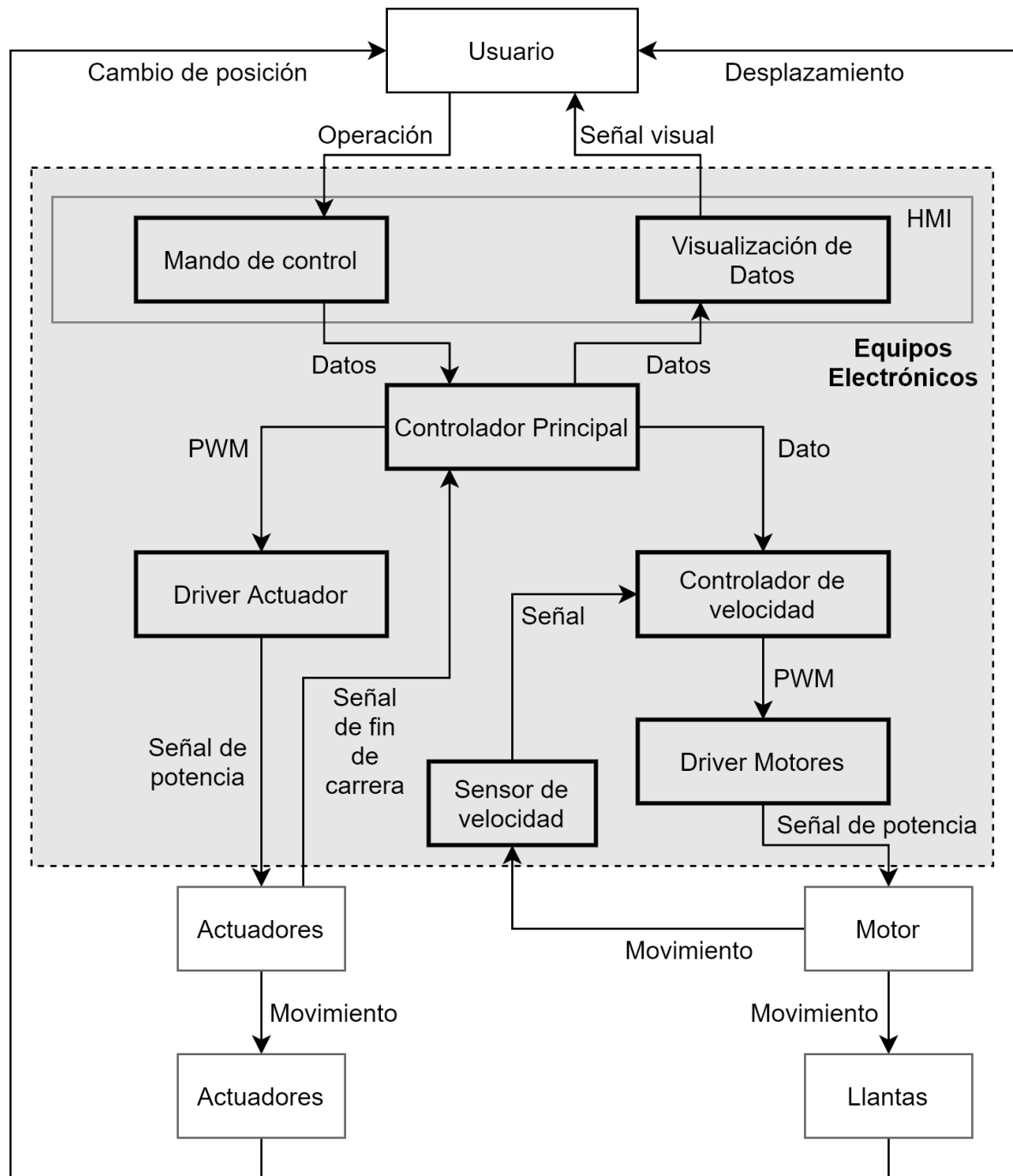


Figura 37. Diagrama de bloques de silla de ruedas verticalizadora.

9.1. Selección de elemento para visualización de información

Para el correcto uso de la silla de ruedas verticalizadora, existe información que debe ser presentada en todo momento al usuario como por ejemplo el nivel de carga de la batería o el nivel de velocidad. Las sillas de ruedas eléctricas utilizan por lo general luces indicadoras para transmitir esta información desde el microcontrolador al usuario. En la Tabla 13 se comparan tres alternativas de elementos para visualización de información.

Tabla 13. Alternativas de elementos visualizadores de información.

| | Luces indicadoras | Pantalla LCD monocromática | Pantalla TFT a color |
|--------------------|---------------------------------------|---|---|
| | Opción 1 | Opción 2 | Opción 3 |
| Ventajas | Fácil de implementar | Versátil | Versátil |
| | Bajo costo | Intuitivo | Muy intuitivo |
| | | Visualización de letras e íconos de baja resolución | Visualización de letras, íconos e imágenes. |
| | | Bajo costo | Resolución media (480x320) |
| | | | Disponible versión táctil |
| Desventajas | No versátil | Resolución baja (128x64) | Costo medio-alto |
| | Limitación de información visualizada | Limitación de espacio | Mayor tiempo de implementación |
| | No intuitivo | | |

Se selecciona la Opción 3 principalmente por su versatilidad; en caso de realizar algún cambio, adaptación o mejora, la pantalla TFT a color se puede programar para que cumpla con las nuevas necesidades del diseño. Permite mostrar imágenes e íconos los cuales facilitan el entendimiento de la información presentada para el usuario.

9.2. Selección de mando de control

El mando de control sirve para la comunicación entre el usuario y el controlador principal. Existen mandos para uso con la mano, cabeza, respiración, etc. Por lo general las sillas de ruedas eléctricas utilizan un joystick análogo; según [44] esto se debe a la curva de aprendizaje en equipos con joystick. Las curvas de aprendizaje son representaciones gráficas que miden el éxito obtenido durante el aprendizaje en el transcurso del tiempo. Al implementar un joystick la curva de aprendizaje es bastante empinada lo que indica un rápido aprendizaje.

Por otro lado en [45] se analiza el proceso de aprendizaje en aplicaciones móviles con pantallas táctiles. En este estudio se determina que al implementar una pantalla táctil las personas suelen ser más autodidactas por lo que prefieren no leer las indicaciones de uso. Esto indica que la curva de aprendizaje es más empinada cuando las aplicaciones en pantallas táctiles emplean menor cantidad de texto.

El usuario utilizará el mando para tres funciones: seleccionar entre desplazamiento y cambio de posición, control de la dirección y velocidad del desplazamiento y por último el cambio de posición de manera gradual. En la Tabla 14 se comparan tres alternativas.

Tabla 14. Alternativas para mando de control.

| | Joystick Opción 1 | Joystick + pantalla táctil Opción 2 | Control por voz Opción 3 |
|--------------------|------------------------------|--|-------------------------------------|
| Ventajas | Fácil de implementar | Versátil | Versátil |
| | Bajo costo | Funciones ilimitadas | Funciones ilimitadas |
| | Control proporcional | Control proporcional | Manos libres |
| | Muy intuitivo | Flexibilidad para realizar cambios | |
| | | Muy intuitivo | |
| Desventajas | No versátil | Costo medio-alto | Costo medio-alto |
| | Limitación de funciones | Mayor tiempo de implementación | Mayor tiempo de implementación |
| | | | No intuitivo |
| | | | Sensible al ruido |
| | | | Control no proporcional |

De las tres alternativas se selecciona la segunda opción, es decir el uso de joystick con una pantalla táctil. Actualmente en la industria las pantallas táctiles son muy utilizadas por la versatilidad de estas para agregar funciones y lo fácil que es para el usuario aprender a usar un equipo táctil. El joystick a diferencia del control por voz, permite un control proporcional de la dirección y velocidad, lo que facilita el desplazamiento.

9.3. Selección de módulo de control

Las sillas de ruedas comerciales utilizan módulos de control con la HMI integrada. Estos no son programables y son compatibles únicamente con ciertos equipos, por esto no se considera esta opción. En su lugar se analiza el uso de tres alternativas presentadas en la Tabla 15.

Tabla 15. Alternativas de módulos de control.

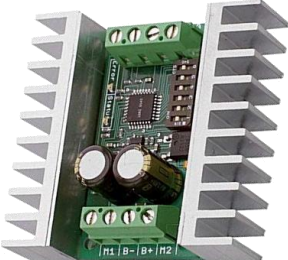
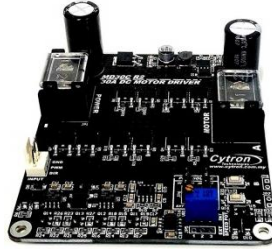
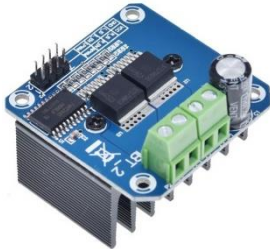
| | Arduino [46] Opción 1 | Raspberry Pi [47] Opción 2 | Microcontrolador (PIC) Opción 3 |
|--------------------|--|---------------------------------------|---|
| Ventajas | Costo medio-bajo | Alta capacidad de procesamiento | Costo bajo |
| | Fácil implementación | Pines GPIO | Gran variedad de modelos disponibles |
| | Lenguaje de programación sencillo | Alta disponibilidad en el país | Varios lenguajes de programación disponibles |
| | Entradas análogas y discretas integradas | Multitareas | Entradas análogas y discretas integradas |
| | Ejecución inmediata | | Ejecución inmediata |
| | Alta disponibilidad en el país | | |
| | Compatible con gran variedad de sensores | | |
| | Gran cantidad de librerías disponibles | | |
| Desventajas | No robusto | No robusto | Diseño y fabricación de una placa para su uso |
| | No permite multitareas | No cuenta con entradas análogas | Tiempo de implementación mayor |
| | Baja velocidad de procesamiento | Inicio lento | No robusto |
| | | Alto tiempo de implementación | No permite multitareas |
| | | | Sensible a ruido |

Se selecciona la Opción 1 por la facilidad de implementación, lenguaje de programación sencillo y debido a que dispone de entradas análogas integradas (necesarias para la lectura del joystick). A diferencia de un microcontrolador, Arduino ya viene en una placa que facilita las conexiones por lo cual no es necesaria la elaboración de una placa. Esta característica lo vuelve también sumamente versátil.

9.4. Selección de driver para motores y actuadores

Las señales que envía el controlador son de baja potencia. Para alimentar a los motores se necesita un driver que convierta dicha señal a una de potencia. Los actuadores PA-03 de Progressive Automations tienen una corriente máxima operación de 7.6A cada uno y un voltaje de alimentación de 12V. Los motores SCD2-A de SenChuan utilizan una corriente máxima de 14A con un voltaje de 24V. En la Tabla 16 se presentan tres alternativas.

Tabla 16. Alternativas de drivers para motores.

| | Sabertooth [48] | Cytron [49] | HiLetgo BTS7960 [50] |
|-----------------------------|---|--|---|
| Modelo |  |  |  |
| Corriente operación | 12, 25, 32, 60A | 20, 30A | 15A |
| Corriente pico | 25, 45, 64, 120A | 60, 80A | 43A |
| Voltaje de operación | 6-24V | 5-30V | 5.5-27V |
| Protecciones | Sobrettemperatura y sobrecorriente | Sobrecorriente, sobrettemperatura y bajo voltaje | Sobrettemperatura, sobrevoltaje y bajo voltaje |
| Precio | \$78, \$120, \$120, \$185 | \$20, \$35 | \$14 |

Se selecciona el driver HiLetgo BTS7960 para los actuadores debido a las protecciones y el precio. Los motores utilizan una corriente mayor por lo cual se selecciona el driver Cytron de 20A para estos.

9.5. Selección de sensor de realimentación

Para el control de velocidad del bipedestador se necesita la realimentación del sistema mediante algún sensor. Se definen tres alternativas para el sensor de realimentación presentadas en la Tabla 17.

Tabla 17. Alternativas para sensor de realimentación.

| | Encoder Incremental Opción 1 | Acelerómetro Opción 2 |
|--------------------|---|----------------------------------|
| Ventajas | Bajo nivel de ruido | Fácil de acoplar al sistema |
| | Fácil configuración | Lectura en tres ejes |
| | Preciso | Una unidad requerida |
| | Bajo tiempo de procesamiento | |
| Desventajas | Difícil de acoplar al sistema | Sensible a interferencias |
| | Dos unidades requeridas | Ruido en la señal |
| | | Difícil de implementar |
| | | Alto tiempo de procesamiento |

El sensor escogido es el encoder incremental debido al bajo nivel de ruido en su señal de salida. Además el acelerómetro es sensible a interferencias y cualquier movimiento del usuario podría afectar la medición.

9.6. Dimensionamiento de baterías

La capacidad de una batería se mide en amperios hora e indica la corriente de uso con la cual una batería será descargada en una hora. De la capacidad, depende directamente la autonomía de un equipo. Las sillas de ruedas eléctricas no son dispositivos de uso continuo; el consumo energético varía también de una persona a otra, por estas razones es difícil determinar su autonomía. Para comparar entre diferentes modelos, la Sociedad Americana de Ingeniería de Rehabilitación y Tecnologías de Asistencia (RESNA por sus siglas en inglés) define en su norma cómo determinar la autonomía de las sillas de ruedas [4]. A diferencia de otros dispositivos alimentados con baterías, estas no definen su autonomía en tiempo sino en recorrido. Se establece que comúnmente tienen un recorrido de aproximadamente 15 millas en suelo plano con una sola recarga [51].

Para determinar el tiempo que le toma a la silla de ruedas verticalizadora en recorrer cierta distancia, se utiliza (56).

$$t_A = \frac{R}{d_N \pi \omega} \quad (56)$$

Donde

- t_A : tiempo requerido para recorrer cierta distancia;
- R : distancia recorrida;
- d_N : diámetro del neumático;
- ω : velocidad angular del motor.

Reemplazando con los valores conocidos:

$$t_A = \frac{25 \times 10^3 \text{ m}}{0.305 \text{ m} \times \pi \times 140 \text{ rpm}} = 186 \text{ min} = 3.1 \text{ h}$$

La corriente de un motor DC depende de su torque de salida y de la constante de torque del motor. Esta relación se representa en (57).

$$T = k_t I \quad (57)$$

Donde

- T : torque de salida del motor;
- k_t : constante de torque del motor;

I : corriente del motor.

El fabricante de los motores seleccionados especifica una corriente nominal de 14A y torque nominal de 23Nm. Con estos valores se reemplaza en (57) para determinar la constante del motor.

$$k_t = \frac{23\text{Nm}}{14\text{A}} = 1.64\text{Nm/A}$$

Con la constante del motor se puede determinar la corriente para cualquier torque. El torque calculado en el dimensionamiento del motor incluye la fuerza necesaria para subir una rampa de 6°. La autonomía se mide en suelo plano por lo cual el torque exigido al motor es menor al torque nominal. Se reemplaza en (57) con el torque necesario para desplazar a una persona de 100kg y la constante determinada.

$$I_A = \frac{6\text{Nm}}{1.64\text{Nm/A}} = 3.66\text{A}$$

La capacidad mínima de la batería se calcula utilizando (58).

$$\begin{aligned} C_B \text{min} &= n \times I_A \times t_A \\ C_B \text{min} &= 2 \times 3.66\text{A} \times 3.1\text{h} = 22.69\text{Ah} \end{aligned} \tag{58}$$

Donde

$C_B \text{min}$: capacidad mínima requerida de la batería;

n : número de motores utilizados;

I_A : corriente utilizada por el motor para desplazar al usuario;

Para asegurar la autonomía mínima de 15 millas, al resultado obtenido se multiplica por un factor de 1.5.

$$C_B = 1.5C_B \text{min} = 34\text{Ah}$$

El voltaje requerido para los motores es de 24V. Por disponibilidad se selecciona el uso de 2 baterías de 12V y 35Ah en serie.

10. LÓGICA DE FUNCIONAMIENTO

Para explicar la lógica implementada en la programación se realiza un diagrama de flujo del funcionamiento general de la silla bipedestadora, presentado en la Figura 38.

Como se mencionó anteriormente, las dos funciones principales de la silla de ruedas verticalizadora son el desplazamiento y cambio de postura. Por seguridad, no se deben realizar ambas acciones simultáneamente. Para esto el usuario selecciona a través de la pantalla táctil la función que desea realizar. Si selecciona cambiar de posición entonces el programa esperará que el usuario seleccione la postura a la que desea cambiar entre sentado, acostado y de pie. Después de seleccionar la postura, espera una confirmación del usuario para comenzar el cambio de posición activando los actuadores. Cuando termina regresa al flujo normal del programa donde detiene todos los actuadores.

De manera similar funciona el desplazamiento. Al seleccionar esta función se espera a que el usuario con el joystick indique hacia donde desea moverse. Dependiendo de la dirección se envía la señal a los motores. Al dejar de seleccionar una dirección, se regresa al flujo normal del programa donde los motores se detienen.

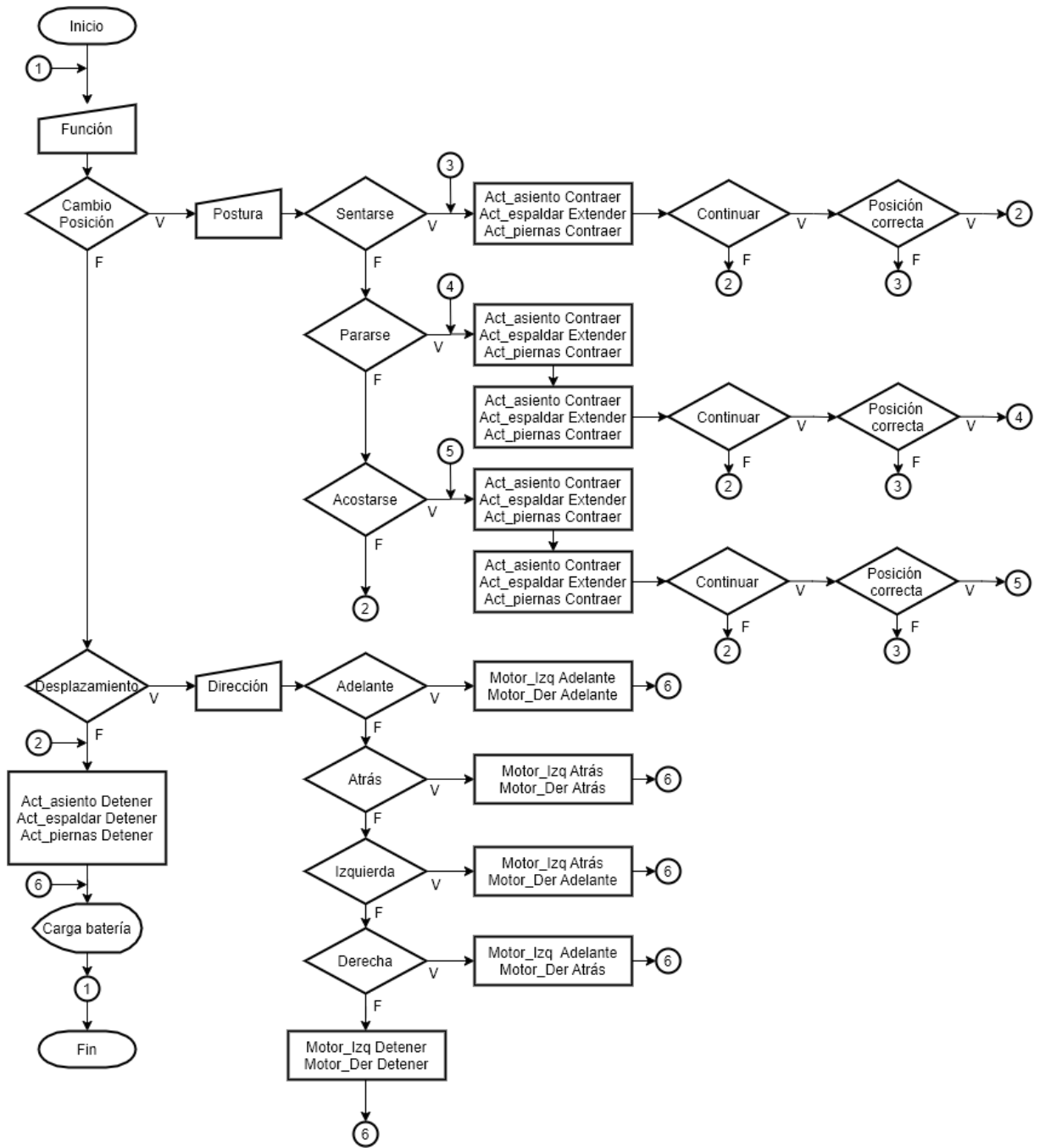


Figura 38. Diagrama de flujo del controlador principal.

11. DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL

Al momento de desplazarse, un cambio rápido de velocidad puede desestabilizar a la silla de ruedas y provocar un volcamiento tal como se explicó en la sección de dimensionamiento de los motores. Por lo general las sillas de ruedas eléctricas no cuentan con un control que evite esta situación. El usuario únicamente puede seleccionar un rango de velocidades según sus necesidades de desplazamiento.

Para disminuir este riesgo se realiza un control en el cual si el usuario aumenta la velocidad rápidamente, los motores tengan una respuesta más lenta.

Antes de comenzar con el diseño del sistema de control se debe definir la función de transferencia de la planta.

11.1. Determinación de la función de transferencia

Se conoce que un motor DC tiene una función de transferencia de primer orden, es decir que mantiene la forma de la ecuación (59).

$$G(s) = \frac{k_{ss}}{Ts + 1} \quad (59)$$

Donde

$G(s)$: función de transferencia del sistema;

k_{ss} : ganancia estática del sistema;

T : constante de tiempo del sistema.

La ganancia estática y la constante de tiempo se determinan de manera experimental. Utilizando un sensor de velocidad acoplado al eje del motor, un Arduino Mega y una fuente de voltaje variable se mide la respuesta del motor ante diferentes voltajes, desde 18V hasta 25V. Para cada valor de voltaje se realizan tres pruebas. En la Figura 39 se tiene el gráfico de velocidad de estabilización en función del voltaje de alimentación del motor. Como se observa este mantiene un comportamiento lineal. Además en la Figura 40 se tiene la respuesta del motor al pasar de 0 a 24V. En la Tabla 18 se resumen los datos obtenidos.

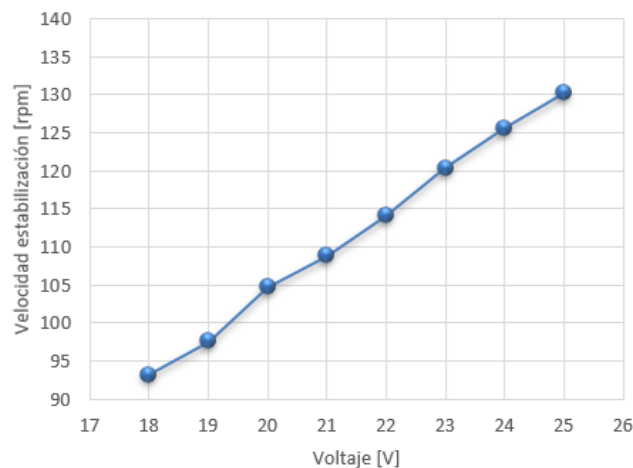


Figura 39. Gráfico velocidad vs. voltaje motor

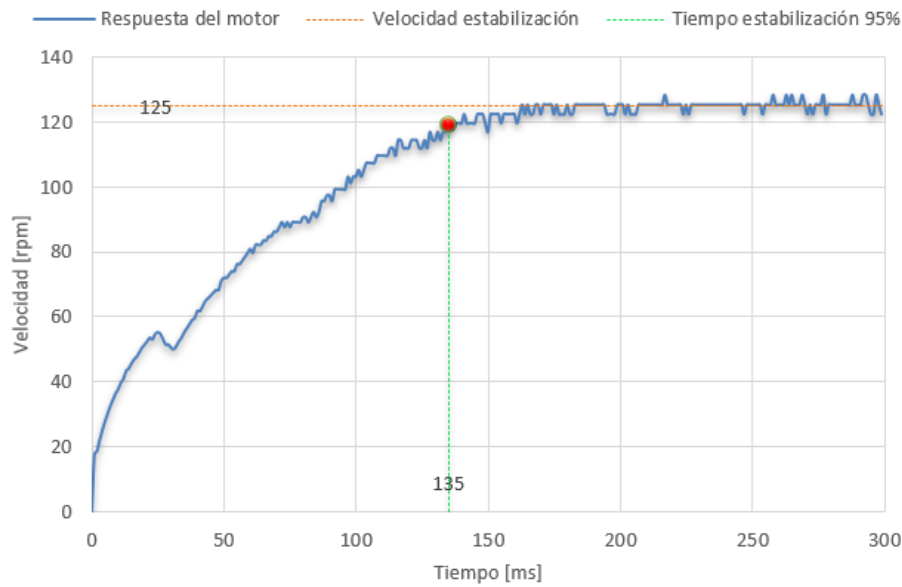


Figura 40. Respuesta del motor al pasar de 0 a 24V.

La velocidad de estabilización se obtuvo con el promedio de los 80 últimos datos. El tiempo de estabilización se toma al 95%, [52] es decir el tiempo que le toma al motor alcanzar el 95% de su velocidad de estabilización. Para calcular la ganancia estática y la constante de tiempo se utiliza (60) y (61).

$$k_{ss1} = \frac{\omega_s}{V} \quad (60)$$

$$T = \frac{t_s}{3} \quad (61)$$

Donde

- ω_s : velocidad angular de estabilización;
- V : voltaje de alimentación;
- t_s : tiempo de estabilización.

Tabla 18. Tiempo de estabilización y ganancia estática para diferentes voltajes.

| Voltaje[V] | ω_s [rpm] | t_s [ms] | k_{ss} [rpm/V] |
|-----------------|------------------|------------|------------------|
| 25 | 130.2 | 137.3 | 5.21 |
| 24 | 125.6 | 134.7 | 5.23 |
| 23 | 120.4 | 133.3 | 5.24 |
| 22 | 114.1 | 122.3 | 5.19 |
| 21 | 108.8 | 113.3 | 5.18 |
| 20 | 104.7 | 108.0 | 5.23 |
| 19 | 97.6 | 103.7 | 5.13 |
| 18 | 93.2 | 103.3 | 5.18 |
| Promedio | | 119.5 | 5.20 |

A partir de los resultados obtenidos experimentalmente se determina la constante de tiempo del sistema y la función de transferencia para el motor.

$$T = \frac{119.5 \text{ ms}}{3} = 0.0398 \text{ s}$$

$$G(s) = \frac{5.2}{0.0398s + 1}$$

Utilizando un software de cómputo numérico se simula la respuesta de la función de transferencia $G(s)$ con una entrada de 24V. El resultado es presentado en la Figura 41.

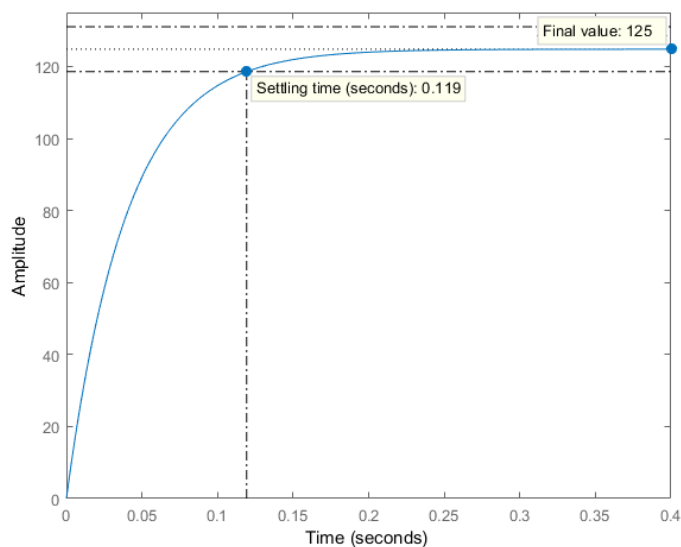


Figura 41. Respuesta de la función de transferencia del motor con step de 24V.

11.2. Diseño del controlador

Como se menciona anteriormente, para estabilidad y comodidad del usuario la aceleración de la silla de ruedas verticalizadora debe ser menor a 0.1G. Para asegurar que la aceleración del sistema se encuentre dentro de este rango, se implementa un control de velocidad con un tiempo de estabilización adecuado. Este tiempo se determina considerando una aceleración menor a la mencionada y la velocidad máxima definida.

Se asegura que la aceleración sea menor a la determinada por Kamper considerando el 30% de esta. Además, la velocidad máxima se define de 6km/h (1.67m/s), la cual es un promedio de la recomendada por varios fabricantes de sillas verticalizadoras. Con estos parámetros se calcula el tiempo de estabilización requerido aplicando (62).

$$t_s = \frac{\Delta v}{a} \quad (62)$$

$$t_s = \frac{1.67\text{m/s}}{30\% \times 0.1 \times 9.8\text{m/s}^2} = 5.67\text{s}$$

Se requiere un controlador que aumente el tiempo de estabilización del motor que actualmente es de 0.119 segundos a 5.67 segundos.

Uno de los controladores más utilizados en la industria es el PID, el cual trabaja en función del error del sistema por lo que es implementado en lazo cerrado. Dicho error se obtiene de la diferencia existente entre el valor deseado y la salida del sistema. Un PID tiene tres componentes de control. La primera es la proporcional la cual incrementa o disminuye la ganancia estática, pero genera un error en estado estacionario. La segunda componente es la integral del error, la cual elimina el error en estado estacionario. La última componente es la derivativa, la cual incrementa la estabilidad, predice el error futuro y disminuye el tiempo de estabilización del sistema.

Debido a que se busca aumentar el tiempo de estabilización del sistema y este no tiene un comportamiento oscilatorio, se usa un controlador PI. En la Figura 42 se observa el diagrama de bloques para un controlador en lazo cerrado. Considerando el tipo de controlador seleccionado, se define (63).

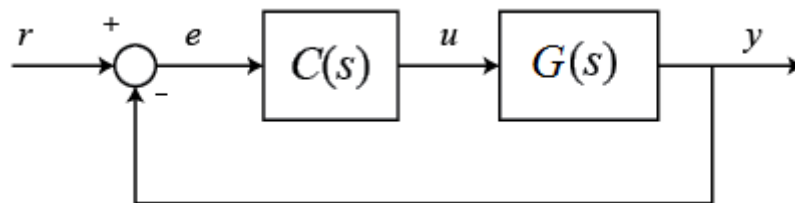


Figura 42. Diagrama de bloques sistema en lazo cerrado.

$$u(t) = k_p \times e(t) + k_i \int e(t)dt \quad (63)$$

Donde

$u(t)$: salida del controlador en función del tiempo;

k_p : ganancia de la componente proporcional;

$e(t)$: error en función del tiempo;

k_i : ganancia de la componente integral.

Aplicando la transformada de Laplace:

$$u(s) = k_p \times e(s) + k_i \frac{e(s)}{s}$$

$$T_i = \frac{k_p}{k_i}$$

$$\frac{u(s)}{e(s)} = C(s) = k_p \left(\frac{s + \frac{1}{T_i}}{s} \right) \quad (64)$$

De (64) se concluye que para diseñar el controlador se necesita un cero y un integrador. Utilizando el método de localización de raíces [52] y un software de cómputo numérico se definen los valores del PI para obtener el tiempo de estabilización calculado. La ecuación del controlador se presenta en (65) y la respuesta del sistema con este controlador se observa en la Figura 43.

$$C(s) = 0.103 \frac{1 + 0.078s}{s} \quad (65)$$

Por lo tanto:

$$k_p = 0.103$$

$$T_i = 12.82$$

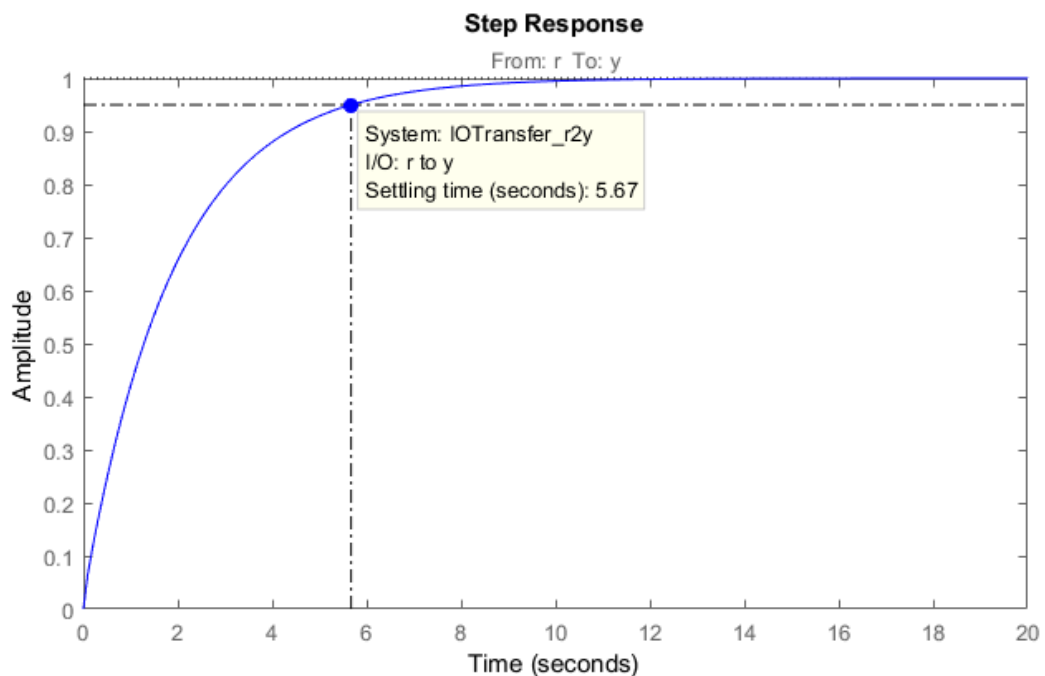


Figura 43. Respuesta del motor con el sistema de control diseñado.

12. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En conclusión la silla de ruedas de tres posiciones para personas con paraplejia tiene unas dimensiones generales de 1280mm x 707mm x 1008mm en posición sedente. En posición de bipedestación llega a una altura máxima de 1723mm y en posición de cúbito tiene una profundidad máxima de 1902mm.

Del dimensionamiento mecánico se obtiene un factor de seguridad resultante del equipo de 2.6, el cual corresponde a la soldadura analizada.

Experimentalmente se determina el comportamiento del motor seleccionado para el desplazamiento, obteniendo una ganancia estática de 5.2rpm/V y un tiempo de estabilización promedio de 119ms. Considerando el comportamiento del motor y utilizando un software de cómputo numérico se diseña un controlador PI por sintonización, cuyas constantes resultantes son k_p de 0.103 y T_i 12.82.

Para la construcción se recomienda respetar las tolerancias geométricas y dimensionales, el uso de materiales seleccionados y utilizar las herramientas adecuadas para cada operación. Antes de comenzar la construcción se recomienda adquirir todos los elementos para verificar medidas y especificaciones.

REFERENCIAS

- [1] J. Moreno, Valoración de la Discapacidad Física: El índice de Barthel, Revista Española de Salud Pública, Vol. 71, 1997.
- [2] Consejo Nacional para la Igualdad de Discapacidades, Estadísticas de Discapacidad, Ecuador. [Online] Disponible en: <https://www.consejodiscapacidades.gob.ec/estadisticas-de-discapacidad/> [Último acceso: 7 de enero de 2020]
- [3] Anuario de Estadísticas de Salud: Camas y Egresos Hospitalarios 2018, Instituto Nacional de Estadísticas y censos, 2018. [Online] Disponible en: <https://www.ecuadorencifras.gob.ec/camas-y-egresos-hospitalarios/> [Último acceso: 7 de enero de 2020]
- [4] J. Arva, RESNA Position on the Application of Wheelchair Standing Devices, Rehabilitation Engineering & Assistive Technology Society of North America, 2009.
- [5] D. Breithaupt, A. Jousse, M. Wynn, Late Causes of Death and Life Expectancy in Paraplegia, Canadian Medical Association Journal Vol. 85, 1961.
- [6] R. Smith, Measuring the Outcomes of Assistive Technology: Challenge and Innovation, Assistive Technology: The Official Journal of RESNA, 2010.
- [7] J. Leoard, What type of mobility aids are available?, Medical News Today, 2017. [Online] Disponible en: <https://www.medicalnewstoday.com/>
- [8] U. S. Medical Supplies, Carries Parts for your Power Wheelchair. [Online] Disponible en: <https://www.usmedicalsupplies.com/power-wheelchair-parts.htm> [Último acceso: 14 de enero de 2020]
- [9] I. Valle, Sillas de ruedas eléctricas. Opciones de mandos de control y cambios de postura, CEAPAT, España, 2013.
- [10] Lloyd, "Draco Power Stand Up & Recline Wheelchair – Technical Specifications", 2014. [Online] Disponible en: <http://www.lloyd-linden.com.tw/draco/draco.html> [Último acceso: 18 de enero de 2020]
- [11] J. Leaman, H. Manh, A comprehensive Review of Smart Wheelchairs: Past, Present, and Future, IEEE Transactions on Human-Machine Systems, 2017.

- [12] K.Tanaka, K. Matsunaga, H. Wang, Electroencephalogram-Based Control of an Electric Wheelchair, IEEE Transactions on Robotics, Vol. 21, 2005.
- [13] J. Lin, K. Chen, W. Yang, EEG and eye-blinking signals through a Brain-Computer Interface based control for electric wheelchairs with Wireless scheme, IEEE, 4th International Conference on New Trends in Information Science and Service Science, 2010.
- [14] S. Cockrell, G. Lee, Determining Navigability of Terrain Using Point Cloud Data, IEEE, 13th International Conference on Rehabilitation Robotics (ICORR), 2013.
- [15] Instituto Ecuatoriano de Normalización, NTE INEN 2 245:2000 Accesibilidad de las Personas al Medio Físico. Edificios. Rampas Fijas., Primera Edición.
- [16] Instituto Ecuatoriano de Normalización, NTE INEN 2 309:2001 Accesibilidad de las Personas con Discapacidad y Movilidad Reducida al Medio Físico. Espacios de Acceso, Puertas., Primera Edición.
- [17] Instituto Ecuatoriano de Normalización, NTE INEN 2 293:2001 Accesibilidad de las Personas con Discapacidad y Movilidad Reducida al Medio Físico. Área Higiénico Sanitaria., Primera Edición.
- [18] International Standard, ISO 7176-22 Wheelchairs-Part 22: Set-up procedures, Second edition, 2014.
- [19] J. Ziegler, "Working Area of Wheelchairs – Details about Some Dimensions that are specified in ISO 7176-5", USA, 2003.
- [20] Invacare Corporation, "Silla de ruedas eléctrica-Manual del usuario", 2017.
- [21] Karman Healthcare Inc., "XO-202 Technical Specifications".
- [22] Amazon, "Wisging Standing Power Wheelchair". [Online] Disponible en: <https://www.amazon.ca/WISGING-Electric-Wheelchair-Reclining-Motorized/dp/B07XXT836V> [Último acceso: 18 de enero de 2020]
- [23] Permobil Inc., "Manual de usuario-F5 Corpus VS", 2019.
- [24] Alibaba, Silla de ruedas de pie Z01 – Descripción del producto. [Online] Disponible en: <https://spanish.alibaba.com/product-detail/hot-selling-power-lift-up-seat-electric-standing-wheelchair-for-handicapped->

60480393078.html?spm=a2700.galleryofferlist.0.0.4b01243c5xqtGo [Último acceso: 18 de enero de 2020]

[25] Real Academia Española, *Diccionario de la lengua española*, España, 2019. [Online] <https://dle.rae.es/antropometr%C3%ADa> [Último acceso: 18 de enero de 2020]

[26] S. Plagenhoef, *Anatomical Data for Analyzing Human Motion*, Research Quarterly for Exercise and Sport, Vol. 54, 1983.

[27] P. Leva, *Adjustments to Zatsiorsky-Seluyanov's Segment Inertia Parameters*, Biomechanics, Vol. 29, 1996.

[28] R. Ávila, L. Prado, E. González, *Dimensiones antropométricas de población latinoamericana*, Universidad de Guadalajara, Segunda Edición, 2007.

[29] NCD Risk Factor Collaboration, "Height – Evolution of adult height over time". [Online] Disponible en: <http://www.ncdrisc.org/index.html> [Último acceso: 22 de enero de 2020]

[30] Altra Motion, K2G10 Linear Actuator, 2018. [Online] Disponible en: <https://www.altramotion.com/> [Último acceso: 2 de febrero de 2020]

[31] Progressive Automation, PA-03 Data Sheet , 2017. [Online] Disponible en: <https://www.progressiveautomations.com/> [Último acceso: 2 de febrero de 2020]

[32] Linak, Actuator LA25 Data sheet, 2019. [Online] Disponible en: <https://www.linak.com/> [Último acceso: 2 de febrero de 2020]

[33] R. Mott, *Resistencia de Materiales*, Pearson, México, 2009.

[34] R. Budynas, J. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, 8va Edición, 2008.

[35] DIPAC Manta SA, Catálogo perfiles estructurales, 2016. [Online] Disponible en: <http://www.dipacmanta.com/> [Último acceso: 4 de febrero de 2020]

[36] T. Porselvi, M. Srihariharan, J. Ashok, S. Ajith, *Selection of Power Rating of an Electric Motor for Electric Motor for Electric Vehicles*, International Journal of Engineering Science and Computing, Volume 7, India, 2017.

[37] S. Chauhan, *Motor Torque Calculations for Electric Vehicle*, International Journal of Scientific & Technology Research, Volume 4, India, 2015.

- [38] D. Kamper, M. Parnianpour, K. Barin, T. Adams, M. Linden, H. Hemami, *Postural stability of wheelchair users exposed to sustained, external perturbation*, Journal of Rehabilitation Research & Development, Vol. 36, 1999.
- [39] R. Gaal, N. Rebholtz, R. Hotchkiss, P. Pfaelzer, *Wheelchair rider injuries: Causes and consequences for wheelchair design and selection*, Journal of Rehabilitation Research and Development, Vol. 34, 1997.
- [40] YongKang SenChuan Electric Machinery Co, Product Specifications, China. [Online] Disponible en: <http://en.senchuan.com/index> [Último acceso: 5 de febrero de 2020]
- [41] ElectroCraft, MPP36 Geared Mobility Motor, USA. [Online] Disponible en: <https://www.electrocraft.com/> [Último acceso: 5 de febrero de 2020]
- [42] American Institute of Steel Construction, AISC 360-16 Specification for Structural Steel Buildings, 2016.
- [43] F. Beer, E. Johnston, J. DeWolf, D. Mazurek, *Mecánica de Materiales*, Quinta Edición, McGraw Hill, 2010.
- [44] K. Ko, J. Choi, *A Haptic Interface Using a Force-Feedback Joystick*, SICE Annual Conference, Japan, 2007.
- [45] L. Tokárová, M. Weideman, *Understanding the Process of Learning Touchscreen Mobile Applications*, SIGDOC, USA, 2013.
- [46] Arduino, Tech Specs and Documentation, 2020. [Online] Disponible en: <https://www.arduino.cc/> [Último acceso: 10 de febrero de 2020]
- [47] Raspberry Pi Foundation; Hardware Documentation; 2020. [Online] Disponible en: <https://www.raspberrypi.org/> [Último acceso: 10 de febrero de 2020]
- [48] Dimension Engineering LLC; Sabertooth dual motor driver – Product Description. [Online] Disponible en: <https://www.dimensionengineering.com/> [Último acceso: 11 de febrero de 2020]
- [49] Cytron; DC Motor Driver Specifications. [Online] Disponible en: <https://www.cytron.io/> [Último acceso: 11 de febrero de 2020]
- [50] Infineon technologies; Data Sheet BTS 7960 – High Current PN Half Bridge, 2004.

[51] A. Rentschler; R. Cooper; S. Fitzgerald; M. Boninger; S. Guo; W. Ammer; *Evaluation of Selected Electric-Powered Wheelchairs Using ANSI/RESNA Standards*; American Congress of Rehabilitation Medicine; 2004.

[52] K. Ogata, *Ingeniería de control moderna*, 5ª edición, 2010.