



UNIVERSIDAD
DE PIURA

REPOSITORIO INSTITUCIONAL
PIRHUA

PROPUESTA DE VEHÍCULO AUTÓNOMO PARA DISCAPACITADOS EN LA REGIÓN PIURA

Flavio Gonzalez-Cruz

Piura, marzo de 2019

FACULTAD DE INGENIERÍA

Departamento de Ingeniería Mecánico-Eléctrica

Gonzalez, F. (2019). *Propuesta de vehículo autónomo para discapacitados en la región Piura* (Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico-Eléctrico). Universidad de Piura. Facultad de Ingeniería. Programa Académico de Ingeniería Mecánico-Eléctrica. Piura, Perú.



Esta obra está bajo una licencia

[Creative Commons Atribución-NoComercial-SinDerivar 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/)

[Repositorio institucional PIRHUA – Universidad de Piura](https://repositorio.institucional.pirhua.edu.pe/)

UNIVERSIDAD DE PIURA

FACULTAD DE INGENIERÍA



“Propuesta de vehículo autónomo para discapacitados en la región Piura”

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico - Eléctrico

Flavio César Gonzalez Cruz

Asesor: Dr. Ing. Carlos Ojeda Díaz

Piura, 25 de marzo del 2019

*A Dios Padre, porque sin Él nada de esto fuera posible.
A las amorosas enseñanzas de mi madre, a la firmeza y
sabiduría de mi padre, a mis hermanos Luis y Miguel, a
la ternura de mis abuelos: Carmen, Gregorio, Luis e
Hilda. A mi hijo Ismael Eduardo.*

*A mis tíos, tías, primos y a toda mi familia; a mis amigos
y colaboradores. A mi suegro Carlos, por su amistad
fraterna.*

*A Yajaira, por su apoyo y compañía, amor invaluable
que me motiva.*

Prólogo

La inclusión de las personas con discapacidad es un tema altamente difundido en los últimos años. En el Perú, este sector de la población puede desarrollarse de manera plena y efectiva, amparándose en la Ley N°29973, denominada: “Ley General de la Persona con Discapacidad”.

Actualmente, en nuestro país, existen alrededor de 932 mil personas que padecen de algún tipo de discapacidad motora que les impide caminar, y cuentan solo con una silla de ruedas como medio de transporte personal.

Por su parte, en el área particular de empleo, la Organización Internacional del Trabajo (OIT) estima que el 80% de las personas con discapacidad en edad de trabajar están en situación de desempleo, lo que se debería principalmente a la falta de oportunidades educativas y capacitación laboral, así como, al prejuicio por parte de los empleadores, quienes piensan que esta es una población incapacitada para el trabajo o, en el peor de los casos, su incorporación resultaría muy costosa.

Por ese motivo, desde hace varios años, la Universidad de Piura viene desarrollando una idea puesta al servicio de la comunidad para mejorar la calidad de vida de las personas con discapacidad, particularmente los jóvenes y adultos con discapacidad motora, quienes representan el 5.2% de la población peruana. El prototipo de vehículo autónomo, denominado “TRIDISC”, diseñado por alumnos del curso de Mecánica Dinámica (MDI), con asesoría del Dr. Ing. Carlos Ojeda, fue muy bien recibido por la Asociación de Discapacitados “Miguel Grau de Piura”.

El propósito principal de esta investigación es permitir que personas en sillas de ruedas, mejoren su independencia vial y contribuyan con sus familias a través de un vehículo que reúna todas las condiciones para laborar y desplazarse de manera segura por las rutas urbanas. Precisamente, se busca la reinserción laboral de las personas con discapacidad para lograr su autonomía permanente.

En esta oportunidad, quiero expresar mi agradecimiento a todas las personas que hicieron posible el desarrollo de esta investigación: al Dr. Ing. Carlos Ojeda, por la confianza y el apoyo; a mi padre, el Sr. Flavio Gonzalez Aguilar, por el acompañamiento durante todas las etapas de esta investigación; al Sr. José Panta, al Sr. Leandro Juárez y a todos aquellos técnicos que participaron, por el apoyo en cuanto a la fabricación del vehículo; y a todas las personas que hicieron posible que este trabajo se concretara.

Resumen

En esta investigación se presenta un vehículo con diseño y funcionamiento innovador para el uso exclusivo de personas discapacitadas que se transporten sobre en una silla de ruedas. Tiene como objetivo facilitar su traslado, permitiendo que puedan desplazarse sin necesidad de asistencia y buscar la inclusión social y laboral.

El vehículo autónomo para discapacitados es un proyecto que se viene desarrollando desde hace algún tiempo en la Universidad de Piura. A partir de los primeros prototipos diseñados por alumnos de la Facultad de Ingeniería, se ha mejorado la suspensión, rampa de acceso y maniobrabilidad del vehículo para facilitar su conducción por el público objetivo.

Se ha diseñado el vehículo en SolidWorks, ensayando diferentes simulaciones con soporte en MatLab para obtener resultados dinámicos de la marcha del vehículo considerando un conjunto de condiciones que se acercan a la realidad, por ejemplo: las pistas de la región Piura.

Con la fabricación del prototipo, la investigación cumple el objetivo de levantar las observaciones de las experiencias pasadas, y corroborar su funcionalidad.

Índice general

| | |
|--|----|
| Introducción | 1 |
| Capítulo 1 Estado del arte del proyecto | 3 |
| 1.1. Vehículos eléctricos autónomos para discapacitados | 5 |
| 1.1.1. Vehículo eléctrico con acceso posterior “Kenguru” | 5 |
| 1.1.2. Vehículo eléctrico con acceso delantero “Elbee” | 6 |
| 1.2. Adaptación de auto para conducción por discapacitados | 6 |
| 1.2.1. Acceso de la silla de ruedas por la parte trasera del vehículo | 6 |
| 1.2.2. Acceso por el lateral para la silla de ruedas..... | 7 |
| 1.2.3. Adaptación del volante y el freno para diferentes discapacidades | 7 |
| 1.3. Fabricación de vehículo menor: Poliwheel..... | 8 |
| 1.4. Desarrollo de auto para discapacitados: TRIDISC | 9 |
| 1.4.1. Primer prototipo (2009)..... | 9 |
| 1.4.2. Segundo prototipo (2010)..... | 9 |
| 1.4.3. Tercer prototipo (2012) | 11 |
| 1.4.4. Cuarto prototipo (2013)..... | 15 |
| 1.4.5. Quinto prototipo (2014)..... | 17 |
| 1.4.6. Sexto prototipo (2015)..... | 19 |
| 1.4.7. Séptimo prototipo (2019) | 20 |
| Capítulo 2 Estudio del mejoramiento del diseño, estética y ergonomía del vehículo. .. | 23 |
| 2.1. Consideraciones técnicas | 24 |
| 2.2. Respecto al diseño de un vehículo para discapacitados..... | 27 |
| 2.2.1. Factores de riesgo físicos..... | 27 |
| 2.2.2. Factores de riesgo por carga física | 27 |
| 2.2.3. Campo de visión | 28 |
| 2.2.4. Sistema de retención de sillas de ruedas..... | 29 |
| 2.3. Respecto de la ergonomía del vehículo | 34 |

| | | |
|--|--|-----------|
| 2.3.1. | Factores de riesgo derivados de la postura..... | 34 |
| 2.3.2. | Factores de riesgo ergonómico..... | 35 |
| 2.4. | Respecto de la estética del modelo | 36 |
| 2.5. | Estudio del primer modelo del TRIDISC | 37 |
| 2.5.1. | Dimensiones del vehículo | 37 |
| 2.5.2. | Estudio de la estabilidad del sistema de dirección | 38 |
| 2.5.3. | Sistema de seguridad..... | 39 |
| 2.5.4. | Estética del vehículo..... | 40 |
| 2.6. | Estudio del vehículo propuesto TRIDISC perfeccionado al 2018 | 40 |
| 2.6.1. | Dimensiones del vehículo | 41 |
| 2.6.2. | Definición de sistema de dirección | 42 |
| 2.6.3. | Definición de cargas permisibles en el bastidor..... | 44 |
| 2.6.4. | Definición del sistema de transmisión | 46 |
| 2.6.5. | Estudio de la estabilidad del sistema de la dirección | 51 |
| 2.6.6. | Campo de visión..... | 53 |
| 2.6.7. | Definición del sistema de anclaje y seguridad | 54 |
| 2.6.8. | Definición de la estética | 56 |
| 2.7. | Respecto a otros vehículos para discapacitados | 57 |
| 2.7.1. | Prototipo en Universidad de Malasia | 58 |
| 2.7.2. | Prototipo en Universidad de Tailandia..... | 60 |
| Capítulo 3 Diseño de mecanismos de suspensión y elementos estructurales | | 65 |
| 3.1. | Antecedentes históricos | 65 |
| 3.1.1. | Sistema de suspensión “Plunger” | 66 |
| 3.1.2. | Sistema de suspensión basculante | 67 |
| 3.1.3. | Sistema de suspensión con bieleta | 68 |
| 3.2. | Descripción de los parámetros que influyen en el diseño | 69 |
| 3.3. | Descripción del diseño del mecanismo de amortiguación propuesto..... | 71 |
| 3.4. | Estimación de parámetros lineales de amortiguación..... | 72 |
| 3.4.1. | Estimación de los parámetros del amortiguador | 72 |
| 3.4.2. | Estimación de los parámetros de la rueda neumática..... | 73 |
| 3.5. | Análisis del punto de equilibrio estático..... | 74 |
| 3.5.1. | Consideraciones para el análisis..... | 75 |
| 3.5.2. | Parámetros físicos influyentes..... | 75 |
| 3.5.3. | Análisis estático de sistema de suspensión propuesto..... | 76 |
| 3.5.4. | Análisis estático en suspensión tradicional | 79 |

| | | |
|---|---|------------|
| 3.6. | Estudio analítico de la geometría del sistema de suspensión..... | 81 |
| 3.6.1. | Descripción de la geometría del sistema de suspensión propuesta | 82 |
| 3.6.2. | Descripción de la geometría de sistema de suspensión tradicional | 82 |
| 3.6.3. | Análisis y evaluación de resultados..... | 83 |
| 3.7. | Estudio del radio de acción equivalente de momento angular..... | 85 |
| 3.7.1. | Radio de acción equivalente respecto al amortiguador | 85 |
| 3.7.2. | Radio de acción equivalente respecto a la rueda neumática..... | 86 |
| 3.8. | Estudio cinemático del pivote superior del sistema de suspensión propuesto..... | 87 |
| 3.8.1. | Ángulo de inclinación..... | 88 |
| 3.8.2. | Derivada del ángulo de inclinación | 88 |
| 3.8.3. | Segunda derivada del ángulo de inclinación | 89 |
| 3.9. | Planteamiento matemático y simulación del sistema de suspensión propuesto ... | 90 |
| 3.9.1. | Asignación de variables cinemáticas | 90 |
| 3.9.2. | Asignación de parámetros inerciales | 90 |
| 3.9.3. | Planteamiento matemático en coordenadas lineales de la rueda neumática.. | 91 |
| 3.9.4. | Planteamiento matemático de coordenadas angulares de la horquilla | 92 |
| 3.10. | Simulación de movimiento amortiguado y comparaciones analíticas | 93 |
| 3.10.1. | Simulación de movimiento..... | 93 |
| 3.10.2. | Análisis de la posición..... | 94 |
| 3.10.3. | Análisis de la velocidad..... | 94 |
| 3.10.4. | Análisis de la aceleración | 94 |
| 3.10.5. | Análisis de la sobreaceleración..... | 97 |
| 3.11. | Variación longitudinal de la cadena de arrastre de suspensión propuesta | 97 |
| 3.12. | Análisis de la fuerza de arrastre y comparación analítica | 98 |
| 3.13. | Diseño de mecanismos de suspensión..... | 98 |
| Capítulo 4 Perfeccionamiento de propuesta de rampa de acceso al vehículo | | 101 |
| 4.1. | Accionamiento mecánico con trinquete..... | 105 |
| 4.1.1. | Descripción..... | 105 |
| 4.1.2. | Ventajas y desventajas..... | 106 |
| 4.2. | Mecanismo electromecánico con barras y engranaje | 106 |
| 4.2.1. | Descripción..... | 106 |
| 4.2.2. | Simulación del movimiento..... | 108 |
| 4.2.3. | Análisis de la cinemática | 110 |
| 4.2.4. | Análisis de la torsión motriz..... | 111 |
| 4.2.5. | Ventajas y desventajas..... | 111 |

| | |
|---|-----|
| 4.3. Accionamiento electromecánico con tornillo sin fin..... | 112 |
| 4.3.1. Descripción..... | 112 |
| 4.3.2. Simulación del movimiento | 114 |
| 4.3.3. Relación de inclinación. | 115 |
| 4.3.4. Velocidad lineal relativa del pistón electromecánico..... | 116 |
| 4.3.5. Velocidad y aceleración angular de la rampa de acceso | 117 |
| 4.3.6. Momento inercial de la rampa y tasa de cambio instantáneo..... | 118 |
| 4.3.7. Fuerza de apoyo por baranda metálica lateral | 121 |
| 4.3.8. Fuerza axial de accionamiento en el pistón electromecánico | 122 |
| 4.3.9. Valor torsional del motor eléctrico..... | 123 |
| 4.3.10. Valor de corriente de trabajo | 125 |
| 4.3.11. Ventajas y desventajas | 127 |
| Conclusiones | 129 |
| Bibliografía | 131 |
| Apéndices | 135 |

Índice de Figuras

| | |
|---|----|
| Figura 1. Kenguru, vehículo autónomo para discapacitados (Texas, EEUU)..... | 5 |
| Figura 2. “Elbee”, vehículo para personas con discapacidad física (Moravičany, República Checa)..... | 6 |
| Figura 3. Vehículo para discapacitado con acceso por la parte de atrás. | 7 |
| Figura 4. Acceso lateral al vehículo para discapacitados con sillas de ruedas..... | 7 |
| Figura 5. Vehículo para discapacitados, adaptación de acelerador y freno en volante. | 8 |
| Figura 6. "Poliwheel", vehículo autónomo (México)..... | 8 |
| Figura 7. Infografía sobre la línea de tiempo del prototipo TRIDISC en la Universidad de Piura..... | 10 |
| Figura 8. Primer Prototipo de vehículo para personas con capacidades diferentes..... | 11 |
| Figura 9. Segundo prototipo de vehículo para personas con capacidades diferentes..... | 11 |
| Figura 10. TRIDISC conducida por alumno del curso, durante las pruebas de funcionamiento. | 12 |
| Figura 11. Diseño en SolidWorks del tercer prototipo del vehículo. | 12 |
| Figura 12. Alumnos del curso de MDI y su trabajo semestral. | 14 |
| Figura 13. Pruebas de funcionamiento, con el apoyo del Sr. Carlos Echorie Prieto..... | 15 |
| Figura 14. Vista isométrica-Diseño SolidWorks Tridisc | 15 |
| Figura 15. Equipo de investigación del TRIDISC | 16 |
| Figura 16. TRIDISC..... | 16 |
| Figura 17. Mejoras del prototipo, 2014..... | 17 |
| Figura 18. Fibra de vidrio colocada sobre el prototipo. | 18 |
| Figura 19. Esquema eléctrico Sanglas 500S2 y 500S2 V5 | 19 |
| Figura 20. Prototipo fabricado hasta el 2014..... | 20 |
| Figura 21. Vehículo del año 2015. | 20 |
| Figura 22. Vehículo propuesto (2019). | 21 |
| Figura 23. Espacio en forma de T. | 24 |
| Figura 24. Superficie despejada. | 25 |
| Figura 25. Despeje de maniobras enfocado hacia adelante..... | 25 |
| Figura 26. Área libre para los pies..... | 26 |
| Figura 27. Área libre para las rodillas. | 26 |
| Figura 28. Cambio de nivel con biselado. | 26 |
| Figura 29. Campo visual para la detección de señales visuales. | 28 |
| Figura 30. Visibilidad mínima de un conductor..... | 29 |
| Figura 31. Rango angular recomendado para restricción de silla de ruedas. | 31 |

| | |
|--|----|
| Figura 32. Planteamiento de conductor en silla de ruedas como cuerpo libre, y resultados de simulación..... | 32 |
| Figura 33. Posturas finales de aseguramiento integral..... | 33 |
| Figura 34. Placa para anclaje de sillas de ruedas. | 33 |
| Figura 35. Cinturón pélvico para silla de ruedas..... | 34 |
| Figura 36. Planos en Solidworks del TRIDISC versión 2013. | 37 |
| Figura 37. Radio de giro respecto al giro del timón..... | 38 |
| Figura 38. Velocidad máxima antes de la volcadura. | 39 |
| Figura 39. Sistema de retención mediante cintas flexibles. | 39 |
| Figura 40. Evolución de la apariencia del TRIDISC. | 40 |
| Figura 41. Detalle técnico de vehículo propuesto. | 41 |
| Figura 42. Medidas características del vehículo propuesto. | 42 |
| Figura 43. Detalle del sistema de dirección. | 42 |
| Figura 44. Esquema de radio de giro en función al ángulo del timón. | 43 |
| Figura 45. Radio de giro respecto al giro del timón..... | 43 |
| Figura 46. Vehículo estacionado, antes de la marcha. | 44 |
| Figura 47. Esquema de desaceleración frente a una frenada intempestiva. | 45 |
| Figura 48. Distribución de cargas permisibles..... | 45 |
| Figura 49. Diferencial adaptado a una catalina..... | 46 |
| Figura 50. Esquema del sistema de transmisión del vehículo..... | 46 |
| Figura 51. Simulación de eje de transmisión sometido a torsión de arrastre..... | 48 |
| Figura 52. Simulación de la torsión sobre el eje de transmisión en condiciones nominales. | 48 |
| Figura 53. Diagrama de fuerzas de apoyo..... | 49 |
| Figura 54. Simulación de eje de transmisión sometido a torsión de arrastre..... | 49 |
| Figura 55. Simulación de la flexión sobre el eje de transmisión en condiciones nominales. | 50 |
| Figura 56. Esquema de fuerza en la maniobra de giro..... | 51 |
| Figura 57. Velocidad máxima antes de la volcadura. | 53 |
| Figura 58. Campo de visión del vehículo propuesto..... | 54 |
| Figura 59. Mecanismo de anclaje propuesto..... | 55 |
| Figura 60. Posición de placa de enganche automático..... | 55 |
| Figura 61. Resultados de simulación de la placa de anclaje. | 56 |
| Figura 62. Vehículo propuesto..... | 57 |
| Figura 63. Esquema del vehículo. | 58 |
| Figura 64. Estructura del vehículo o bastidor en sus diferentes vistas..... | 59 |
| Figura 65. Vista frontal del prototipo..... | 60 |
| Figura 66. Prototipo simulado por software CAD. | 61 |
| Figura 67. Mecanismo de seguridad del vehículo..... | 62 |
| Figura 68. Simulación de la postura de conducción. | 63 |
| Figura 69. Control del vehículo. | 63 |
| Figura 70. Apariencia del Disk – Able..... | 63 |
| Figura 71. Sistema rígido y sistema de suspensión “Plunger”..... | 66 |
| Figura 72. Modelo detallado de suspensión “Plunger” en bastidor rígido..... | 66 |
| Figura 73. Suspensión posterior de LE Velocette..... | 67 |
| Figura 74. Esquema de sistema de suspensión con bieleta pivotante. | 68 |
| Figura 75. Esquema general de la suspensión tradicional y el mecanismo propuesto..... | 69 |

| | |
|--|-----|
| Figura 76. Ubicación del sistema de amortiguación posterior. | 70 |
| Figura 77. Esquema de mecanismo de amortiguación posterior. | 71 |
| Figura 78. Diseño del mecanismo de suspensión - parte posterior. | 72 |
| Figura 79. Dimensiones de resorte de compresión. | 72 |
| Figura 80. Resultados de rigidez vertical para un neumático rodante. | 73 |
| Figura 81. Simulaciones en sistemas de suspensión de motocicletas | 74 |
| Figura 82. Esquema descriptivo del centro de gravedad. | 76 |
| Figura 83. Simplificación equivalente de sistema de amortiguación basculante. | 79 |
| Figura 84. Grafica de momento angular respecto a la horquilla. | 80 |
| Figura 85. Gráfica de posición de equilibrio del sistema de suspensión propuesto. | 80 |
| Figura 86. Grafica de posición de equilibrio del sistema de suspensión propuesto tradicional. | 80 |
| Figura 87. Fuerza elástica y rigidez de la suspensión frente al desplazamiento vertical de la rueda. | 81 |
| Figura 88. Modelo desarrollado en SOLIDWORKS. | 82 |
| Figura 89. Modelo tradicional. | 83 |
| Figura 90. Resultados de la variabilidad longitudinal del sistema de suspensión. | 84 |
| Figura 91. Resultados de la variabilidad angular del sistema de suspensión. | 85 |
| Figura 92. Resultados de radio de acción del amortiguador respecto a la horquilla. | 86 |
| Figura 93. Resultados de radio de acción del amortiguador respecto a la horquilla. | 87 |
| Figura 94. Ángulo de inclinación del pivoteo superior, en función al ángulo de la horquilla. | 88 |
| Figura 95. Primera derivada del ángulo de inclinación del pivoteo superior, en función al ángulo de la horquilla. | 89 |
| Figura 96. Segunda derivada del ángulo de inclinación del pivoteo superior, en función al ángulo de la horquilla. | 89 |
| Figura 97. Simulación de sistema de suspensión tradicional. | 95 |
| Figura 98. Simulación de sistema de suspensión tradicional. | 95 |
| Figura 99. Curva de variación posicional de las masas suspendidas. | 96 |
| Figura 100. Curva de velocidades de las masas suspendidas. | 96 |
| Figura 101. Curva de velocidades de las masas suspendidas. | 96 |
| Figura 102. Curva de velocidades de las masas suspendidas. | 97 |
| Figura 103. Curva de variación longitudinal teórica de la cadena, respecto al ángulo de inclinación de la horquilla. | 97 |
| Figura 104. Curva de la fuerza de arrastre del vehículo. | 98 |
| Figura 105. Curva de la fuerza de arrastre del vehículo. | 99 |
| Figura 106. Inclinación máxima de rampa. | 101 |
| Figura 107. Esquema de acceso al vehículo. | 102 |
| Figura 108. Medidas en posición estática, vista sagital izquierda. | 103 |
| Figura 109. Medidas en posición estática, vista coronal o ventral. | 103 |
| Figura 110. Medidas en posición estática, vista trasversal superior (planta). | 104 |
| Figura 111. Medidas de diseño. Vista frontal. TRIDISC. | 104 |
| Figura 112. Medidas de diseño. Vista de planta. TRIDISC. | 104 |
| Figura 113. Fotografía del trinquete para levante de rampa de ingreso. | 105 |
| Figura 114. Esquema tridimensional del funcionamiento de la rampa de acceso. | 105 |
| Figura 115. Rease Joy 1100Kgs (2500 lbs.) Manual Hand Winch Cable. | 106 |
| Figura 116. Fotografía del mecanismo de engranajes para levante de rampa de ingreso. | 107 |

| | |
|--|-----|
| Figura 117. (1984-1994) Ford Tempo Topaz Front Driver's Side Power Window Regulator W/O Motor | 107 |
| Figura 118. Mejoramiento del vehículo trimóvil destinado para personas discapacitadas | 108 |
| Figura 119. Simulación del movimiento de la primera propuesta de rampa de ingreso.. | 109 |
| Figura 120. Inclinación angular de la rampa en función al avance angular del engranaje. | 110 |
| Figura 121. Velocidad y aceleración angular en función al ángulo de inclinación en repliegue. | 110 |
| Figura 122. Velocidad y aceleración angular en función al ángulo de inclinación en retorno. | 111 |
| Figura 123. Torque de accionamiento en el motor electrico. | 111 |
| Figura 124. Elementos mecánicos para conformación del actuador electromecánico. | 112 |
| Figura 125 Actuador electromecánico lineal ensamblado. | 113 |
| Figura 126. Mecanismo de repliegue de rampa de acceso. | 113 |
| Figura 127. Mecanismo de repliegue de baranda lateral. | 113 |
| Figura 128. Posición inicial de la plataforma de ingreso posterior. | 114 |
| Figura 129. Posición final de plataforma de ingreso posterior. | 115 |
| Figura 130. Simulación del movimiento del mecanismo – MATLAB. | 115 |
| Figura 131. Ángulo de inclinación de la rampa de acceso, | 116 |
| Figura 132. Relación de transmisión de los engranajes (1/7). | 116 |
| Figura 133. Detalle geométrico de la rosca del eje sinfín. | 117 |
| Figura 134. Parámetros cinemáticos durante el repliegue. | 118 |
| Figura 135. Parámetros cinemáticos durante el retorno. | 118 |
| Figura 136. Esquema de rampa de acceso. | 119 |
| Figura 137. Desplazamiento relativo de la hoja móvil. | 119 |
| Figura 138. Momento inercial de la rampa instantánea respecto al desplazamiento relativo de la tuerca. | 120 |
| Figura 139. Tasa de cambio instantánea respecto al desplazamiento relativo de la tuerca. | 121 |
| Figura 140. Fuerza de accionamiento en función al desplazamiento relativo de la tuerca. | 122 |
| Figura 141. Diagrama de fuerza de accionamiento. | 123 |
| Figura 142. Esquema de rosca cuadrada simple, de tornillo un de potencia. | 123 |
| Figura 143. Esquema de cálculo de fuerza de empuje. | 124 |
| Figura 144. Torque de accionamiento en el motor electrico. | 125 |
| Figura 145. Corriente de accionamiento en el motor eléctrico. | 126 |
| Figura 146. Esquema de accionador lineal. | 127 |

Índice de Tablas

| | |
|---|----|
| Tabla 1. Estado del vehículo diseñado en el semestre 2012 – II. | 13 |
| Tabla 2. Factores que influyen en la fatiga. | 51 |
| Tabla 3. Datos antropométricos. | 62 |
| Tabla 4. Asignación de constantes de amortiguación y rigidez. | 74 |
| Tabla 5. Asignación de masas ($g = 9.81 \text{ ms}$) | 75 |
| Tabla 6. Asignación de variables a los parámetros cinemáticos de las masas suspendidas. | 90 |
| Tabla 7. Asignación de momentos de inercia. | 91 |

Introducción

En el Perú, la primera Encuesta Nacional Especializada sobre Discapacidad se llevó a cabo en el año 2012. Para ese año, había 1 millón 575 mil 402 personas con discapacidad (5.2% de la población total), de las cuales, 932 mil, sufrían de discapacidad motora. Además, el 40.6% de los encuestados dependían de una persona para realizar sus actividades diarias.

Según el INEI – INEDIS (2012), más de un millón y medio de personas tiene alguna discapacidad, y de ellos, casi el 77% están fuera del mercado de trabajo. Asimismo, entre las personas con discapacidad que buscan empleo, más del 12% no lo consigue, lo cual representa el triple de la tasa de desempleo nacional. Por otro lado, de las 278 mil personas con discapacidad que están en el mercado de trabajo, aproximadamente 162 mil trabajan como independientes, y solamente un aproximado de 79 mil personas tiene la condición de empleado u obrero.¹

Entre las razones asociadas a la alta tasa de desempleo se encuentra la baja formación y capacitación de este sector de la población. De acuerdo a las cifras del INEI, dos de cada tres personas con discapacidad en el país presentan una significativa brecha educativa que dificulta su inserción en el mercado de trabajo.

Por otro lado, la población tiene el deber moral de eliminar los obstáculos a la participación y de invertir fondos y conocimientos suficientes para liberar el potencial de las personas con discapacidad. Los gobiernos del mundo no pueden seguir pasando por alto a los cientos de millones de personas con discapacidad a quienes se le niega el acceso a la salud, la rehabilitación, el apoyo, la educación y el empleo y a los que nunca se les ofrece la oportunidad de brillar².

En la región de Piura, las personas con discapacidad muestran su descontento por las dificultades que tienen para ir de un lugar a otro. Uno de los testimonios más resaltantes es el que se muestra a continuación:

“Personas como yo sufrimos discriminación por parte de taxistas, al vernos en silla de ruedas piensan que van a demorar mucho, nos dicen que no pueden trasladarnos y

¹Torres Acuña, C. (2016). *Discapacidad e y empleo: el reto de la inclusión*. Extraído de: <https://larepublica.pe/politica/824657-discapacidad-y-empleo-el-reto-de-la-inclusion> el día: 15 de enero del 2018.

² Hawking, S. W. (2011). *Informe mundial sobre la discapacidad*. Malta: Organización Mundial de la Salud.

siguen su camino, por otra parte, los ómnibus no tienen acceso ni espacio para la silla. Además, el costo en pasajes es muy elevado, de unos 600 soles mensuales”

Ante esta problemática y la responsabilidad social que trae consigo, se ha planteado el desarrollo de un vehículo que permita a las personas discapacitadas su desplazamiento con autonomía. La investigación realizada es continuación del proyecto planteado por el Dr. Carlos Ojeda, en el curso de Mecánica Dinámica. En esta tesis se presenta un prototipo optimizado, que cumple con los requisitos para su desplazamiento en pistas de la ciudad.

Desde el desarrollo del primer prototipo, las personas que tuvieron la oportunidad de utilizar la versión de prueba han manifestado qué es lo que necesitan para facilitar sus desplazamientos.

Mejorar la movilización de los discapacitados es una tarea pendiente que se debe resolver con carácter de urgencia. Precisamente, este es el objetivo fundamental del presente trabajo: humanizar los conocimientos de las ciencias de la ingeniería en busca del apoyo a los más necesitados de nuestro país.

Capítulo 1

Estado del arte del proyecto

Las personas con discapacidad se encuentran en una situación de desventaja frente al resto de la población en cuanto a la adquisición de su propio vehículo, puesto que este debe cumplir con ciertos requisitos de modo que se adapte a sus necesidades.

El problema no consiste solamente en construir el modelo sino también en tratar de cumplir con las normas, estado óptimo de confort, condiciones de seguridad vial; todo ello, a un precio accesible.

La Organización Mundial de la Salud – OMS, recomienda el desarrollo de investigación para aumentar la comprensión pública sobre la problemática de la discapacidad: informar las políticas y programas sobre discapacidad, asignar recursos de manera eficiente³.

Tomando como referencia el “Informe Mundial sobre la Discapacidad” de la ONU, alrededor del 10% de la población mundial, unos 650 millones de personas, sufre alguna discapacidad. Se prevé el aumento de esta cifra debido al crecimiento demográfico y al envejecimiento de la población⁴.

Por ello, es necesario que este tipo de aplicaciones entreguen las garantías suficientes para poder hacer seguro y confiable el manejo de vehículos adaptados para discapacitados⁵.

Hasta la segunda mitad del siglo XX fue difícil que la sociedad reconociera que los discapacitados, pese a su defecto específico, tenían las mismas capacidades, necesidades e intereses que el resto de la población. Una de las limitaciones por las que estas personas no podían desenvolverse en sociedad era su capacidad para trasladarse sin asistencia.

En la actualidad, varios países ya se han concientizado sobre la reinserción social de las personas discapacitadas. Por esta razón, han desarrollado proyectos y mecanismos ortopédicos que ayuden a sobrellevar su impedimento.

³Zoellick, D. M. (2011). *Informe mundial sobre la discapacidad*. Malta: Organización Mundial de la Salud.

⁴*Ibidem*. Zoellick, D. M. (2011). *Informe mundial sobre la discapacidad*. Malta

⁵Tello Pantoja, D. A. (2007). *Diseño y construcción de un módulo automático de automóvil ortopédico para uso de una persona con discapacidad para desplazarse*. Quito: Escuela Politécnica Nacional.

En España y Argentina se han creado automóviles ortopédicos de fácil manejo. Por ejemplo, la empresa FLENI, en Argentina, después de realizar numerosos estudios acerca de los vehículos para personas con discapacidad, ha creado una escuela especial de conducción, denominada “Clínica de manejo”, la cual tiene como misión evaluar, entrenar y asesorar la selección de vehículos adaptados, para lograr que las personas con habilidades disminuidas puedan conducir.

De la misma forma, diferentes empresas realizan la importación de vehículos, cumpliendo con las leyes y normas de tránsito necesarias de conducción para personas especiales, impuestas por los organismos encargados, como el Consejo Nacional de Discapacidades – CONADIS.

En el 2012, Giovanna Ferreyra escribió un artículo sobre la adaptación de las personas con discapacidad a los autos. En este artículo, que se centra en la realidad de México, señala que el mercado internacional ha comenzado a ofrecer algunas soluciones en la modificación de vehículos para adaptarlos a las condiciones específicas de cada persona con discapacidad⁶.

El principio para trabajar en el diseño, desarrollo y adaptación de las diversas herramientas de conducción, en los vehículos para personas con discapacidad, se fundamenta en las necesidades de los usuarios y el entorno específico que los rodea.

Dependiendo del tipo de discapacidad, las personas pueden conducir un automóvil adaptado a la dificultad que cada uno presenta. Y quizá, la adaptación sea una de las etapas más complicadas de implementar.

Es importante resaltar que la modificación de un automóvil debe hacerse con un especialista. No se recomienda adaptarlo uno mismo, ya que no se cuenta con la herramienta, tecnología y conocimientos necesarios para llevarlo a cabo, y se pone en riesgo la integridad del conductor y terceros.

Los vehículos importados cuentan con adaptaciones tanto internas como externas. Esto implica, que la persona pueda acceder al vehículo de forma independiente. Los tipos de adaptaciones más comunes, son:

- *Unidad de control manual.* Esta adaptación permite que personas que carecen de movilidad en sus extremidades inferiores puedan conducir un vehículo. Por ejemplo: el acelerador instalado en el exterior de una palanca, como el freno de las motocicletas; cuyo mecanismo de funcionamiento es proporcional a la presión ejercida.
- *Adaptación de puertas.* Los sistemas de apertura opuesta de las puertas y los sistemas de elevador automático se incorporan en los vehículos para facilitar el acceso.
- *Controles electrónicos.* Pese a que son muy costosos de instalar, facilitan el manejo del vehículo y la interacción con el usuario.

⁶ Ferreyra, G. (2012) *¿Cómo se adapta un auto para personas con discapacidad?*. Tips y consejos. Revisado en: autocosmos.com, el 05 de diciembre del 2018.

- *Otro tipo de adaptaciones:* Alargamiento de pedales, freno de servicio manual, cambio de luces al pie, inversor de intermitentes, volante en palanca de cambios, volantes electrónicos, etc.

1.1. Vehículos eléctricos autónomos para discapacitados

Desde hace algún tiempo, la fabricación de vehículos autónomos para discapacitados se ha difundido en diferentes partes del mundo. El diseño del sistema de amortiguación, el material, el confort y la ergonomía del prototipo son variables que se ajustan con la finalidad de ofrecer un mejor producto para asegurar la calidad de vida del usuario.

1.1.1. Vehículo eléctrico con acceso posterior “Kenguru”

En el año 2006, se diseñó el primer vehículo autónomo para transporte de minusválidos, denominado Kenguru (ver Figura 1), un vehículo eléctrico de cuatro ruedas, con sistema de apertura trasera, para el ingreso de la silla de ruedas del usuario.

Su accionamiento consta de dos motores eléctricos situados en el eje trasero que entregan una potencia total de 5,2 CV. Gracias a su poco peso, apenas 500 kilos, el Kenguru alcanza una velocidad máxima de 45 km/h y tiene una autonomía de entre 70 y 110 km. En la Figura 1 se puede apreciar el vehículo.

Fue creado por Stacey Zoern, en Pflugerville, Texas, Estados Unidos, con el objetivo de mejorar sustancialmente la movilidad de las personas en sillas de ruedas que viven en entornos urbanos.



Figura 1. Kenguru, vehículo autónomo para discapacitados (Texas, EEUU)
Fuente: Smart Chair, 2018.

Seis años después, en el año 2012, se inició la fabricación de estos coches y se puso a la venta al año siguiente, con un costo de 25,000.00 dólares, sujeto a las posibles subvenciones que los gobiernos quisieran establecer sobre el vehículo⁷.

⁷ Zamorano, E. (14 de Febrero de 2014). *Desarrollan un pequeño auto eléctrico sin asientos ideal para personas en silla de ruedas*. Obtenido de FayerWayer: <https://www.fayerwayer.com/>

1.1.2. Vehículo eléctrico con acceso delantero “Elbee”

En el 2010, un grupo de ingenieros checoslovacos, con la finalidad de mejorar la movilidad de las personas con discapacidad física, diseñaron a “Elbee” (ver Figura 2), un vehículo conducido por un usuario en su silla de ruedas.

Gracias a un control remoto se podía abrir y cerrar la puerta frontal dotada de una rampa que permite la entrada y salida del vehículo. El vehículo pesaba unos 400 kilos, con un pequeño maletero y alcanzaba una velocidad de 80 km/h.

El responsable del proyecto, Ladislav Brazdil, comentó que el desarrollo final de los diferentes elementos de seguridad duró tres años. Además, dijo que desde el año 2010 el vehículo respondía a todas las necesidades de los conductores que utilizan sillas de ruedas. “Elbee” se encuentra a la venta desde el 2011 y su precio es de unos 15,000.00 euros.



Figura 2. “Elbee”, vehículo para personas con discapacidad física (Moravičany, República Checa)
Fuente: Euronews, 2014.

1.2. Adaptación de auto para conducción por discapacitados

En la actualidad, debido a los altos costos de los vehículos especiales para discapacitados, la industria del transporte está trabajando en modelos automovilísticos adaptados para que la movilidad de los usuarios no sea una limitación.

Los mismos que cuentan con diferentes alternativas, tales como: disposición de rampa telescópica o plegable, plataforma elevadora o suelo rebajado para que sea posible subir con la silla de ruedas al vehículo, controles manuales, telemandos y sistemas por voz para activar las funciones básicas, como los intermitentes, las luces o los limpiaparabrisas.

A continuación, se detallan algunas adaptaciones para vehículos:

1.2.1. Acceso de la silla de ruedas por la parte trasera del vehículo

Este tipo de vehículos disponen de una rampa o plataforma elevadora en la parte trasera por donde la persona puede acceder con su silla de ruedas hacia el interior y en

ciertos vehículos pueden conducir directamente desde la silla, ofreciendo mayor comodidad al usuario. (ver Figura 3).



Figura 3. Vehículo para discapacitado con acceso por la parte de atrás.
Fuente: Álvarez Carrozados, 2018.

1.2.2. Acceso por el lateral para la silla de ruedas

Otra posible opción de vehículo para conducción desde la silla de ruedas consiste en realizar una adaptación lateral al vehículo, y acceder al puesto de conducción bien haciendo una transferencia a un asiento especial, o bien sustituyendo el asiento original por una silla de ruedas apta para la conducción (ver Figura 4).

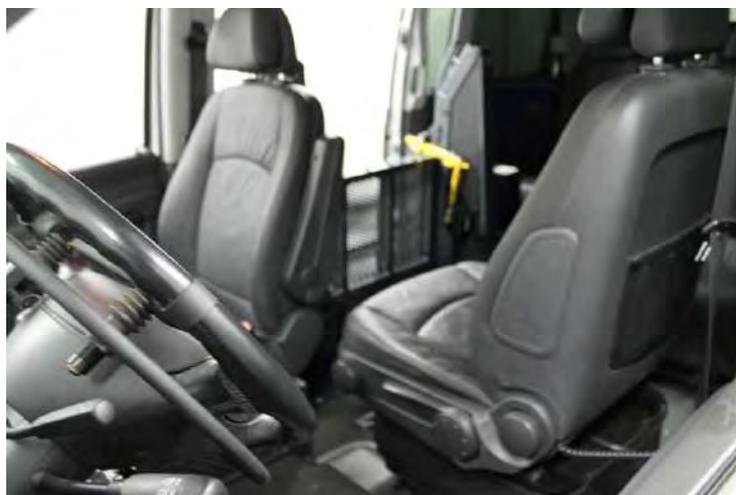


Figura 4. Acceso lateral al vehículo para discapacitados con sillas de ruedas.
Fuente: Álvarez Carrozados, 2018.

1.2.3. Adaptación del volante y el freno para diferentes discapacidades

Otra importante adaptación en vehículos para discapacitados es la adaptación del volante que disponga del freno y el acelerador, fácilmente controlables con las manos (ver Figura 5). Esta homologación es compatible con cualquiera de las dos adaptaciones anteriores para conducción desde silla de ruedas.



Figura 5. Vehículo para discapacitados, adaptación de acelerador y freno en volante.
Fuente: Álvarez Carrozados, 2018.

1.3. Fabricación de vehículo menor: Poliwheel

En México, estudiantes del Instituto Politécnico Nacional (IPN) desarrollaron un vehículo eléctrico para personas con sillas de ruedas, el cual puede transitar incluso por las pistas urbanas.

“Poliwheel”, como se le nombró, es un vehículo eléctrico que cuenta con una rampa que se despliega para permitir el ascenso y descenso de la silla para que el usuario opere solo con las manos. En este diseño se adaptó un sistema de seguridad para evitar que la silla se mueva de un lugar a otro. Una de las características más resaltantes de su diseño, es el bajo costo de fabricación⁸.



Figura 6. "Poliwheel", vehículo autónomo (México).
Fuente: Instituto Politécnico Nacional, 2018.

En un comunicado, sus creadores explicaron que su proyecto está diseñado con dimensiones amplias para que sea visible en las calles o avenidas por los retrovisores de los demás autos; de este modo, los usuarios podrán trasladarse de un lugar a otro de manera segura y eficiente.

Para usar Poliwheel, la persona sube por la parte trasera del vehículo, donde tiene un botón que, al oprimirlo, desciende la rampa para que el usuario deslice su silla a la parte de arriba; cuando está bien acomodado, toca otro interruptor para que la rampa regrese a su lugar. En la Figura 6 se muestra el vehículo presentado por estudiantes del IPN.

⁸ @AssicTL, F. (16 de Agosto de 2018). *El Financiero*. Obtenido de <http://www.elfinanciero.com.mx>

1.4. Desarrollo de auto para discapacitados: TRIDISC

Debido a los precios de estos vehículos, departamentos de Mecánica y ramas afines están innovando en el diseño y fabricación de prototipos económicos, a las que los interesados puedan acceder; como es el caso de los trabajos desarrollados en la Facultad de Ingeniería, Departamento de Ingeniería Mecánica eléctrica de la Universidad de Piura.

La idea de diseñar y construir un vehículo para discapacitados, empezó en el año 2009, como un trabajo de pregrado para estudiantes en el curso de Mecánica Dinámica (MDI) 2009 II, asesorado por el Dr. Ing. Carlos Ojeda. A este proyecto se le denominó “TRIDISC”, que significa trimóvil para discapacitados. Frente a la aceptación y acogida del vehículo, se fue perfeccionando a lo largo de los años, como se aprecia en la línea de tiempo ilustrada en la Figura 7.

1.4.1. Primer prototipo (2009)

En el año 2009, se inicia el diseño del primer prototipo. Un grupo de 15 alumnos del curso de Mecánica Dinámica, asesorados por el Dr. Carlos Ojeda, diseñaron y fabricaron un primer prototipo sencillo (ver Figura 8), el mismo que tuvo gran acogida por los medios de comunicación. Incluso, una empresa de Lima, dedicada a la fabricación de estos vehículos, felicitó la iniciativa y ofreció su apoyo para la fabricación del mismo.

Este vehículo constaba de un motor con una palanca de cambios adaptada al mismo para poder realizar el cambio de velocidades con la mano y tenía un asiento trasero para un acompañante dado que el vehículo no contemplaba una independencia total de la persona discapacitada⁹.

1.4.2. Segundo prototipo (2010)

Al tener una importante aceptación en los primeros meses del año 2010, en la segunda mitad del año se le asigna a otro grupo de Mecánica Dinámica la continuación del estudio y mejoramiento del prototipo.

Es en este momento el proyecto pasó de ser un trabajo semestral a un proyecto institucional, a nivel del área de Ingeniería Mecánica Eléctrica, involucrando el Taller de Tecnología Mecánica con la supervisión durante la fabricación en cuanto a técnicas y medidas de seguridad.

La nueva versión de este prototipo contaba con una plataforma donde la persona podía conducir el vehículo desde su propia silla de ruedas, es así que se va incrementando la independencia de la persona con respecto al vehículo, pero nuevamente se incluye un asiento para un acompañante dado que en esta nueva edición del vehículo no se contempló la forma de ingreso de la persona al vehículo¹⁰, como se muestra en la Figura 9

⁹ Rodríguez, R. (2015). *Innovación en la enseñanza de mecánica dinámica bajo el principio pedagógico de aprender haciendo*. Piura: Universidad de Piura.

¹⁰ *Ibidem*. Rodríguez, R. (2015).

Inicia el diseño del primer prototipo, constaba de un motor con una palanca de cambios adaptada al mismo para poder realizar el cambio manual de velocidades.



El prototipo contaba con una plataforma donde la persona podía conducir el vehículo desde su propia silla de ruedas, incrementando su independencia vial.

Autonomía el ingreso de una persona en silla de ruedas, mediante una rampa plegable al interior del vehículo. Incluía controles manuales para control del vehículo.



Los planos y diseños finales se realizaron en enero del 2013, mediante la plataforma virtual SolidWorks. Fue presentado en una entrevista a RPP y América Noticias.

Se le colocó un interruptor para el control automático del repliegue de la rampa. El vehículo fue ensayado por el señor Juan Carlos Román Bances, discapacitado que colaboró con el proyecto.



Mejoramiento de la seguridad y fijación de la silla de ruedas. Incorporación de señales de luz. Cambio de tamaño de llantas y reubicación del motor para reducir la altura del CG.



Figura 7. Infografía sobre la línea de tiempo del prototipo TRIDISC en la Universidad de Piura.
Fuente: Elaboración propia.



Figura 8. Primer Prototipo de vehículo para personas con capacidades diferentes.

Fuente: Trabajo Semestral Mecánica Dinámica, Rodríguez y col. Universidad de Piura, diciembre 2009.



Figura 9. Segundo prototipo de vehículo para personas con capacidades diferentes.

Fuente: Trabajo Semestral Mecánica Dinámica, Salazar y col. Universidad de Piura, diciembre 2010.

1.4.3. Tercer prototipo (2012)

En el año 2012 (para el segundo semestre), se propone como trabajo en el curso Mecánica Dinámica realizar su construcción y el estudio de parámetros dinámicos tales como: velocidades, aceleraciones, fuerzas de fricción, estudios de frenado, etc.; resultando finalmente el vehículo mostrado en la Figura 10.



Figura 10. TRIDISC conducida por alumno del curso, durante las pruebas de funcionamiento.
Fuente: Memoria fotográfica, diciembre 2012.

Este modelo contó con el diseño asistido por computadora (ver Figura 11), y simulación de movimiento de la rampa; y, posteriormente el cálculo del centro de gravedad, fuerza puntual en las ruedas de apoyo y parámetros cinemáticos y dinámicos. Las características del vehículo se muestran en la Tabla 1.

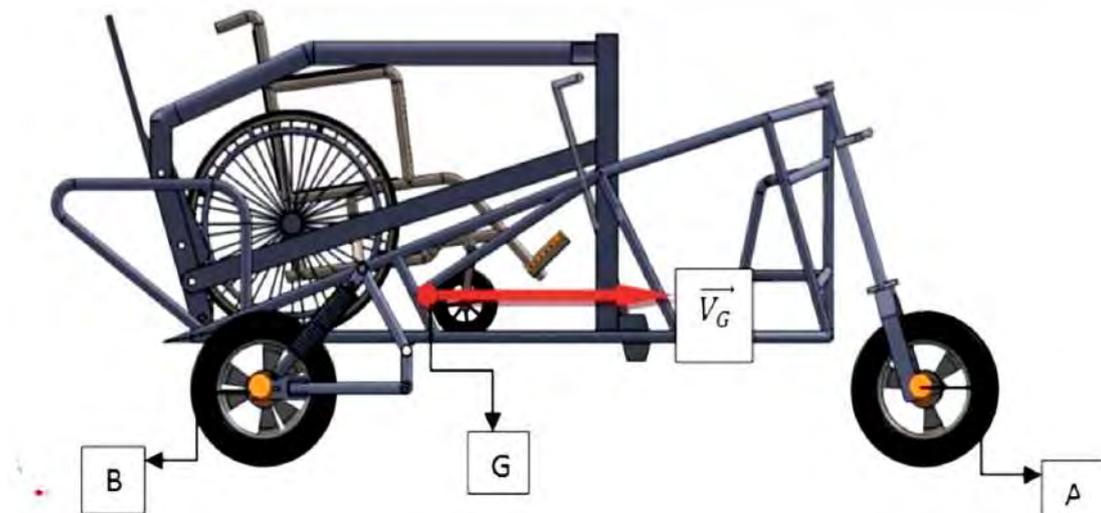


Figura 11. Diseño en SolidWorks del tercer prototipo del vehículo.
Fuente: Trabajo Semestral Mecánica Dinámica, Arriola y col. Universidad de Piura, diciembre 2012.

Tabla 1. Estado del vehículo diseñado en el semestre 2012 – II.

| <i>Sistema del vehículo</i> | <i>Características del prototipo</i> |
|-------------------------------|---|
| Chasis | - Estructura tubular |
| | - Acero de 1'' de diámetro |
| | - Plancha de acero reforzado como base |
| Motor | - 72 cm ³ |
| | - Combustión interna |
| | - 6 hp – 650 RPM |
| | - Gasolina de 90 octanos |
| | - 4 tiempos. |
| | - 3 velocidades. |
| Sistema de transmisión | - Transmisión con cadena |
| | - 02 Catalinas de 20cm de diámetro |
| | - 01 llanta loca y 01 llanta con catalina |
| Rampa | - Dimensiones: 91.5 x 62 cm |
| | - Sistema de elevación: trinquete |
| | - Grado de inclinación: 35° |
| Llantas | - Delantera: Aro 18 |
| | - Traseras: Aro 12 |
| Tanque | - Capacidad: 650 ml |
| | - Ubicación: parte delantera derecha del vehículo |
| Sistema De fijación | - Cinturones de seguridad |
| | - Estructura metálica de fijación de rampa |
| Sistema eléctrico | - Encendido eléctrico |
| | - Luces delanteras |
| | - Regulador de Intensidad |
| | - Batería de 12 V |
| Amortiguadores | - Amortiguadores traseros CEN.340 mm BROS200 |
| Cambios y velocidades | - 3 velocidades |
| | - 4 cambios |
| | - Cambios manuales mediante palanca |

Fuente: Memorias TRIDISC, 2012.

Desde ese momento, se han realizado mejoras en cuanto a su diseño, maniobrabilidad, ergonomía y seguridad. A continuación, se muestra un resumen de

los cambios y mejoras más resaltantes, hechas al vehículo para el 2012 (ver Figura 12), de acuerdo a la memoria presentada por los alumnos a cargo¹¹:

- Autonomía, que contempla el acceso para que una persona en silla de ruedas mediante una rampa plegable, al interior del vehículo. Una vez fijada la silla y activado el mecanismo para recoger la rampa, se baja la estructura de protección, que otorga suficiente rigidez a la cabina.
- Que el arranque sea automático, los controles de cambio de velocidades, freno y aceleración sean manuales.
- Cuando el usuario llega a su destino, activa nuevamente el mecanismo con trinquete para desplegar nuevamente la rampa y con movimientos sencillos sobre la silla de ruedas, baja del vehículo por rodadura simple.
- Los acabados (todo es nuevo) y el funcionamiento confiable, las pruebas realizadas con la silla de ruedas instalada dentro del vehículo corroboraron la sencillez en el control y manejo, siendo factible y útil para el ocupante.
- Tratándose de un proyecto estudiantil de pregrado es evidente que adolece de ciertas imperfecciones, no obstante, se cuentan con los planos y las características fundamentales que permiten realizar una evaluación tanto de la estructura externa como del sistema mecánico y dinámico.
- Uno de los objetivos de este proyecto es utilizar la ingeniería para mejorar la calidad de vida de los discapacitados creando un medio de transporte autónomo que ayude a su rehabilitación personal y se integre nuevamente en la sociedad.
- El mecanismo consta de un motor de 72 cm³, requiere gasolina de 90 octanos y puede ir a una velocidad de hasta 80 km/h.



Figura 12. Alumnos del curso de MDI y su trabajo semestral.
Fuente: Memoria Tridisc, 2012.

¹¹ Dr. Ing. Carlos Ojeda Díaz (2012). *Memorias del curso Mecánica – Dinámica 2012*

A fines de ese mismo año, se realizó la primera prueba de ruta, con el conductor Carlos Echorie Prieto, quien realizó el circuito en silla de ruedas (ver Figura 13), en el área de estacionamiento del policlínico de la Universidad de Piura. La prueba fue satisfactoria, y los resultados llenaban de grandes expectativas al futuro del proyecto, como lo manifestó la cadena televisiva de RPP Noticias y AMERICA TV, los cuales destacaron el esfuerzo de los estudiantes¹².



Figura 13. Pruebas de funcionamiento, con el apoyo del Sr. Carlos Echorie Prieto.
Fuente: Udep [Hoy] 2015.

1.4.4. Cuarto prototipo (2013)

Los planos y diseños finales se realizaron en enero del 2013, mediante SolidWorks (ver Figura 14), la cual ha sido la base para la construcción del prototipo actual del *TRIDISC*; considerando las estimaciones necesarias para ser presentado públicamente.



Figura 14. Vista isométrica-Diseño SolidWorks Tridisc
Fuente. Rodríguez, R. (2015).

¹² Paico, J. (19 de Diciembre de 2012). *Desarrollan vehículo motorizado para personas discapacitadas.*

Este trimóvil adaptado fue diseñado para permitir el embarque y desembarque de una persona en silla de ruedas sin que nadie tenga que asistirlo. Fue creado para facilitar el desplazamiento de las personas con discapacidad motora.

Finalmente, el prototipo fue mostrado por los mismos alumnos a los medios, como la versión mejorada del vehículo. (Ver Figura 15)



Figura 15. Equipo de investigación del TRIDISC

Fuente: Página oficial RPP, (febrero 2013), obtenido de <http://www.rpp.com.pe/>

El prototipo mejorado fue presentado en una entrevista a RPP y América Noticias (ver Figura 16). Durante la entrevista, los jóvenes indicaron que esperaban que las autoridades se interesen en su innovadora creación para poder poner el vehículo a disposición de los discapacitados.



Figura 16. TRIDISC.

Fuente: América Noticias, 2013.

1.4.5. Quinto prototipo (2014)

Frente a la aceptación y acogida del vehículo, un grupo de quince alumnos del curso de Mecánica Dinámica 2014 II, plantearon mejorar el prototipo inicial, modificando el diseño del modelo, la ergonomía y la rampa de acceso.

Para el 2014, una de las mejoras más resaltantes fue la incorporación de una rampa automatizada (ver Figura 17). Esto consistió en el aumento longitudinal de la rampa, ya que la pendiente original de 25° , y el discapacitado tenía ciertos problemas para subir debido al retroceso por gravedad, así que se optó por aumentar el largo de la rampa obteniendo un ángulo de 11° para que la persona pueda subir con facilidad¹³.

Respecto de la subida y bajada automática de la rampa, esta se controló con una polea que gira al bajar o subir la rampa como conexión entre la rampa y el mecanismo, accionado por un motor CC alimentado con una batería de 12 V.

Se le colocó un interruptor conmutador con cambio de polaridad para poder manipular el brazo de repliegue de la rampa, con la adaptación del mecanismo señalado en la Figura 17.

Para este aumento se enlazó la rampa nueva con la anterior por medio de un sistema con una rueda y un riel fijo soldado en la rampa más larga. Dicho sistema se acciona a través de un motor unido a un sistema de engranajes, el cual mueve a una polea y esta gira, haciendo que la rampa se deslice por su propio peso hasta que el motor deje de girar y la rampa toque el piso.



Figura 17. Mejoras del prototipo, 2014.

Fuente: Trabajo Semestral Mecánica Dinámica, Navarro y col. Universidad de Piura, diciembre 2014.

¹³ Trabajo Semestral Mecánica Dinámica, Navarro y col., Universidad de Piura, diciembre 2014



Figura 18. Fibra de vidrio colocada sobre el prototipo.
Fuente: Trabajo Semestral Mecánica Dinámica, Navarro y colaboradores, Universidad de Piura, diciembre 2014.

Por otro lado, se hicieron algunas mejoras en cuanto a la estética y seguridad del vehículo. Se colocó fibra de vidrio para buscar la protección del pasajero, como se muestra en la Figura 18. Además, se realizó la instalación del sistema eléctrico, detallado en el esquema de la Figura 19, considerando:

- Faro delantero luz baja y luz alta
- Direccionales delanteros
- Direccionales traseros
- Luz de peligro traseras
- Se añadió claxon
- Se ha renovado todo el cableado de la moto
- Se ha renovado el solenoide
- La batería se renovó
- Los mandos derecho e izquierdo se cambiaron
- Se instaló tablero electrónico

Posteriormente, el vehículo fue probado por el señor Juan Carlos Román Bances, quien presidía la Asociación Miguel Grau de Piura, agrupación de discapacitados de la región. Él destacó la facilidad de conducción, y dio a conocer algunos aspectos del vehículo que podrían mejorar.

El grupo encargado, realizó también una visita al Ministerio de Transporte y Telecomunicaciones, para investigar acerca del estado legal frente a proyectos de esta naturaleza. En el Perú, no existe una legislación que proteja al discapacitado, y vele por sus derechos de manera uniforme, en lo que se refiere a vehículos o adaptaciones especiales.

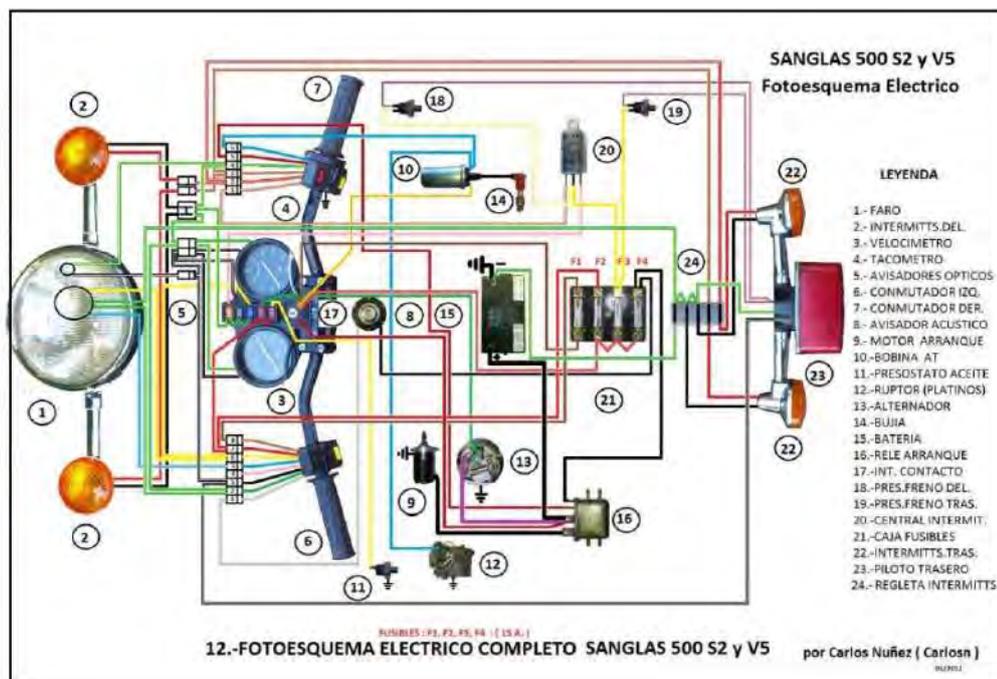


Figura 19. Esquema eléctrico Sanglas 500S2 y 500S2 V5

Fuente: SANGLAS. Extraído el 17/I/2018 desde <http://lamaneta.com/web/fotoesquemass>

Otorgar permisos para la libre circulación de vehículos para discapacitados involucra una tarea importante, que la persona con discapacidad la emplee solo para uso propio y no público, puesto que la municipalidad solo está autorizada para otorgar permisos a mototaxis para uso público.

Existe una controversia en este tema, ya que la municipalidad no puede incumplir las leyes en especial las que regulan algunas ordenanzas, es por ello que en estos casos se necesita recurrir a opiniones legales al requerir una autorización o excepción especial¹⁴.

En dicha oportunidad, el conductor de la prueba de ruta fue nuevamente el señor Juan Carlos Román Bances, conductor de la Figura 20, quien manifestó: “Es una herramienta muy útil que permite una independencia única, además puede usarse para realizar algún trabajo, por ejemplo a mí me serviría para hacer delivery.”¹⁵

1.4.6. Sexto prototipo (2015)

En el verano del año 2015, durante el período de vacaciones, un grupo de alumnos con apoyo de la Universidad de Piura – Programa Académico de Ingeniería Mecánica Eléctrica – IME, logró mejorar el vehículo en los siguientes aspectos:

- Sistema sincronizado de despliegue y recogimiento de rampa de acceso.
- Redimensionamiento de chasis.

¹⁴ *Ibidem*. Trabajo Semestral Mecánica Dinámica, Navarro y col. Universidad de Piura, diciembre 2014

¹⁵ Román, J. (2014, 12 de diciembre). “Gracias a este vehículo podremos trabajar y así contribuir con nuestras familias”. Extraído el 19/IV/2017 desde <http://udep.edu.pe/hoy/2014/gracias-a-este-vehiculo-podremos-trabajar-y-asi-contribuir-con-nuestras-familias/>

- Cambio de tamaño de llantas y reubicación del motor, posicionando el centro de gravedad del vehículo a una altura más baja.
- Incorporación de señales de luz.
- Mejoramiento de la seguridad y fijación de la silla de ruedas.

En la Figura 21 se muestra la versión final del vehículo y el equipo de investigación involucrado en las mejoras.



Figura 20. Prototipo fabricado hasta el 2014.

Fuente: Trabajo Semestral Mecánica Dinámica, Navarro y colaboradores, Universidad de Piura, diciembre 2014.



Figura 21. Vehículo del año 2015.

Fuente: Memoria fotográfica. TRIDISC 2015.

1.4.7. Séptimo prototipo (2019)

En la presente investigación, se desarrolla lo que sería la séptima propuesta, presentando un vehículo completamente nuevo que busca mejorar diferentes aspectos técnicos que no se pudieron resolver en las versiones pasadas. (Ver Figura 22).

Se prioriza perfeccionar los diferentes sistemas especializados para la conducción de una persona en silla de ruedas, y sobre todo la reducción de los costos de producción, como se detalla en el presupuesto inicial del Apéndice A.



Figura 22. Vehículo propuesto (2019).
Fuente: Memoria fotográfica (2019).

Capítulo 2

Estudio del mejoramiento del diseño, estética y ergonomía del vehículo.

La capacidad de desplazarse con autonomía es un requisito importante, especialmente para las personas con discapacidad motriz quienes quieren vivir y trabajar sin la ayuda de otros¹⁶. Muchas veces, el vehículo utilizado para compensar las discapacidades de movilidad causa varios problemas para el usuario, como fatiga, estrés, lesiones, deformidades debido a una mala postura, etc.

La causa de estos problemas es el diseño inadecuado del vehículo para satisfacer las necesidades básicas del usuario, por lo que es necesario adaptar el vehículo, buscando maximizar la comodidad, la seguridad y minimizar los costos^{17,18}.

De acuerdo a Marcelo Becker y Franco Dedini, autores del artículo científico titulado: *Ergonomics applied to the design of vehicles for disabled*, los parámetros sobre los cuales se debe incidir para asegurar que los vehículos garanticen la máxima seguridad y la mínima fatiga y estrés para prevenir deformidades y lesiones, son¹⁹:

- *Seguridad*: El diseño del bastidor debe permitir movimientos normales en la silla de ruedas, dentro de la cabina de conducción y plataforma de ingreso, sin volcarse.
- *Comodidad*: El asiento y el respaldo de la silla de ruedas deben ser cómodos y brindar apoyo en una buena postura para el tronco y las extremidades.
- *Facilidad de maniobrar*: El tamaño de las ruedas, los rodamientos utilizados y el adecuado balanceo del vehículo contribuyen a la traslación y facilita la propulsión sobre superficies rugosas o desiguales.
- *Durabilidad*: El diseño del vehículo, los materiales usados y la certificación de fabricación y montaje del producto terminado deben cumplir con los estándares de calidad para permitir el uso continuo con un mínimo de mantenimiento.

¹⁶ Sunny, K. Malayil, J. Mathew, K. Manu, G. Rejith, S. (2018). *Design and fabrication of wheelchair accessing mechanism for scooter*. International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET). Vol 05 (04), pág. 3080 – 3087.

¹⁷ Becker, M. Dedini, F. (1999). *Ergonomic design applied to autonomous vehicle for disabled – AVD*. Proceedings of the Tenth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms – IFToMM'99, Finland.

¹⁸ Cfr. Claypool, H. Bin-Nun, A. Gerlach, J. (2017). *Self-driving cars: The impact on people with disabilities*.

¹⁹ *Ibidem*. Becker, M. Dedini, F. (1999).

- *Diseño atractivo:* El vehículo, así como la silla de ruedas, será una extensión del individuo, una parte integral de la vida del usuario y, como tal, debe ser lo más atractiva posible. El diseño de líneas, el acabado de las piezas metálicas y el color de la tapicería deben combinarse para reflejar la personalidad del propietario.

Según lo planteado por Becker y Dedini (1999), un vehículo para discapacitados debe poner énfasis en el diseño, la ergonomía y la estética. Estos puntos se discutirán a continuación:

2.1. Consideraciones técnicas

Para tener una idea de las medidas permitidas para el dimensionamiento de los elementos del vehículo, se acude a la normativa norteamericana denominada: Standards for the Accessible Design, aprobada por el ADA (Americans With Disabilities Act) en el 2010.

Este documento contiene los requisitos técnicos y de alcance para la accesibilidad a sitios, instalaciones, edificios y elementos por parte de personas con discapacidades. Los requisitos técnicos se basan en dimensiones adultas y antropométricas. Además, este documento incluye requisitos técnicos basados en las dimensiones de los niños y antropometría para superficies de trabajo. Las principales consideraciones geométricas para el diseño del vehículo son las siguientes²⁰:

- Espacio en forma de T:* El espacio de giro en forma de “T” debe estar dentro de un cuadrado mínimo de 60 pulgadas (1525 mm) por lado para uso de los brazos, y una base de 36 pulgadas (915 mm) de ancho mínimo. Cada brazo debe estar libre de obstrucciones, a una distancia mínima de 12 pulgadas (305 mm) en cada dirección, y la base inferior debe estar libre de obstrucciones como mínimo 24 pulgadas (610 mm). (Ver Figura 23)

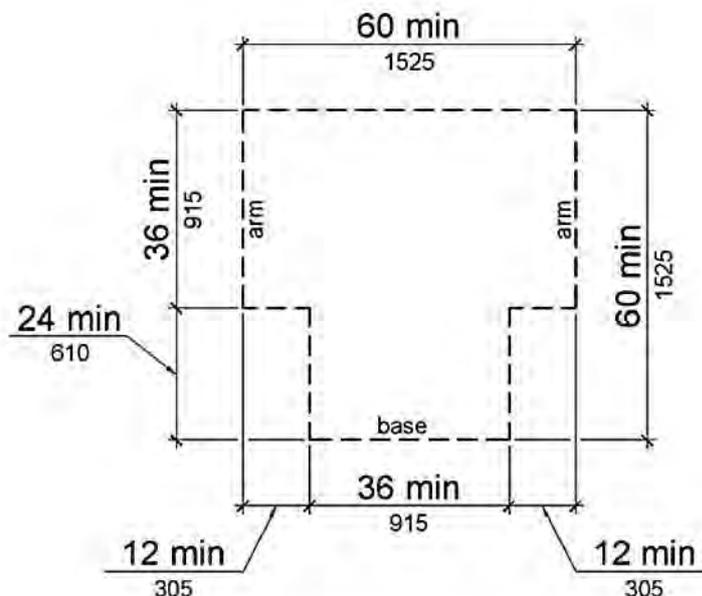


Figura 23. Espacio en forma de T.
Fuente: Standards for Accessible Design.

²⁰ Justice, D. o. (2010). *Standars for Accessible Desing*. E.E.U.U.: Americans With Disabilities Act.

- b. *Superficie despejada*: El espacio despejado en el suelo debe ser de 30 pulgadas (760 mm) de ancho, y 48 pulgadas (1220 mm) de largo como mínimo. (Ver Figura 24)

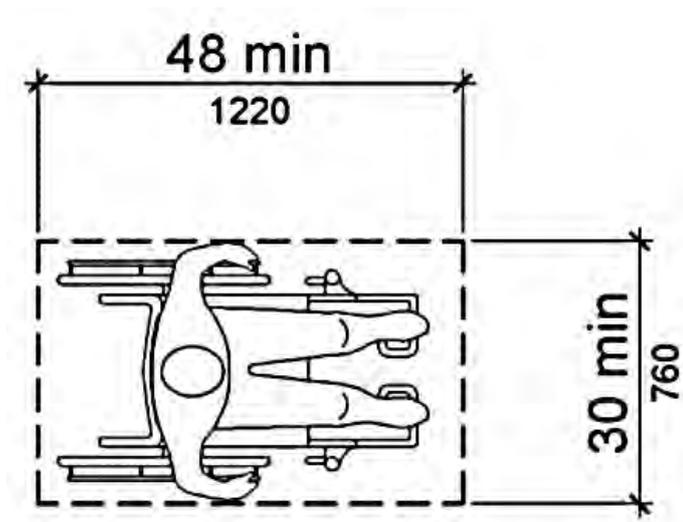


Figura 24. Superficie despejada.
Fuente: Standards for Accessible Design.

- c. *Enfoque hacia adelante*: Cuando un espacio despejado esté ubicado en un espacio confinado, total o parcialmente, se debe proporcionar un espacio de maniobra adicional. Los espacios frontales deberán tener un ancho mínimo de 36 pulgadas (915 mm) cuando la profundidad exceda de 24 pulgadas (610 mm). (Ver Figura 25)

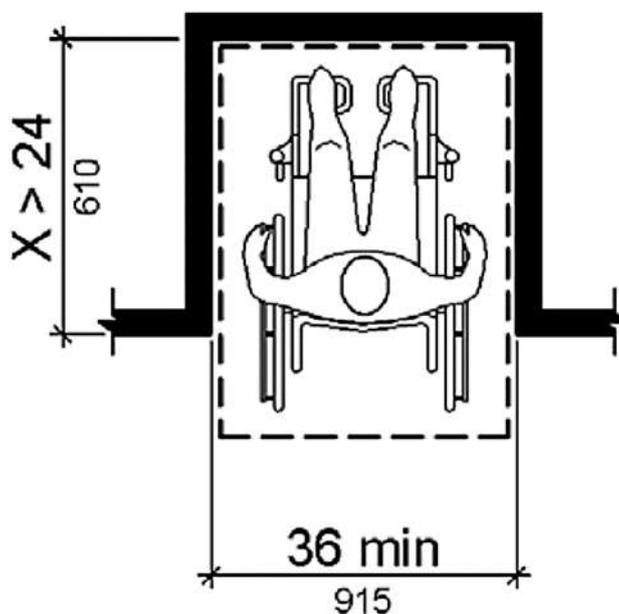


Figura 25. Despeje de maniobras enfocado hacia adelante.
Fuente: Standards for Accessible Design.

- d. *Separación para pies*: El espacio comprendido entre el piso y el reposapiés, debe ser de 9 pulgadas (230 mm). La separación de los dedos debe extenderse 25 pulgadas (635 mm) como máximo. (Ver Figura 26)

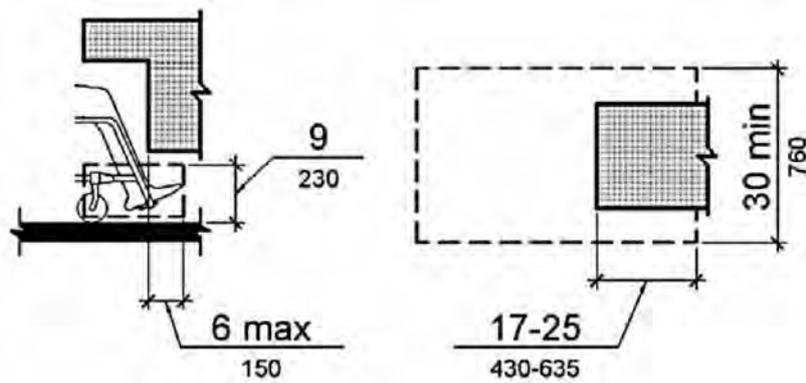


Figura 26. Área libre para los pies.
Fuente: Standards for Accessible Design.

- e. *Separación para rodillas:* Cuando se requiera espacio libre para las rodillas debajo de un elemento como parte de un espacio libre en el piso, el espacio para las rodillas debe ser de 11 pulgadas (280 mm) como mínimo a 9 pulgadas (230 mm) sobre el piso, y 8 pulgadas (205 mm) a una altura de 27 pulgadas (685 mm) sobre el piso. (Ver Figura 27)

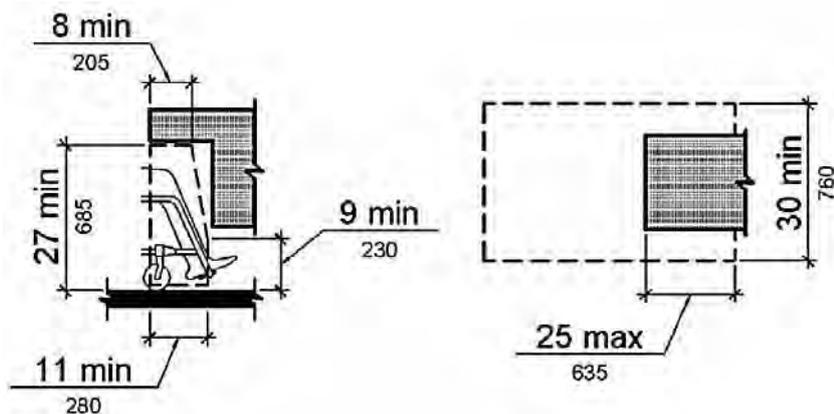


Figura 27. Área libre para las rodillas.
Fuente: Standards for Accessible Design.

- f. *Cambio de nivel con biselado:* Se permite que un cambio en el nivel sea de 1/4 pulgada (6.4 mm) a 1/2 pulgada (13 mm). Sin embargo, en ningún caso el cambio de nivel combinado puede exceder 1/2 pulgada (13 mm). (Ver Figura 28)

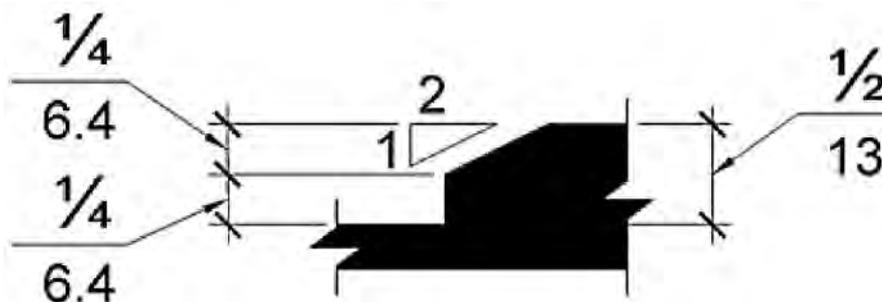


Figura 28. Cambio de nivel con biselado.
Fuente: Standards for Accessible Design.

2.2. Respeto al diseño de un vehículo para discapacitados

Rafael Senior y Armando Cabrera (2013) analiza los factores de riesgo entorno al diseño del vehículo, los cuales se mencionan a continuación:

2.2.1. Factores de riesgo físicos

- Ruido que proviene del motor, de equipos para reproducir música en las cabinas y que pueden causar en torno a su aparato auditivo, al igual que otitis.
- La norma ISO 2631 considera vibraciones producidas en carreteras irregulares terminan afectando a la columna vertebral. Las vibraciones afectan la salud, el confort, la percepción y la cinetosis, dependiendo de la frecuencia de vibración²¹.
- Exposición a la intemperie.
- Deslumbramiento causado por vehículos que transitan en sentido contrario y el esfuerzo para una conducción segura contribuyen también a la disminución de la visión.

2.2.2. Factores de riesgo por carga física

Las causas de las lesiones por carga física son muy variadas y obedecen a múltiples orígenes tales como²²:

- Transporte de cargas con pesos superiores a lo aconsejable, produciendo lesiones de espalda, agravadas por la ausencia de medios auxiliares como carretillas elevadoras, grúas, polipastos o simples carretillas de ruedas.
- Diseño inadecuado de los elementos de la conducción, principalmente el asiento, produciendo daños, fundamentalmente por sobrecarga, en el cuello, la espalda o en las articulaciones de las rodillas, manos, codos, etc. Son lesiones que comienzan de forma insidiosa, en ocasiones imbricadas con otras patologías de origen no laboral, traumáticas o degenerativas, lo que hace difícil su etiquetado como enfermedad profesional, aunque la labor de la parte sanitaria de los servicios de prevención es detectar estas patologías y establecer su origen laboral.
- Lesiones en hombros que pueden tener su origen en la costumbre de apoyar el brazo durante mucho tiempo en la ventanilla en una posición elevada o el uso reiterado de ciertos mandos del vehículo o de expendedores de billetes mal ubicados.
- Lesiones por aplastamiento o choques por golpes producidos por herramientas manuales, tales como gatos improvisados u otras mal utilizadas.
- Lesiones sufridas por atropellos por otros vehículos durante la conducción.
- Lesiones por caídas al subir o bajar del vehículo, principalmente, en extremidades inferiores tales como esguinces, luxaciones, fracturas, etc.
- Lesiones por agresiones de usuarios, peatones u otros conductores, así como lesiones producidas durante eventos delincuenciales.

²¹ International Standard Office. Norma ISO 2631:2003. *Vibraciones de cuerpo completo*.

²² P. Marugán, J. Precioso. (2013). *Prevención de riesgos laborales en los trabajadores del sector transporte (Parte I)*, Disponible en: <http://www.svmst.com/Revista/N11/emt1.htm>

2.2.3. Campo de visión

El campo visual es el espacio que percibe el ojo cuando se fija una posición hacia adelante. El ojo transmite al cerebro la información que percibe dentro de este campo visual, teniendo en cuenta la forma, el color y el volumen del objeto percibido.

Cuando el sistema visual debe fijar un objeto situado en la periferia, los ojos giran de forma que la imagen del objeto se sitúe en la parte central de la retina. Los ángulos máximos de dicha rotación ocular en la dirección vertical son 42° (con un rango de 33° a 56°) hacia arriba y de 50° (con un rango de 33° a 62°) hacia abajo. En la dirección horizontal el ángulo máximo de rotación lateral es, aproximadamente, 55° (con un rango de 45° a 65°)²³.

Los aspectos técnicos mencionados, se resaltan en la normativa española UNE-EN 61310-1, que establece las zonas del campo visual recomendadas y aceptables, en los planos horizontal y vertical, para la detección de las señales visuales frente al vehículo. (Ver Figura 29)

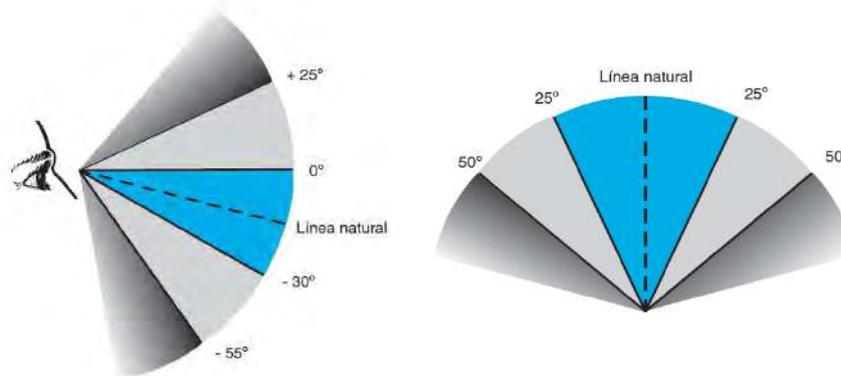


Figura 29. Campo visual para la detección de señales visuales.

Fuente: UNE-EN 61310-1. Seguridad de las máquinas. Indicación, marcado y maniobra²⁴.

De acuerdo con el reglamento, se establece que lo que se evalúa es la extensión de los meridianos, como se presenta en la Figura 30.

El problema reside en que los campímetros actuales no miden la extensión de los meridianos, sino el umbral luminoso en cada punto de retina²⁵.

Para poder mejorar la conducción, así como el manejo de los mandos, se establece una distinción del campo visual en tres áreas, basando cada una de ellas en las tareas a realizar por el conductor teniendo en cuenta: el tiempo mínimo necesario y si existe o no movimiento de los ojos o del cuerpo. Las prioridades en el campo de visión del conductor son las siguientes²⁶:

²³ Valdivia, A. Á. (2008). *Visión y trabajo*. España: Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo.

²⁴ UNE. (2008). *UNE-EN 61310-1: Seguridad de las máquinas. Indicación, marcado y maniobra. Parte 1: Especificaciones para las señales visuales, audibles y táctiles*. España: Normalización Española

²⁵ Rodríguez, P. G. (s.f.). *Visión y conducción. Artículo científico*, 1-7.

²⁶ Campos, B. S. (2015). *Rediseño de las zonas de acceso de un autobús interurbano para mejorar su accesibilidad y facilitar la conducción*. España: Universidad de Jaume.

- *Prioridad I:* Contorno del campo de visión óptimo. Define el círculo de movimiento de los ojos óptimo, que está formado por un movimiento de 12° a 15° de variación con respecto la línea de visión en horizontal y en vertical.
- *Prioridad II:* Corresponde al área máxima de visión central, está definida como aquella que forma un ángulo de $+40^\circ$ y -20° con la vertical y de $\pm 35^\circ$ con la horizontal de visión.
- *Prioridad III:* Está definida por el área máxima de visión sin que exista movimiento de la cabeza. Corresponde a un ángulo de $+70^\circ$ y -45° en vertical y de $\pm 90^\circ$ en horizontal.

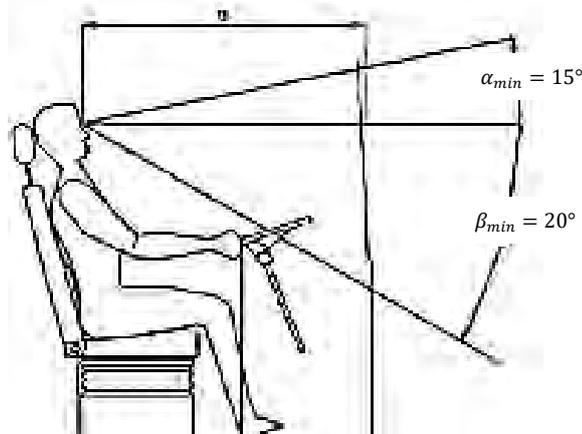


Figura 30. Visibilidad mínima de un conductor.

Fuente: Manual de Lineamientos Técnicos de Seguridad²⁷.

2.2.4. Sistema de retención de sillas de ruedas

Las personas discapacitadas que transitan en silla de ruedas, por lo general al embarcar un medio de transporte, pertenecen en su silla por la dificultad que requiere al pasarse a un asiento; por lo que es necesario que el vehículo cumpla ciertas características técnicas, que incorpore sistemas de retención que garanticen niveles de seguridad similares al que proporciona el cinturón que protege a los demás ocupantes.

Sin embargo, desde el punto de vista de la seguridad, no es suficiente con que el vehículo sea accesible, sino que, además, es preciso sujetar la silla a la plataforma mediante un sistema de retención apropiado, sea con cinturón flexible o barras rígidas, con el objetivo de salvaguardar la integridad del ocupante.

Además de los sistemas de retención, otro factor fundamental que influye en la protección del ocupante es la propia silla de ruedas, en cuyo diseño, según Antonio Rodríguez, del Instituto universitario de Investigación del Automóvil (INSIA), “no se tiene en cuenta los distintos aspectos de seguridad relacionados con su posible uso como asientos de vehículos”²⁸.

²⁷ Martínez, R. A. (2010). *MANUAL DE LINEAMIENTOS TÉCNICOS DE SEGURIDAD, COMODIDAD Y AMBIENTALES*. Ciudad de México: Gobierno del Distrito Federal.

²⁸ Rodríguez, J. I. (2003). El riesgo de viajar en silla de ruedas. *Tráfico*, 1-3.

El principal objetivo de cualquier sistema de seguridad es, en primer lugar, evitar que el ocupante sea lanzado fuera del vehículo y entre en contacto con otros objetos, en segundo lugar, evitar o minimizar la posible colisión de los ocupantes contra las partes interiores del habitáculo, y finalmente minimizar las fuerzas transmitidas por el sistema de retención sobre las partes más débiles del cuerpo²⁹.

a. Sistema de retención flexible

En general, los anclajes tanto de los sistemas de retención de la silla de ruedas como de los cinturones del ocupante se distribuyen, bien por el piso del vehículo, como en las paredes laterales o techo de la cabina. Situar en la posición correcta los puntos de anclaje en la silla de ruedas y su ocupante es fundamental para garantizar una correcta protección de los pasajeros del vehículo.

Los sistemas de retención flexibles, normalmente son de tipo cinturón, aunque también pueden ser aplicados con cable tensor. Estos sistemas de retención están unidos por un extremo a un punto ubicado en la silla de ruedas, y por el otro al bastidor del vehículo. Se pueden unir al suelo o a una de las paredes del vehículo.

El tipo de acoplamiento que tiene el cinturón con la silla de ruedas puede ser mediante algún tipo de gancho o hebilla metálica; incluyendo un dispositivo de tensado de los cinturones, bien mediante algún tipo de retractor o un tensor manual³⁰.

La posición de los puntos de anclaje es fundamental para ofrecer un buen nivel de seguridad al ocupante. El rango establecido para la ubicación de los tensores que asegurarán la silla, difieren según la posición delantera o posterior. (Ver Figura 31)

Para tener una idea del nivel de fuerzas generadas en ciertas situaciones, pongamos por ejemplo el caso hipotético de que se produjera el choque frontal de un vehículo de transporte de discapacitados en sillas de ruedas, a una velocidad de 50 km/h contra una barrera fija. En un tiempo de aproximadamente 20 milisegundos se produciría una deceleración veinticinco veces mayor al valor de la gravedad.

Al tratarse de un usuario de la silla de ruedas, con una masa combinada de 100 kg, al experimentar la desaceleración del vehículo, este será lanzado con una fuerza de 25 toneladas aproximadamente. De acuerdo con este dato, y a la hora de utilizar un sistema de seguridad, es necesario conocer y cumplir una serie de principios fundamentales que afectan a la seguridad vial de los usuarios³¹.

Un estudio de simulación por computadora realizado por Bertocci, mostrado en la Figura 32, evaluó la variación en la carga del asiento asociada con la ubicación del punto de sujeción trasero cuando se usan amarres de tipo correa de 4 puntos.

Este modelo de simulación sometió la silla de ruedas sustituta SAEJ2249 (187 lb) y un dispositivo antropomorfo de prueba (ATD) Hybrid III de 50 percentil sentado

²⁹ Ruiz, J. F. (s.f.). *La Seguridad Vial y las Personas de Movilidad Reducida*. Valencia: UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA .

³⁰ GARCÍA GARCÍA, Andrés (2003). "Diseño y validación experimental de anclajes y asientos de vehículos destinados al transporte de personas en sillas de ruedas". Madrid, IMSERSO, *Estudios I+D+I*, nº 31.

³¹ *Ibidem*. Ruiz, J. F. (s.f.). *La Seguridad Vial y las Personas de Movilidad Reducida*.

a un impacto frontal de trineo frontal de “20 g / 30 mph”, de acuerdo con las especificaciones del corredor de pulso SAE J2249. En este análisis, las cargas de asientos resultantes variaron desde 2,885 lb con puntos de sujeción traseros debajo del centro de gravedad de la silla de ruedas, hasta 4,354 lb con los puntos de aseguramiento traseros ubicados sobre el centro de gravedad de la silla de ruedas (CG). Esta diferencia se debe a la rotación de la silla de ruedas inducida por las cargas traseras aplicadas excéntricamente³². (Ver Figura 32)

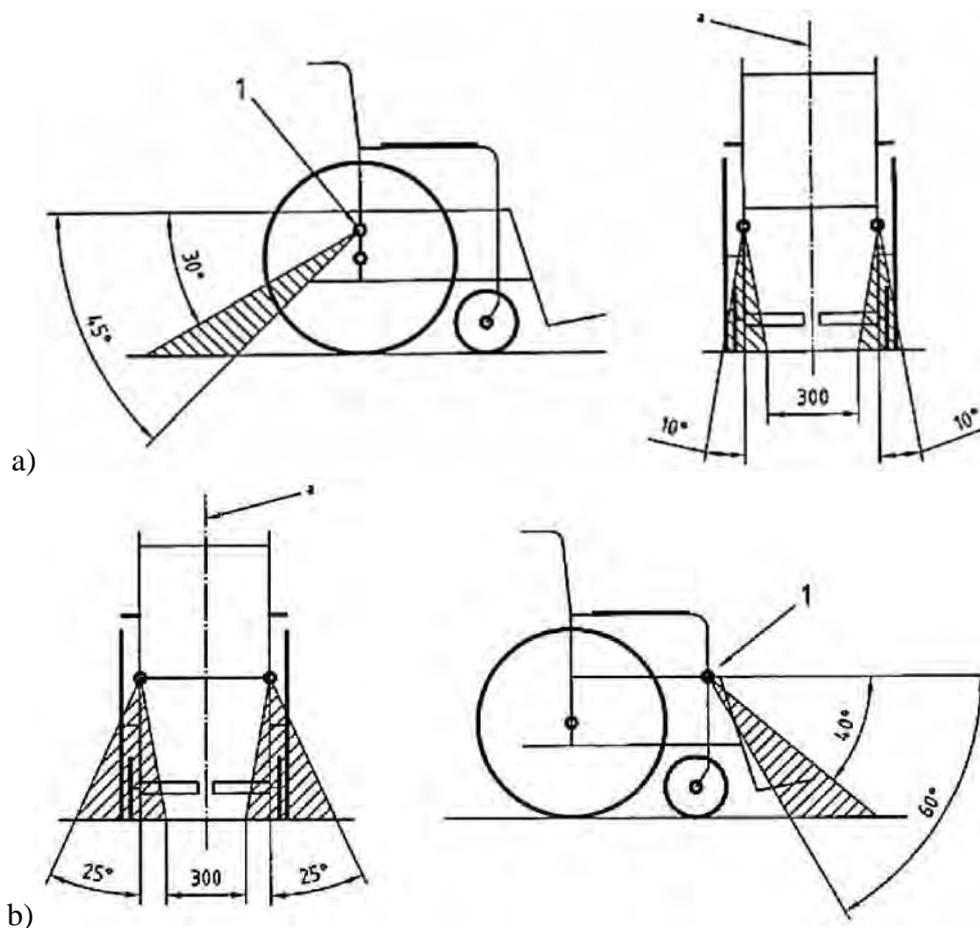


Figura 31. Rango angular recomendado para restricción de silla de ruedas.

a) Posición posterior. b) Posición delantera.

Fuente: Normativa Europea WC – 20³³

Este estudio ha proporcionado pautas y tendencias preliminares útiles en el desarrollo de sistemas de asientos para sillas de ruedas resistentes a choques. El uso de criterios de diseño apropiados en el desarrollo de sistemas de asientos para sillas de ruedas es crucial para la protección contra choques de los ocupantes. La falla de cualquier componente del asiento en un choque dará lugar a un mayor riesgo de lesiones³⁴.

³² Gina E. Bertocci, e. a. (2000). *Development of frontal impact crashworthy wheelchair seating design criteria using computer simulation*. Pittsburgh: Department of Veterans Affairs.

³³ Medical, S. (2009). WC20: A New Standard for Custom Seating Product Design. *A Sunrise Medical White Paper*, 7

³⁴ *Ibidem*. Gina E. Bertocci, e. a. (2000).

El correcto procedimiento para anclar la silla de ruedas, es usando los cuatro puntos de fijación, según los ángulos de tensión recomendados. Posteriormente el conductor procede a asegurar el dorso con un quinto cinturón, cruzando diagonalmente hacia un punto fijo del vehículo y otro con la silla. Las posturas finales se detallan en la Figura 33.

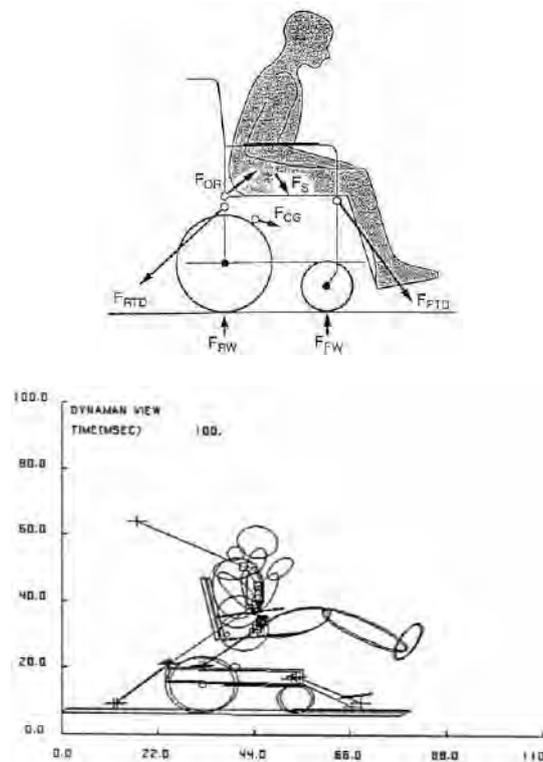


Figura 32. Planteamiento de conductor en silla de ruedas como cuerpo libre, y resultados de simulación.

Fuente: Development of frontal impact crashworthy wheelchair seating design criteria using computer simulation.

b. Sistema de retención con placa de anclaje

Este sistema de bloqueo mecánico de la silla de ruedas al vehículo consiste en una placa de acoplamiento montada en la plataforma y una placa de inserción ensamblada en la base de la mayoría de las sillas.

El mecanismo automático de bloqueo permite al usuario viajar con mayor comodidad y seguridad, ya que anula movimiento de la silla de ruedas. Puede ubicarse en varias posiciones, según el modelo de la silla y el vehículo.

Existen modelos de anclaje que solo fijan un pin central de la silla, anulando el movimiento sobre la plataforma del vehículo, pero que mantienen la libertad de girar sobre el mismo eje. Otros modelos, sin embargo, presentan elementos triangulares, como el mostrado en la Figura 34, para bloquear también el giro de la silla, empotrándola totalmente al vehículo.

El acoplamiento y desacoplamiento se puede realizar de manera manual o electrónica, mediante sistema automáticos con interruptores o conexión por señal inalámbrica.

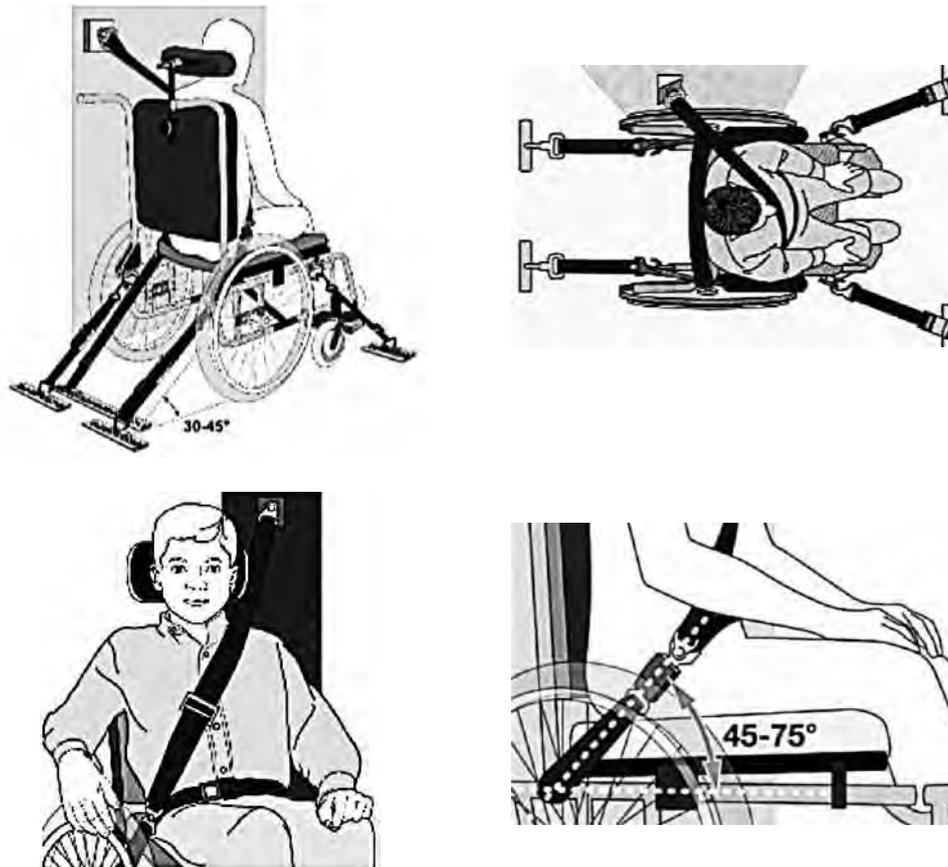


Figura 33. Posturas finales de aseguramiento integral.
Fuente: WC-19 Transit Securement (QUIKIE).

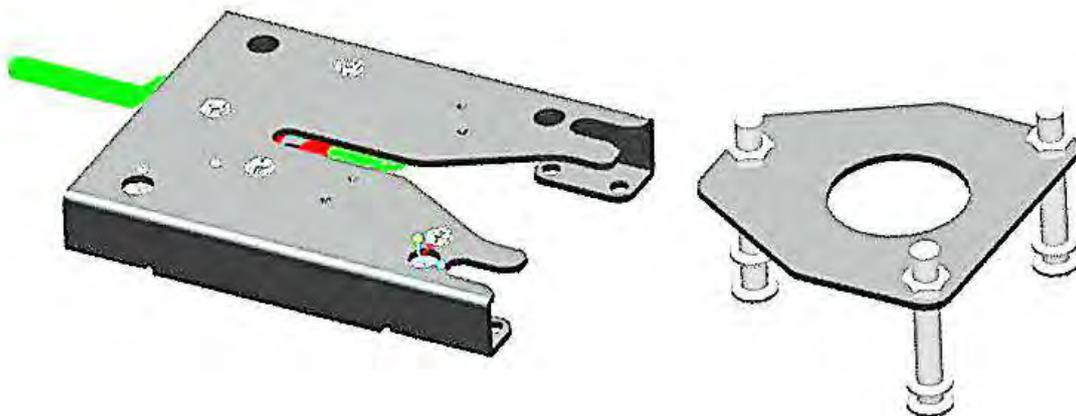


Figura 34. Placa para anclaje de sillas de ruedas.
Fuente: Placa de anclaje AKE04, bajo la norma ISO 10542-1

2.3. Respeto de la ergonomía del vehículo

Según el Instituto Biomecánica de Valencia, la ergonomía aplicada a colectivos de población especiales no tiene un enfoque especial o distinto al de otras aplicaciones: siempre se trata de adaptar el entorno a las características de las personas y para ello hay que analizar la relación que existe entre las necesidades, capacidades, habilidades y limitaciones del sujeto y las condiciones de aquello que se intenta adaptar, sea una vivienda, un equipo, un puesto de trabajo, etc., con la finalidad de armonizar demandas y capacidades, pretensiones y realidades, preferencias y restricciones³⁵.

Por su parte, Senior y Cabrera (2013), analizan los factores de riesgo relacionados con el parámetro de la ergonomía.

2.3.1. Factores de riesgo derivados de la postura

La postura se puede convertir en factor de riesgo debido a³⁶:

- Posturas prolongadas. Cuando se mantiene una misma posición así sea correcta durante dos horas o más. Es inadecuada porque supone el esfuerzo muscular continuo de grupos de músculos posturales, sin permitir alternancia, provocando fatiga estructural.
- Posturas forzadas extremas o por fuera de los ángulos de confort. Los ángulos de confort son aquellos en que las articulaciones, por la posición, presentan mayor eficiencia biomecánica.

Cuando la postura está por fuera de estos ángulos se aumenta la carga física estática y el consumo energético apareciendo la fatiga. Dichos efectos se pueden contrarrestar, usando cinturones abdominales o pélvicos. (Ver Figura 35)



Figura 35. Cinturón pélvico para silla de ruedas.
Fuente: Asistencia Familiar. García 1880 Ayudas Movilidad

³⁵ Instituto de Biomecánica de Valencia. *Ergonomía y discapacidad*. Disponible en: http://www.uva.es/export/sites/uva/6.vidauniversitaria/6.11.accesibilidadarquitectonica/_documentos/Ergonomia.pdf

³⁶ Senior, R. (2004). *Control de las lesiones osteomusculares*, Barranquilla: Graf impresores Donado. p. 45.

2.3.2. Factores de riesgo ergonómico

Uno de los principales problemas es el riesgo ergonómico causado por el diseño de la silla y del puesto de trabajo. Las posiciones adoptadas debido a su mal diseño causan presiones anormales en los discos intervertebrales que terminan en dolor, impotencia funcional y/o hernias de disco.

También las articulaciones inferiores se ven comprometidas por las continuas torsiones y extensiones a que las someten durante largas horas de conducción y por el diseño inadecuado y mal estado de la carretera. Igualmente, pueden sufrir contracturas musculares que son producidas por la combinación del ejercicio repetitivo y los cambios bruscos de temperatura.

El problema de estas lesiones es que presentan muchas recaídas, acentuándose con la edad, al igual que los problemas prostáticos por la presión constante de esa glándula³⁷. Respecto a este parámetro, Senior y Cabrera (2013), analizan la silla de ruedas y la estructura a la que irá anclada, recomendando:

- *Altura de la silla.* Lo ideal es que la altura de la silla debe ser ajustable, preferiblemente en forma neumática, con el fin de poderla acomodar a la estatura del conductor, a la postura escogida y, por lo tanto, a la altura del plano de trabajo, dejando el timón con buena visibilidad.
- *Profundidad del asiento.* Si la profundidad es excesiva, el borde anterior del asiento puede comprimir la zona poplíteica, interrumpiendo la circulación sanguínea. La mayoría de los usuarios para evitar esta situación se desplazan hacia delante con lo cual la espalda queda sin soporte.

Si, por el contrario, la profundidad es escasa, da un apoyo insuficiente y provoca sensación de inestabilidad por la tendencia del cuerpo de irse hacia delante. Lo ideal entonces es que la profundidad, al igual que la altura del asiento, sean graduables.

- *Espaldar de la silla.* Debe ofrecer a la espalda un soporte. Entre más alto sea el espaldar, mayor estabilidad le ofrece a la persona.

La forma del espaldar tiene como finalidad acoplarse de la mejor manera posible al perfil de la columna vertebral, tratando de conservar sus curvas, en especial la lordosis lumbar, ya que de esta manera se reduce la presión intradiscal en cualquier ángulo de inclinación; sin embargo, el espaldar no debe forzar el mantenimiento de la lordosis lumbar o aumentar la curva, ya que esta situación puede ser peor.

La silla debe contar con espacio entre el asiento y el espaldar no mayor de 10 cm para acomodar los glúteos del usuario y evitar que tenga que deslizarse hacia delante. De esta manera se permite al espaldar cumplir con su función de soporte. El espaldar, al igual que las demás partes del asiento, debe ser regulable para una mejor adaptación del usuario.

³⁷ Senior Sánchez, R. Cabrera Clemow, A. (2013). *Recomendaciones ergonómicas para el diseño y uso de la silla del puesto de trabajo del conductor de buses de transporte interdepartamental de pasajeros.* Ingeniare. Universidad Libre – Barranquilla, pp. 71 – 80.

- *Soporte de la silla.* La correcta ubicación del soporte asegura que el usuario utilice el espaldar. Si el soporte está en la mitad de la silla, la persona tenderá a buscarlo, desplazando hacia delante el cuerpo y dejando sin soporte la espalda.

La silla debe poder desplazarse hacia adelante y hacia atrás para una mejor ubicación del conductor. En cuanto a su distancia con el timón, lo ideal es que los brazos con el antebrazo adquieran un ángulo de 45 grados con la posición de las manos.

- *Acabado de la silla.* Se debe tener en cuenta, como se afirma en el documento: “Sistema de vigilancia epidemiológica para el control de patología lumbar”³⁸, que el borde del asiento sea redondeado y que tanto este como el espaldar tengan un abultamiento leve (2 cm de espesor) recubierto con material no deslizante y permeable.

Por otra parte, es importante resaltar que la ergonomía tiene implicancia sobre los parámetros del diseño, en cuanto a³⁹:

- Altura y profundidad graduables.
- Estabilidad.
- El eje debe coincidir con el centro de gravedad del usuario.
- Espaldar con soporte lumbar, regulable en angulación.
- Asiento blando, pero firme, de material permeable y lavable.
- La profundidad del asiento no debe ser mayor que la distancia entre los glúteos y la parte posterior de las rodillas.
- Permitir el apoyo completo de los pies sobre el piso.
- Bordes redondeados para no presionar partes del cuerpo.
- Favorecer la alineación de la columna vertebral.

2.4. Respetto de la estética del modelo

Respetto a este parámetro, anteriormente, se había comentado lo importante que es que el vehículo sea atractivo para el usuario, puesto que, al igual que la silla de ruedas que utiliza, es una extensión de sí mismo, por lo que quien lo use debe estar a gusto con esta.

La estética del modelo es un parámetro subjetivo que depende del diseñador y del usuario. Sin embargo, debe respetar el diseño, el cual debe ser seguro y ergonómico.

El vehículo debe ser fácil de usar, puesto que tiene como finalidad garantizar la autonomía del usuario, quien debe poder accionar mecánicamente el vehículo y estar satisfecho con los gastos asequibles para la obtención y el mantenimiento. Además, debe ser de fácil acceso, garantizando que el conductor pueda subir y bajar del vehículo, así como, que pueda realizar tareas a bordo (aplicación que le dará el usuario).

Debe ser ligero y maniobrable, de dimensiones tales que no irrumpa en el tráfico de la ciudad o donde va a transitar el vehículo. Finalmente, estos parámetros determinan la apariencia del vehículo, por ejemplo: el color, el material que recubre el vehículo, etc.

³⁸ Suratep (1998). *Sistema de vigilancia epidemiológica para el control de patología lumbar*, Suratep S.A., p. 43.

³⁹ *Ibidem.* Senior, R. Cabrera, A. (2013)

2.5. Estudio del primer modelo del TRIDISC

El prototipo del TRIDISC, se destacó por la implementación de recursos técnicos sencillos y económicos que brindaban comodidad y seguridad al conductor. El proyecto se ha ido perfeccionando mediante la implementación de mecanismos más confiables, mejorando principalmente el diseño, la estética y la ergonomía del ocupante.

La evolución del vehículo se ha basado fundamentalmente en la automatización de los procesos que antes requerían cierta manipulación, priorizando la rampa de acceso, el arranque automático y en aseguramiento del conductor. A continuación, se describen los resultados más resaltantes de la evolución del vehículo.

2.5.1. Dimensiones del vehículo

El chasis medía 1810 mm de largo, 1200 de ancho y 670 mm de alto. En la parte superior iba montado un marco pivotante de seguridad, de 1610 mm de largo y 1200 de ancho, con topes en un extremo, para asegurar la rampa de ingreso. (Ver Figura 36).

La plataforma interior del vehículo, presentaba una pendiente de 3.5° respecto a la horizontal, con el objetivo de aumentar la inclinación de la silla, y mejorar la estabilidad después de fijarla al suelo. El interior medía 1610 mm de largo y 1150 mm de ancho, teniendo espacio libre reglamentario de 390 mm en la zona posterior, y 50 mm por lado lateral al conductor.

El vehículo medía en su totalidad 2803 mm de largo, 1310 mm de ancho y 1038 mm de alto, con una distancia entre ejes de 2378 mm, y una separación entre las ruedas posteriores de 1310 mm. Dichas medidas determinarán el grado de estabilidad del vehículo, durante las curvas en movimiento. (Ver Figura 36)

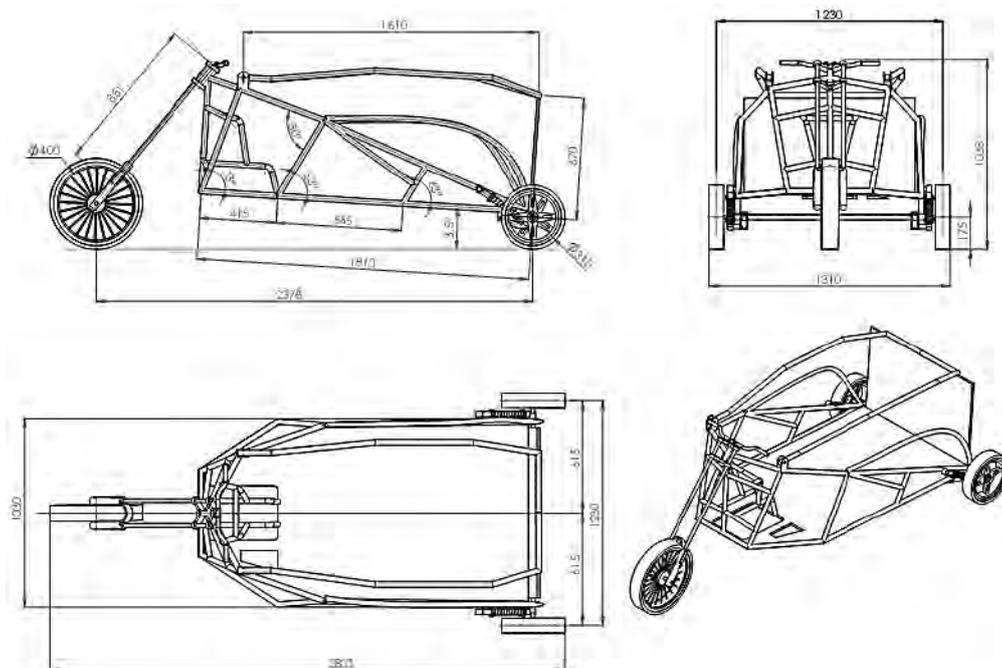


Figura 36. Planos en Solidworks del TRIDISC versión 2013.
Fuente. Memoria descriptiva. Dr. Ing. Carlos Ojeda.

2.5.2. Estudio de la estabilidad del sistema de dirección

El vehículo en movimiento está afectado por acciones consecuentes a la maniobra de giro, originando desviaciones del movimiento lateral o transversal respecto a su trayectoria, y problemas en la estabilidad de la dirección, pudiéndose agravar con factores extremos como desniveles en el terreno.

El TRIDISC presentaba un timón de tipo manubrio para motocicleta, con dos palancas manuales en cada extremo, para controlar el embragado y frenado de manera independiente. El manubrio se conectaba directamente a las barras, causando una relación proporcional de la variación de dirección respecto a la rueda delantera.

Cabe resaltar que el vehículo presentaba un sistema de transmisión mediante un eje que se conectaba directamente a las ruedas posteriores, haciendo que estas siempre giren a la misma velocidad angular, produciendo deslizamientos en los giros y afectando a la eficiencia de la transmisión de potencia y la estabilidad por pérdida de adherencia a la pista.

Para identificar la maniobrabilidad del vehículo, se determina la relación existente entre el cambio de dirección del timón, y el radio de giro producido en el vehículo, el cual depende de la distancia entre los ejes. Para el vehículo estudiado, la relación de giro se muestra en la Figura 37.

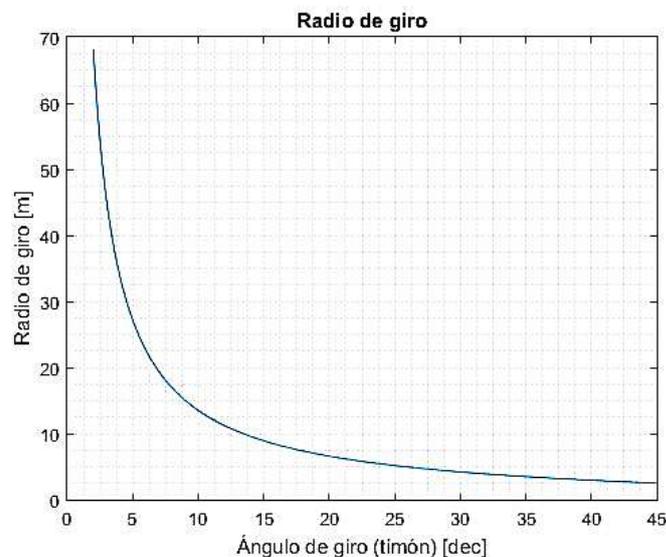


Figura 37. Radio de giro respecto al giro del timón.
Fuente: Elaboración propia.

La causa más influyente sobre la desviación direccional frente a las curvas, es la fuerza centrífuga. Esta componente aplica al centro de gravedad del vehículo, y depende de la masa combinada, velocidad tangencial de giro y radio de la curva.

Cuando la velocidad es alta y la curva es muy cerrada, la desviación de la trayectoria por efecto de la fuerza centrífuga se hace sensible y el conductor debe aumentar el radio de giro para compensar el desplazamiento lateral.

Por tal motivo, se determina teóricamente el valor de la velocidad máxima antes de la volcadura, sin considerar deformaciones de las ruedas y en suspensión, en función al radio de giro originado por el conductor. (Ver Figura 38)

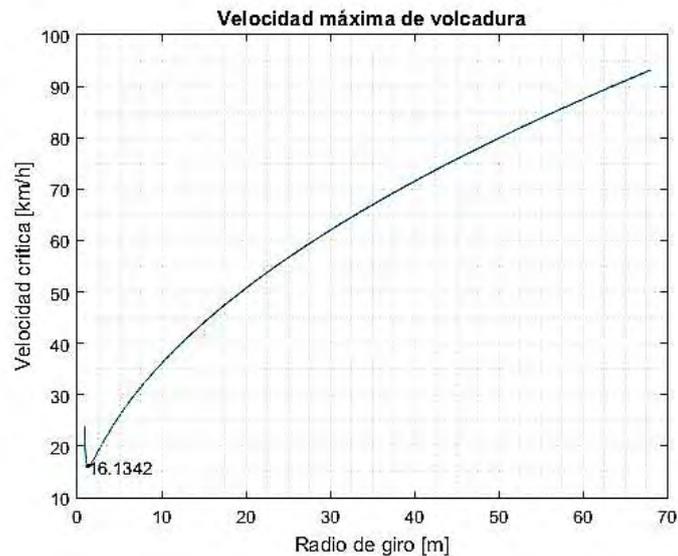


Figura 38. Velocidad máxima antes de la volcadura.
Fuente: Elaboración propia.

2.5.3. Sistema de seguridad

La propuesta de retención del vehículo siempre se mantuvo con el modelo de cinturones de seguridad, aunque el primer sistema consistía en un anclaje simple del conductor respecto a la silla de ruedas, y posteriormente se adicionó el anclaje de la silla de ruedas con la incorporación de dos conectores. (Ver Figura 39).



Figura 39. Sistema de retención mediante cintas flexibles.
Fuente: Memoria fotográfica. TRIDISC 2012.

2.5.4. Estética del vehículo

La apariencia del vehículo ha ido cambiando en el transcurso de los semestres, como se detalla en la Figura 7. En un inicio se basó en una estructura tubular con una plataforma en plancha estrellada de 1.2 mm de espesor. Su función era mantener al conductor dentro del contorno del vehículo y protegerlo del exterior. Sin embargo, lo exponía completamente al medio, inclusive haciendo visible su discapacidad.

La última versión del vehículo implementó una cobertura perimetral que ocultaba parcialmente la silla de ruedas del conductor, como se aprecia en la Figura 40, logrando una mejor protección.



Figura 40. Evolución de la apariencia del TRIDISC.
Fuente: Memoria fotográfica. TRIDISC 2012 – 2015.

2.6. Estudio del vehículo propuesto TRIDISC perfeccionado al 2018

El vehículo propuesto se basa en el mismo principio de funcionamiento al expuesto anteriormente, manteniendo aspectos técnicos como el ingreso por la zona posterior, el sistema de dirección en una sola rueda delantera y arrastre en las ruedas traseras, como se detalla en la Figura 41.

El mejoramiento del diseño consistió en analizar los problemas técnicos presentados en las pruebas de ruta del anterior vehículo, y proponer alternativas viables que potencien el funcionamiento integral de la unidad propuesta.

Por lo tanto, se aumentó la altura del chasis y se añadió una estructura superior para montar un techo, con el objetivo de proteger mejor al conductor y ocultar la silla a la vista del público; se mejoró la transmisión implementando un sistema diferencial para independizar el movimiento de cada rueda posterior, y se incorporaron dos barandas laterales a la rampa de ingreso, para mejorar el impulso y superar fácilmente la pendiente de la plataforma.



Figura 41. Detalle técnico de vehículo propuesto.
Fuente: Elaboración propia.

2.6.1. Dimensiones del vehículo

El chasis mide 1755 mm de largo, 1350 de ancho y 1580 mm de alto. La cabina interior mide 1580 mm de largo y 1090 mm de ancho, teniendo espacio libre reglamentario de 665 mm en la zona posterior, y 165 mm por lado lateral al ocupante. (Ver Figura 42)

El vehículo medía en su totalidad 2625 mm de largo, 1600 mm de ancho y 1915 mm de alto, con una distancia entre ejes de 2075 mm, y una separación entre las ruedas posteriores de 1350 mm. Dichas medidas determinarán el grado de estabilidad del vehículo, durante el movimiento del vehículo en las curvas. Ver Apéndice B1.

La plataforma inferior de la cabina es horizontal, y presenta en el punto central una placa de anclaje automático para retener a la silla de ruedas al vehículo. El motor de combustión está ubicado de tal forma que no se requiere recorte para impedir interferencias.

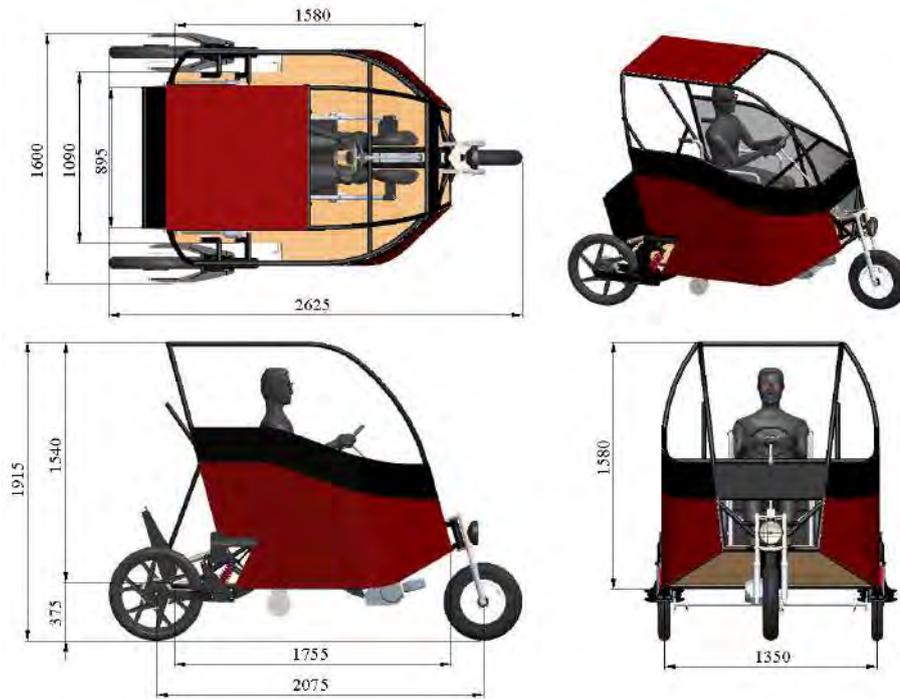


Figura 42. Medidas características del vehículo propuesto.
Fuente. Elaboración propia.

2.6.2. Definición de sistema de dirección

El vehículo presenta un timón direccional mecánico sin asistencia externa, para maniobrar la rueda direccional. El timón se encuentra a 400 mm de alcance desde el tórax, y 900 mm de altura respecto a la plataforma. Así mismo, el timón presenta una inclinación de 45° , y gira proporcionalmente a la rueda delantera. (Ver Figura 43)

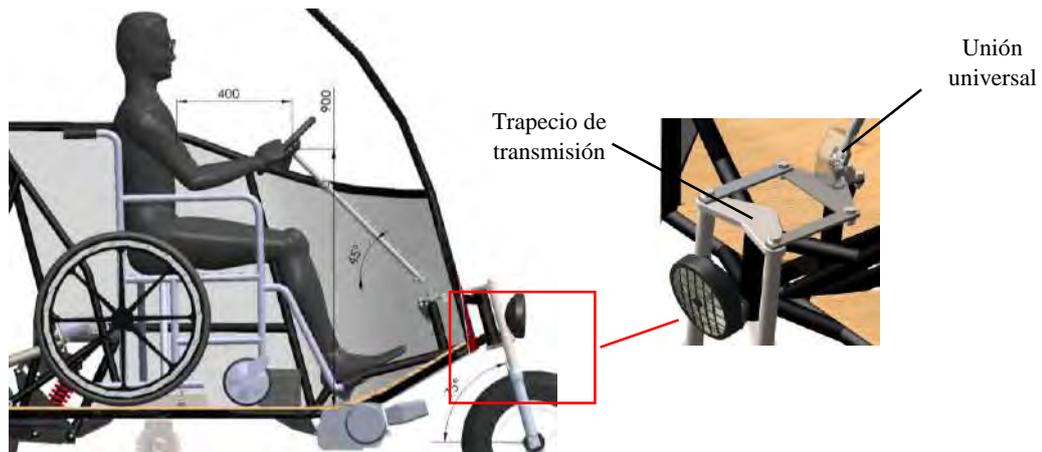


Figura 43. Detalle del sistema de dirección.
Fuente: Elaboración propia.

El desplazamiento angular transmitido a la rueda delantera es el mismo ángulo provocado en el timón de dirección, pudiendo aumentar la dificultad para maniobrar para girar o estabilizar a la unidad en movimiento. Por tal motivo, el diseño del chasis prioriza mantener a las barras de dirección lo más vertical posible, con 75° .

Para transmitir el giro del timón a las barras direccionales, las cuales presentan pendientes desfasadas en 15° y diferentes posiciones, como se detalla en la Figura 43, se implementan dos mecanismos de transmisión directa.

Primero, el eje del timón se conecta una unión universal de $5/8''$ de diámetro, con el fin de cambiar el ángulo de acción, y obtener el paralelismo con las barras delanteras. Posteriormente se trasfiere a la rueda delantera, mediante un mecanismo de barras en forma de paralelogramo. Es esquema geométrico del radio de giro se detalla en la Figura 44.

El trimóvil propuesto reduce de la separación entre los ejes de la rueda delantera y posterior, mejorando la relación de maniobrabilidad del timón respecto al giro de la rueda direccional. (Ver Figura 45)

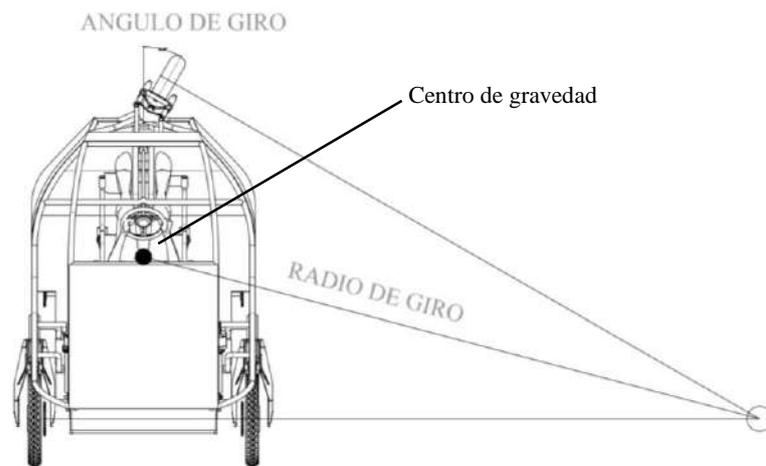


Figura 44. Esquema de radio de giro en función al ángulo del timón.
Fuente: Elaboración propia.

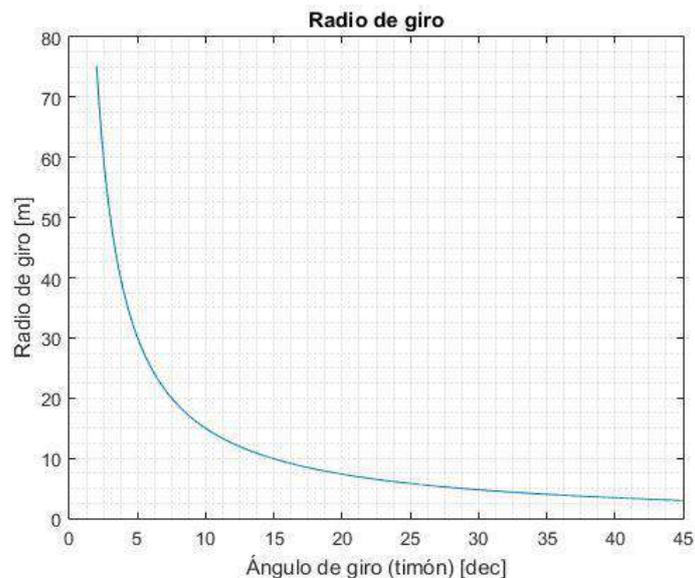


Figura 45. Radio de giro respecto al giro del timón.
Fuente: Elaboración propia.

2.6.3. Definición de cargas permisibles en el bastidor

El chasis propuesto se fabricó usando tubos LAF de 1" de diámetro y 2.0 milímetros de espesor. Se obtuvieron las curvaturas a partir de una dobladora de tubos con un polín de quiebre de 75.00 mm de radio, se empalmaron los tubos con destajes perfilados con amoladora de manera independiente, según la junta, y se ensamblaron con soldadura térmica 6011 de 1/8".

El diseño preliminar de la cabina de conducción, similar a la estructura antivuelco de un automóvil, prioriza la protección del conductor, basando el estudio según la resistencia estructural para los diferentes casos críticos al cual el vehículo podría estar sometido, buscando el modelo adecuado que obtenga resultados de esfuerzos fuera del rango elástico y evitar la falla por rotura.

a. Carga estática

El primer caso establece la carga estática total del vehículo tripulado estacionado (ver Figura 46), es decir, con una carga vertical de 114 kg distribuida en la zona central del piso sobre el chasis. El bastidor integral actúa con un factor de seguridad de 2.18 (ver Apéndice B2) y deformaciones tolerables.



Figura 46. Vehículo estacionado, antes de la marcha.
Fuente: Elaboración propia.

b. Frenada intempestiva

Cuando el vehículo alcanza la velocidad máxima de 60 km/h, y el conductor realiza una frenada intempestiva, la desaceleración experimentada por el vehículo alcanza 15 veces el valor de la gravedad en sentido horizontal contrario al movimiento (ver Figura 47).

La acción de la fuerza inercial del conductor actúa sobre el chasis al cual está empotrada la placa de anclaje, y los demás accesorios se plantean como parte integral del bastidor, para simplificar los cálculos.

Esto significa que la estructura tubular estará sometida a una carga aproximada de 1710 kg, exponiéndose a una posible falla. Frente a este caso, el bastidor actúa con un F.S. de 1.64, según los resultados presentados en el Apéndice B3.

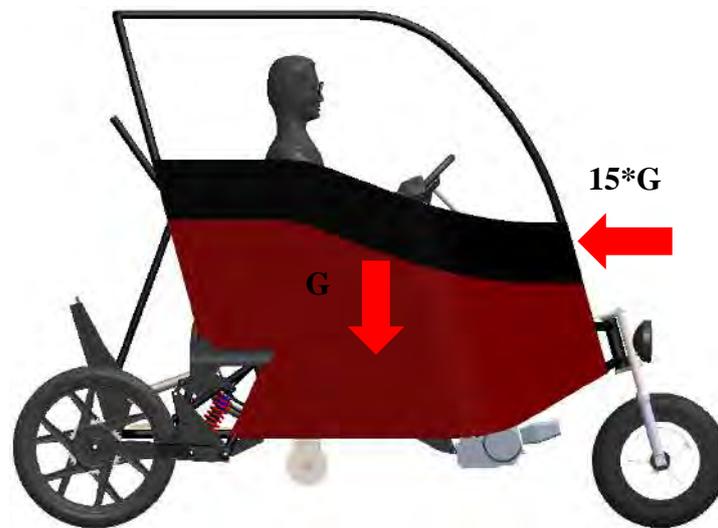


Figura 47. Esquema de desaceleración frente a una frenada intempestiva.
Fuente: Elaboración propia.

c. Estructura antivuelco

Según la normativa ISO 3471:2008, que detalla las condiciones mínimas para las estructuras de protección contra vuelcos para maquinaria pesada, se consideran cargas de diseño, extrapolando los valores establecidos para determinar las cargas permisibles en la cabina, según el peso de total del vehículo tripulado.

Se determina que la carga vertical aplicada es de 2670 N y la carga horizontal de 1330 N, según el esquema de la Figura 48. Los resultados de ambos casos se presentan en el Apéndice B4 y Apéndice B5, determinan que la estructura de protección es teóricamente segura, con un factor de seguridad de 1.45 y 2.35 respectivamente.

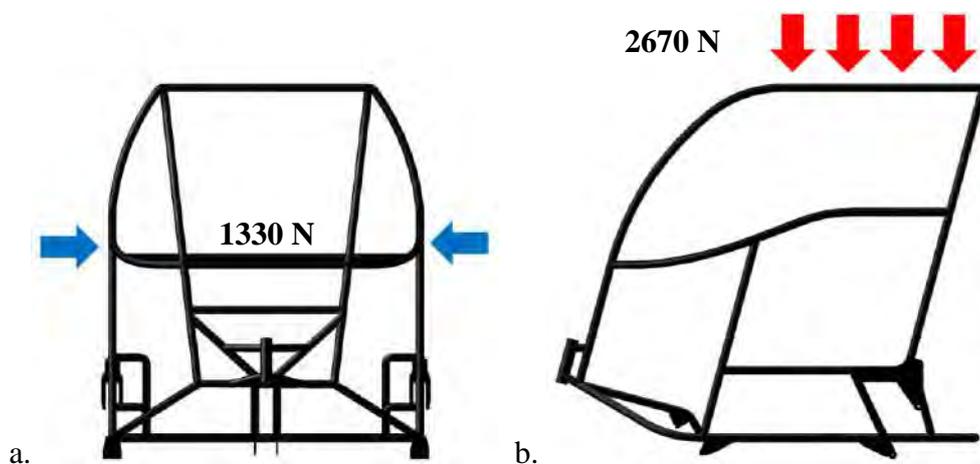


Figura 48. Distribución de cargas permisibles.
a. Carga horizontal total de 1330 N. b. Carga vertical total de 2670 N.
Fuente: Elaboración propia.

2.6.4. Definición del sistema de transmisión

Los vehículos menores que transitan en vías urbanas, por lo general presentan un sistema de transmisión que suministra potencia a una sola rueda de tracción, o al eje que conecta a dos ruedas en una posición compartida si fuera el caso.

Dicho sistema es eficiente sobre rutas lisas; sin embargo, las pistas de la región suelen estar en estado deteriorado y presentar desprendimiento superficial del material asfáltico, variando la constante de rozamiento.

Para el caso propuesto, es de suma importancia implementar un sistema de transmisión eficiente, que cubra todos los francos de arrastre posible; para evitar deslizamientos relativos de las ruedas, considerando que las del lado derecho podrían girar a diferentes velocidades que las del lado izquierdo.

Se implementa en el eje conector intermedio, un sistema de transmisión diferencial similar al usado en automóvil, con una catalina adaptada en la brida de la corona, para ser accionada mediante cadena flexible (ver Figura 49), permitiendo rotar a las ruedas posteriores a diferentes velocidades y facilitar el giro integral del móvil.

La relación de transmisión entre el piñón de ataque y la catalina de la rueda posterior, es de 1:4, aumentado teóricamente cuatro veces la torsión de arrastre y transfiriendo la potencia equitativamente a cada llanta tracción. (Ver Figura 50)



Figura 49. Diferencial adaptado a una catalina.
Fuente: Elaboración propia.

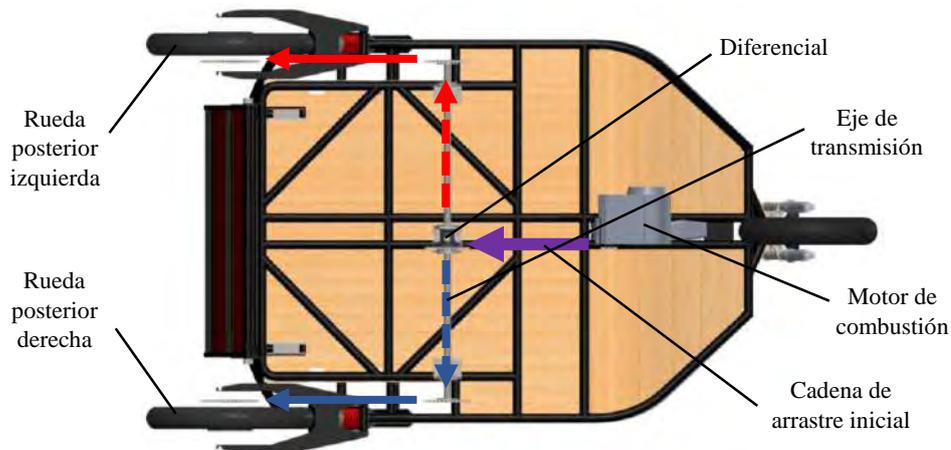


Figura 50. Esquema del sistema de transmisión del vehículo.
Fuente: Elaboración propia.

Según la Tabla 1, la potencia y velocidad nominal del motor utilizado es 6.0 HP y 650 RPM respectivamente. Por consiguiente, el par nominal se estima según la Ecuación 1.

$$T_0 = \frac{P_n}{\omega_m} = \frac{4474.2 [kW]}{68 [\text{rad}/\text{seg}]} = 65.8 [Nm] \quad \text{Ecuación 1}$$

Suponiendo que la potencia transmitida por la primera cadena hacia el diferencial es ideal y la velocidad angular es la tercera parte de la velocidad del piñón por la diferencia de diámetros, la torsión sobre la corona principal sería tres veces mayor a la inicial, como se calcula a continuación en la Ecuación 2:

$$T_d = \frac{P_n}{\omega_d} = \frac{4474.2 [kW]}{22.7 [\text{rad}/\text{seg}]} = 197.2 [Nm] \quad \text{Ecuación 2}$$

Sin embargo, la potencia suministrada a la corona del diferencial se distribuye equitativamente a cada eje de transmisión y a la misma velocidad angular para alimentar a cada rueda posterior en una marcha sin giros excesivos. Por lo tanto, la torsión ideal sobre cada eje resulta siendo la mitad del total, quedando distribuido sobre cada eje un valor teórico de 98.6 Nm.

El eje de transmisión tiene un diámetro nominal de 1", de material AISI 1020, con un esfuerzo de fluencia de 350 MPa, y se encuentra ranurado en un extremo y soldado a una brida con cuatro agujeros en el extremo opuesto.

a. Cargas de torsión.

El esfuerzo máximo ideal de torsión en la sección circular del mencionado componente, se puede estimar utilizando el momento polar de inercia de la sección, presentado en la Ecuación 3.

$$\tau_{max} = \frac{T \cdot r}{I_p}, I_p = \frac{\pi \cdot r^4}{2}$$

$$\tau_{max} = \frac{2 \cdot T}{\pi \cdot r^3} = \frac{2 \cdot 98.6}{\pi \cdot (0.0125)^3} = 32.14 \text{ MPa} \quad \text{Ecuación 3}$$

La realidad indica que la sección de aplicación de la torsión nominal es efectiva solo en las caras normales de las ranuras en un extremo del eje, por lo que los resultados podrían variar según el análisis teórico, que considera una aplicación distribuida en toda la sección transversal del eje. Los resultados según la simulación se muestran en la Figura 51.

A partir de esto, se determina que el diámetro seleccionado es apropiado para las cargas de torsión, obteniendo un factor de seguridad a la torsión de 4.4 (ver Figura 52).

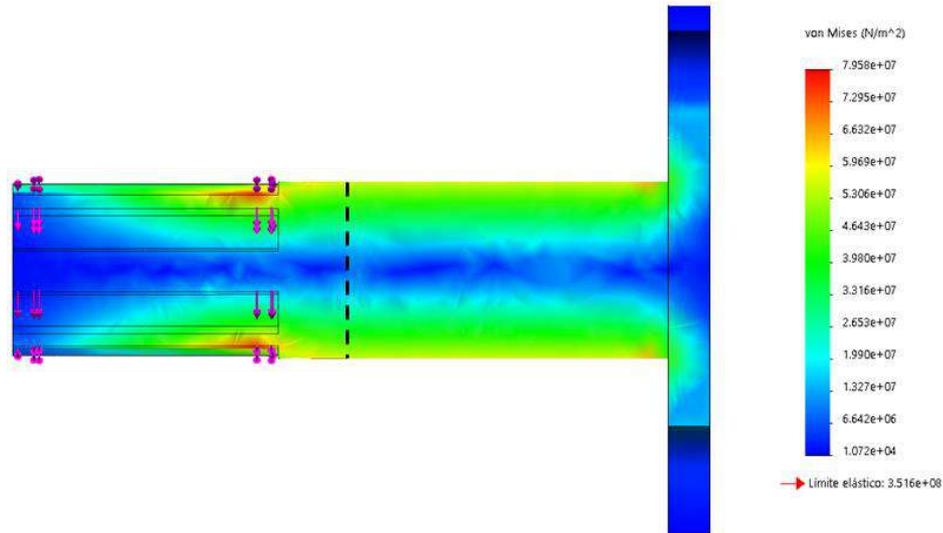


Figura 51. Simulación de eje de transmisión sometido a torsión de arrastre.
Esfuerzo crítico: 79.58 MPa.
Fuente: Elaboración propia.

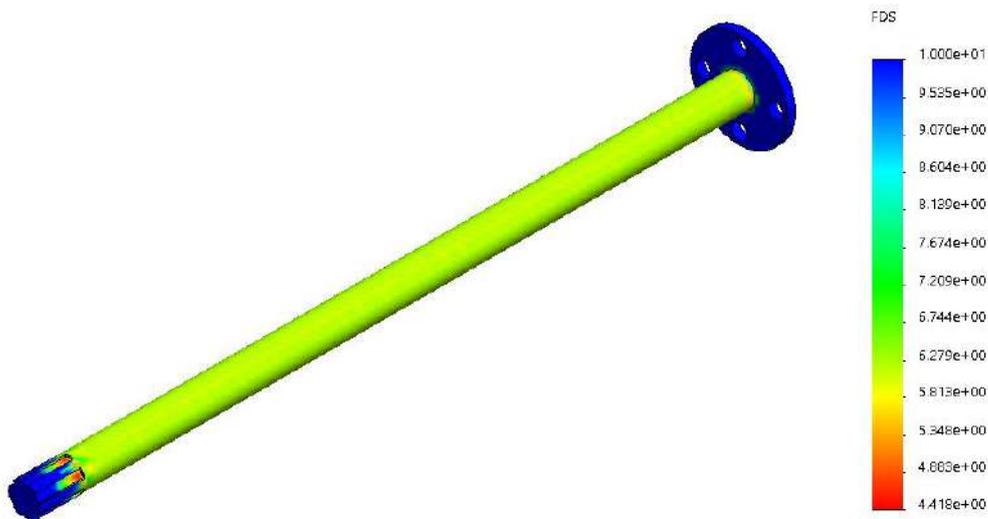


Figura 52. Simulación de la torsión sobre el eje de transmisión en condiciones nominales.
Factor de seguridad: 4.418.
Fuente: Elaboración propia.

b. Cargas de flexión.

La cadena de arrastre, al mantenerse siempre templada durante el giro, presenta una fuerza tangencial que depende de la tracción transmitida por el eje central, variando su valor según sea el radio nominal de la catalina.

Dado que se consideró anteriormente los efectos de la torsión nominal sobre el eje, para simplificar el caso se puede considerar que la fuerza horizontal actúa directamente sobre el centro del eje, provocando flexión debido al voladizo establecido por los apoyos rotativos del eje (ver Figura 53).

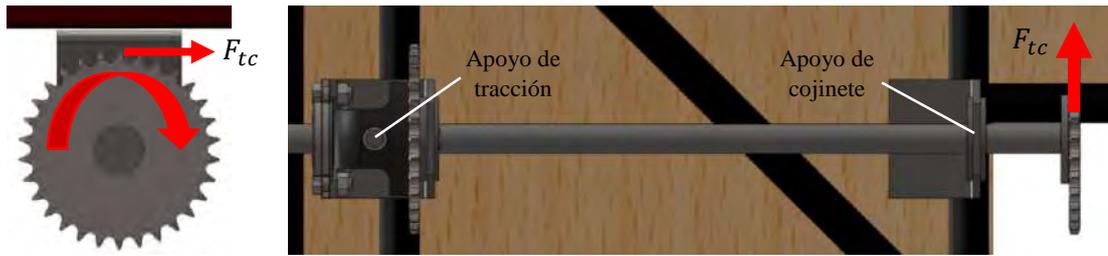


Figura 53. Diagrama de fuerzas de apoyo.
Fuente: Elaboración propia.

La fuerza horizontal depende del valor estimado de torsión y el radio nominal de la catalina (150 mm); estimando su valor de la siguiente manera, en la Ecuación 4.

$$F_{tc} = \frac{T_d}{r_d} = \frac{197.2 \text{ [Nm]}}{0.15 \text{ [m]}} = 1314.66 \text{ [N]} \quad \text{Ecuación 4}$$

La distancia entre la cara lateral de la brida y el apoyo más cercano del eje, que presenta una medida de 75.0 mm, por lo que se puede calcular el valor del momento flector crítico sobre el eje. (Ver Ecuación 5)

$$M_{tc} = F_{tc} \cdot d = 1314.66 \cdot 0.075 = 98.6 \text{ [Nm]} \quad \text{Ecuación 5}$$

De igual forma al caso anterior, se estima el esfuerzo crítico de flexión teórico originado por la fuerza tangencial de arrastre, como se muestra en la Ecuación 6.

$$\sigma_{max} = \frac{M \cdot r}{I}, I = \frac{\pi \cdot r^4}{4}$$

$$\sigma_{max} = \frac{4 \cdot M}{\pi \cdot r^3} = \frac{4 \cdot 98.6}{\pi \cdot (0.0125)^3} = 64,27 \text{ MPa} \quad \text{Ecuación 6}$$

Se corrobora que los datos obtenidos presentan similitud con los resultados hallados mediante simulación en elementos finitos, bajo las mismas condiciones estudiadas. (Ver Figura 54)

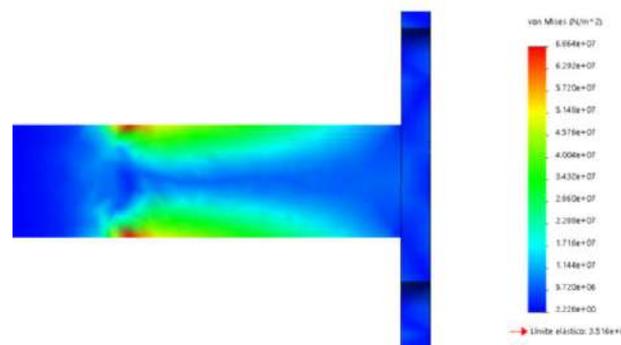


Figura 54. Simulación de eje de transmisión sometido a torsión de arrastre.
Esfuerzo crítico: 68.64 MPa.
Fuente: Elaboración propia.

Habiendo calculado la torsión ejercida sobre el eje más largo, para realizar la simulación de esfuerzos producidos por la transición de potencia en condiciones nominales de operación, y se determina que el diámetro seleccionado es apropiado, con un factor de seguridad a la torsión de 5.1 (ver Figura 55)

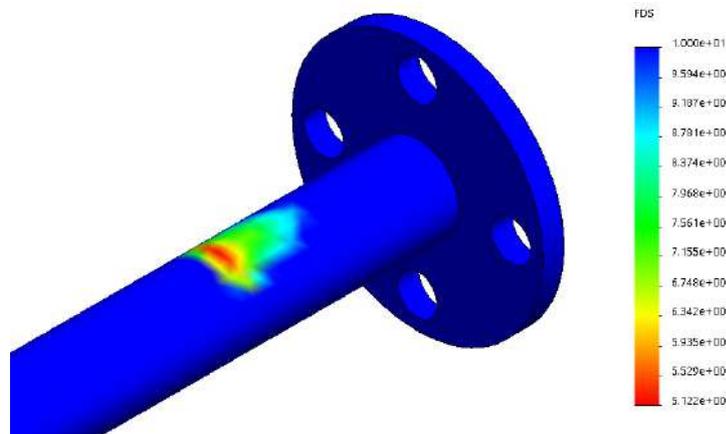


Figura 55. Simulación de la flexión sobre el eje de transmisión en condiciones nominales.

Factor de seguridad: 5.122.

Fuente: Elaboración propia.

c. Cargas resultantes.

Según la teoría de fallas de Von Mises, es posible estimar el esfuerzo resultante en función a los esfuerzos críticos de flexión (tensión) y torsión (cortante), de acuerdo a la Ecuación 7:

$$\sigma_{von\ mises} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \quad \text{Ecuación 7}$$

$$\sigma_{von\ mises} = \sqrt{68.64^2 + 3 \cdot 79.6^2} = 154\ Mpa$$

El factor de seguridad estático resultante del eje de transmisión, en condiciones nominales, es 2.27.

d. Cargas de fatiga.

No obstante, el eje de transmisión estará sometido a cargas fluctuantes debido a las rotaciones de trabajo al cual estará sometida, variando el sentido de la carga nominal (68.64 MPa) de tensión a compresión durante un periodo de giro, con una media igual a cero.

Resulta necesario realizar un estudio analítico del elemento, según la teoría de falla por fatiga. La carga crítica fluctuante se define a partir del esfuerzo de flexión calculado anteriormente. Para determinar numéricamente los efectos se estima el esfuerzo máximo de fatiga, según los factores presentados en la Ecuación 8.

$$S_e = (k_a)(k_b)(k_c)(k_d)(k_e)(k_v) \cdot S'_e \quad \text{Ecuación 8}$$

$$S'_e = 0.5 \cdot 350 = 175 \text{ MPa}, \quad S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$$

Los factores que influyen en la fatiga se presentan en la Tabla 2.

Tabla 2. Factores que influyen en la fatiga.

| Factor | Valor | Justificación |
|--------|-------|---|
| k_a | 1.0 | Material usado: Redondo Pulido 1020 de 1" de diámetro |
| k_b | 0.872 | $d < 51$, $k_b = \left(\frac{25.4}{7.62}\right)^{-0.1133} = 0,872$ |
| k_c | 0.868 | Confiabilidad de 99% |
| k_d | 1.0 | $T \leq 450^\circ\text{C}$ |
| k_e | 1.0 | No presenta discontinuidades |
| k_v | 1.0 | No presenta efectos residuales |

Fuente: Elaboración propia.

Resultando entonces el esfuerzo máximo de fatiga 132.45 MPa, como se calcula a continuación:

$$S_e = (1.0)(0.872)(0.868)(1.0)(1.0)(1.0)(0.5 \cdot 350) = 132,4568 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, el factor de seguridad para la fatiga, según el criterio de Goodman, es de 1.93; siendo una pieza confiable (“vida infinita”) en condiciones normales de operación.

2.6.5. Estudio de la estabilidad del sistema de la dirección

Al girar el manubrio direccional en movimiento, el vehículo experimenta una fuerza centrífuga que depende de la velocidad y el radio de giro, que lo expulsa en sentido contrario a su trayectoria, reduciendo la carga normal en la rueda lateral de menor velocidad hasta anularlo. (Ver Figura 56)

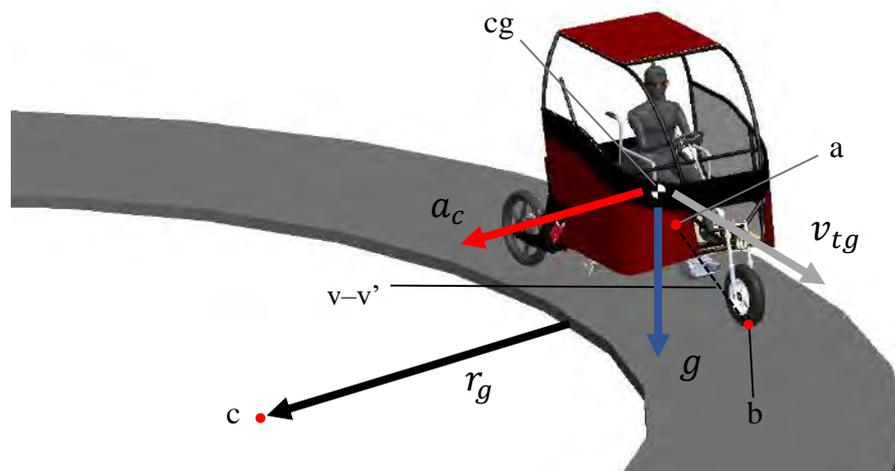


Figura 56. Esquema de fuerza en la maniobra de giro.

Fuente: Elaboración propia.

La fuerza centrífuga experimentada por el vehículo durante el giro, depende de la velocidad instantánea y el radio de giro generado por la variación angular del timón (ver Ecuación 9); este último parámetro calculado anteriormente.

$$|\bar{a}_c| = \frac{|\bar{v}_{tg}|^2}{r_g}$$

Ecuación 9

Durante el movimiento estacionario del trimóvil, el peso es distribuido sobre las tres ruedas, difiriendo entre ellas según la posición del centro de gravedad. Sin embargo, cuando el vehículo realiza un giro, aparece la fuerza centrífuga que expulsa al cuerpo en sentido perpendicular a la trayectoria tangencial.

Dicha componente altera las cargas presentes en cada rueda del vehículo, reduciendo proporcionalmente su valor en los puntos más cercanos al centro instantáneo de giro. El origen de la volcadura se puede estimar cuando la carga apoyada en la rueda más cercana se aproxima a cero.

Para determinar la velocidad crítica antes de la volcadura, en función al radio de giro, se debe plantear el problema como un sistema cuerpo rígido, considerando las coordenadas de los puntos de apoyo del vehículo y la posición del centro de gravedad, como se detalla en la Figura 56.

A partir de lo señalado en la Figura 56, se expresan los siguientes vectores:

$$\bar{u}_{v-v'} = \frac{\bar{r}_{b/a}}{|\bar{r}_{b/a}|}$$

Ecuación 10. Vector unitario que define el eje de rotación a la volcadura.

$$\bar{u}_{cg/c} = \frac{\bar{r}_{cg/c}}{|\bar{r}_{cg/c}|}$$

Ecuación 11. Vector unitario que define la dirección de la fuerza centrífuga..

$$\bar{G} = [0 - 9.81 \ 0] \ m/s^2$$

Ecuación 12. Vector de la aceleración de la gravedad.

Las sumatoria de los momentos angulares producidos por las fuerzas actuantes en el centro de gravedad, respecto al eje de volcadura, formado por las dos ruedas menos afectadas, no debe ser menor a cero (ver Ecuación 13). Por lo tanto, los valores teóricos máximos se estiman cuando la sumatoria de momentos se iguale al cero.

$$\sum M_v = 0$$

Ecuación 13

Por lo tanto, los valores de velocidad crítica resulta al despejar la expresión matemática planteada, quedando en función a las coordenadas de los puntos de apoyo y centro de gravedad, como se detalla en la Ecuación 14.

$$\begin{aligned} \sum M_v &= [(\bar{G} \times \bar{r}_{cg/b} + \bar{a}_c \times \bar{r}_{cg/b}) \cdot \bar{u}_{v-v'}] \cdot \bar{u}_{v-v'} \\ &[(\bar{G} \times \bar{r}_{cg/b} + \bar{a}_c \times \bar{r}_{cg/b}) \cdot \bar{u}_{v-v'}] = 0 \\ \frac{|\bar{v}_{tg}|^2}{r_g} &= \frac{-(\bar{G} \times \bar{r}_{cg/b}) \cdot \bar{u}_{v-v'}}{(v \times \bar{r}_{cg/b}) \cdot \bar{u}_{v-v'}} \end{aligned}$$

$$v_{tg} = \sqrt{\text{abs} \left(\frac{-r_g \cdot (\vec{G} \times \vec{r}_{cg/b}) \cdot \vec{u}_{v-v'}}{(v \times \vec{r}_{cg/b}) \cdot \vec{u}_{v-v'}} \right)}$$

Ecuación 14

Por lo tanto, es útil realizar el estudio de la velocidad máxima permitida, en función al radio de giro, la geometría de apoyo del vehículo y la posición del centro de gravedad, como se grafica en la Figura 57; con el objetivo de determinar el alcance de maniobrabilidad para esquivar posibles obstáculos en movimiento, resultando teóricamente un **32.5%** más estable al vehículo anterior.

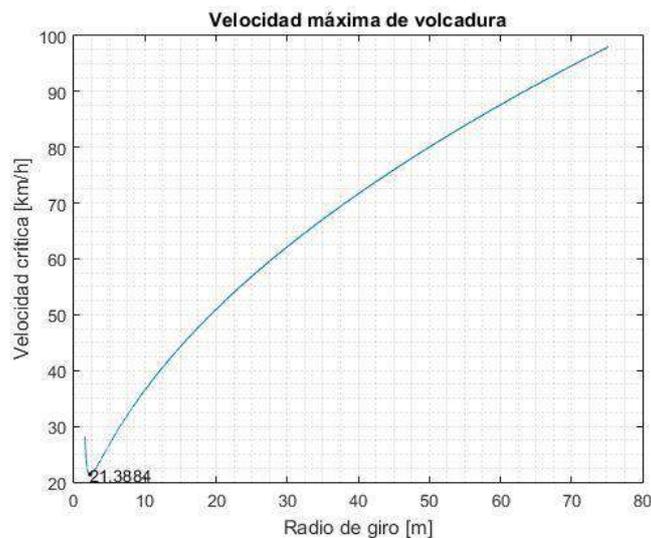


Figura 57. Velocidad máxima antes de la volcadura.
Fuente: Elaboración propia.

2.6.6. Campo de visión

El usuario es aquella persona que padece de discapacidad motora y requiere de una silla de ruedas para movilizarse, por lo que debe conducir al vehículo con la menor cantidad de movimientos posibles y esfuerzo mínimo.

Por lo tanto, el campo de visión formado por el área traslucida comprendida entre el parabrisas delantero y posterior, y las ventanas (incluyendo retrovisores), debe contemplar las características técnicas necesarias para lograr una visibilidad total del exterior, sin la exigencia de realizar maniobras adicionales al solo movimiento de la cabeza y cuello.

Según la normativa española de tránsito urbano, UNE-EN 61310-1, los ángulos mínimos para establecer el campo de visión de un vehículo son 25° hacia arriba y 30° hacia abajo sobre el perfil lateral; y una sección circular horizontal de 50° como mínimo. (Ver Figura 29)

Al tratarse de un vehículo pensado para transitar dentro de la ciudad, se diseñó el chasis automotriz con los espacios suficientes para lograr una visibilidad optima de las señales externas, cumpliendo con los valores mínimos normados; como se aprecia en la Figura 58.

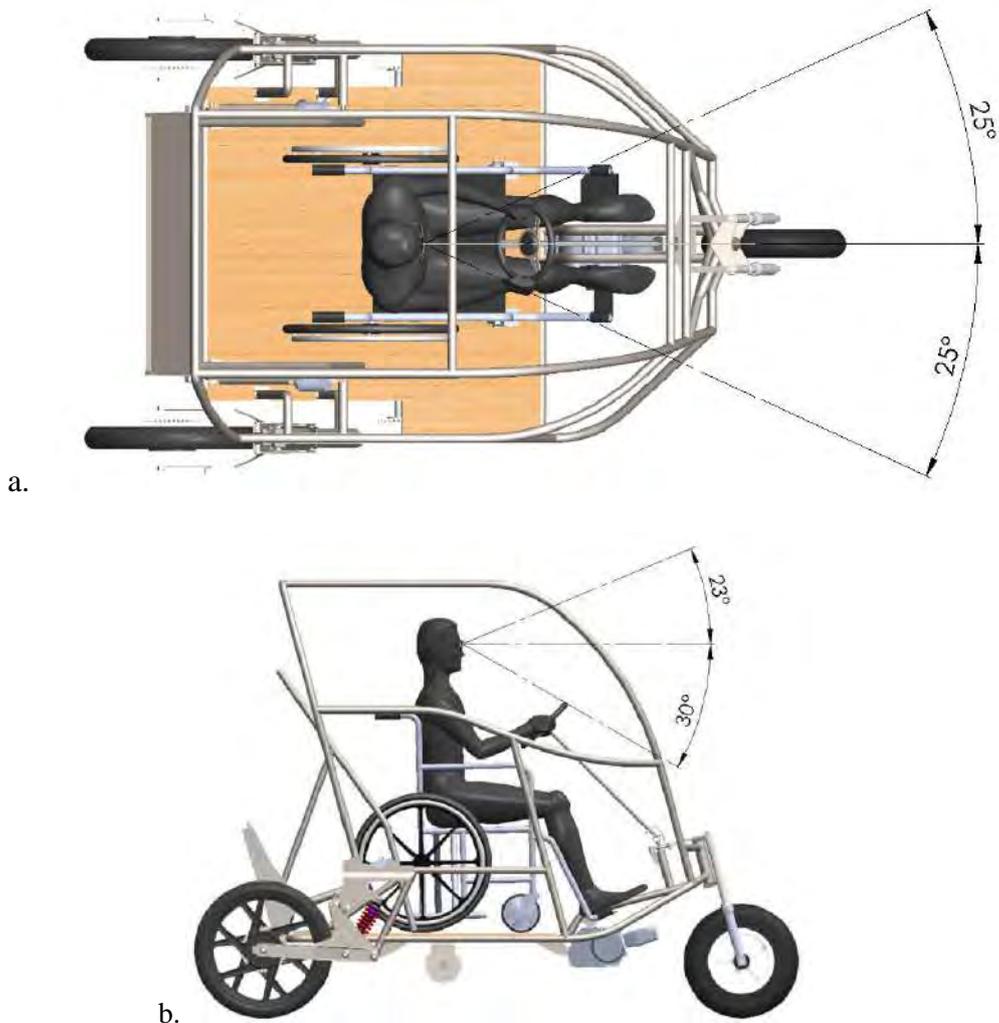


Figura 58. Campo de visión del vehículo propuesto.
a. Vista de planta. b. Vista lateral.
Fuente. Elaboración propia.

2.6.7. Definición del sistema de anclaje y seguridad

El vehículo propuesto está diseñado para transitar por las vías urbanas de Piura, a una velocidad máxima de 60 km/h, las cuales se encuentran en estado deplorable y desnivelado (en proceso de reconstrucción), como consecuencia del fenómeno de El Niño costero y la inundación por la salida del río Piura.

El trimóvil circulará sobre pistas irregulares y superficies deslizantes o arenosas, sometiendo a la unidad a constantes vibraciones y golpeteos en ciertos tramos de la pista, pudiendo lesionar al conductor u ocasionar accidentes de tránsito por descontrol del vehículo.

Para reducir dichos efectos externos, y mantener siempre el control del vehículo dentro de las condiciones normales de estabilidad, será clave implementar un sistema de anclaje que fije a la silla de ruedas a la plataforma, de tal forma que otorgue una posición constante al conductor dentro del vehículo.

Así mismo, al tratarse de un conductor, el mecanismo de anclaje debe enganchar automáticamente aprovechando el movimiento frontal de la silla al momento de ingresar al vehículo, y desenganchar manualmente, con un accionador en una ubicación accesible.

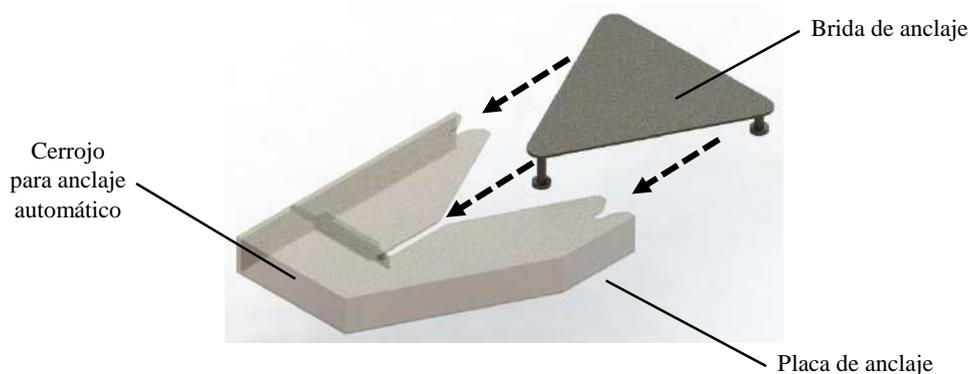


Figura 59. Mecanismo de anclaje propuesto.
Fuente: Elaboración propia.

El mecanismo de anclaje planteado, como se aprecia en la Figura 59, se compone por una placa montada en la parte inferior de la silla, con tres pines salientes formando un triángulo isósceles; y una placa en enganche con tres guías ranuradas para el ingreso de los tres puntos de sujeción.

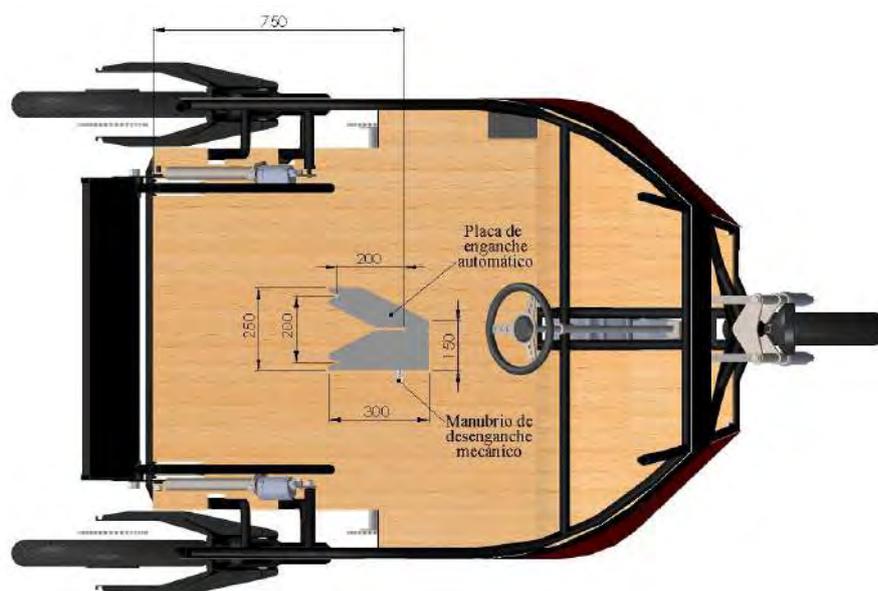


Figura 60. Posición de placa de enganche automático.
Fuente: Elaboración propia.

Dentro de la placa se encuentra una cerradura similar al usado en puertas, el cual permite el ingreso libre del primer pin, empujando el cerrojo hacia adelante, quedando enganchada al fondo de la guía y bloqueando el movimiento de la silla.

Los dos pines laterales encajan consecuentemente con las dos ranuras posteriores de la placa, anulando el giro respecto al pin central y mejorando la fijación de la brida de anclaje.

El conductor para poder desengancharse, tendrá que tirar manualmente de la manija lateral de la cerradura. Para facilitar el procedimiento, se conecta el cerrojo mediante un clave tensor a una palanca ubicada a la derecha del timón de dirección, el cual solo será liberado cuando se accione de manera manual.

La placa de anclaje se encuentra montada encima de la plataforma lisa, en la zona media del vehículo, y con la ranura central a 750 mm del extremo posterior al chasis (ver Figura 60). La posición de las guías mantiene la apertura en vista a la rampa, con una entrada en “V” para facilitar el acoplamiento del pin.

La placa de enganche, fabricado en acero estructural A – 36, a partir de plancha de 1/8” de espesor, debe estar diseñado para resistir un posible impacto frontal de acuerdo con las especificaciones del corredor de pulso SAE J2249.

Por lo tanto, se realiza un análisis de cargas estáticas con una fuerza distribuida en los tres pines equivalente a la desaceleración de veinte veces el valor del peso, producido por la desaceleración del vehículo después de un choque frontal.

Se considera que la estructura de la silla es estándar y resistente a las colisiones, por lo que la placa cumple con el requerimiento técnico, según los resultados ilustrados en la Figura 61. El factor de seguridad integral de la placa de seguridad es 1.5.

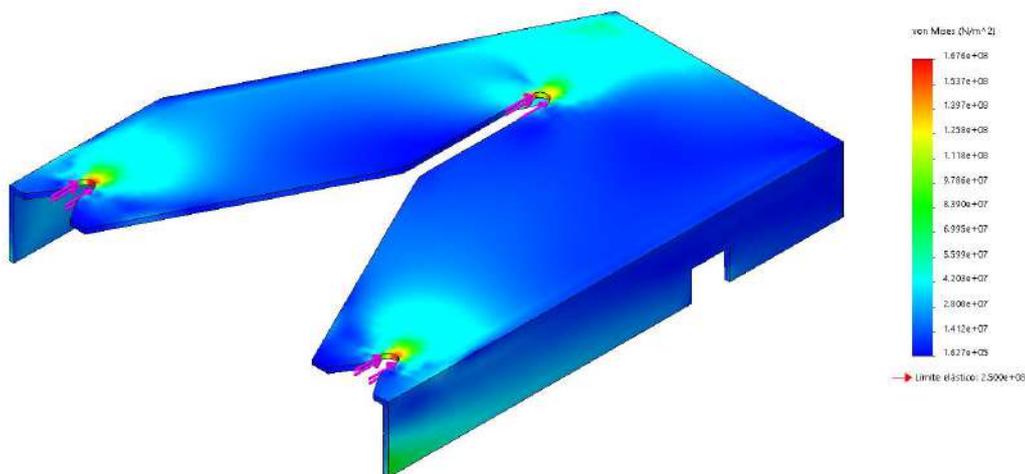


Figura 61. Resultados de simulación de la placa de anclaje.

Fuente: Elaboración propia.

Una vez fijada la silla a la plataforma, se procede a asegurar al conductor a la silla haciendo uso de cinturones flexibles, cruzando el tórax y cintura según las posturas mostradas en la Figura 33.

2.6.8. Definición de la estética

Se desea que el conductor no solo pueda trasladarse con seguridad y autonomía, sino que pueda hacerlo de manera satisfactoria, luciendo un vehículo atractivo que embellezca el panorama vial, sin hacer notar su discapacidad hacia los demás.

El vehículo cuenta con una cobertura metálica externa que protege al ocupante de agentes extremos estudiando anteriormente, y presenta un diseño atractivo con curvas suaves en las esquinas, que oculta completamente a la silla de ruedas del conductor en los francos laterales.

El trimóvil trata de resaltar en su simplicidad estructural, la igualdad de oportunidades y desarrollo personal. La estética busca la igualdad y superación de las personas con movilidad limitada, con una unidad que le genere confianza y convicción.

Como se aprecia en la Figura 62, el vehículo presenta una combinación de rojo ardiente con una franja negra horizontal en la zona media, que se juntan para formar un equilibrio espectral que refleja el ambiente cálido que lo rodea, transmitiendo armonía y seguridad.



Figura 62. Vehículo propuesto.
Fuente: Elaboración propia.

El conductor puede personalizar los colores y el diseño que más le guste, sea en la superficie exterior como interior de la cobertura, sin adicionar elementos, como cortavientos, aleros o componentes en fibra de vidrio, que reduzcan el campo de visión o estorben la funcionalidad de los diferentes sistemas.

Se analiza que el vehículo es compatible a las rutas urbanas y zonas de estacionamiento, con dimensiones que no superan el máximo permitido según el planteamiento urbanístico y la normativa de accesibilidad para personas con discapacidad. Los planos presentados en el Apéndice B6 constatan lo expuesto anteriormente.

Se busca romper la tendencia de los vehículos comunes en la región Piura, innovando con diferentes tipos de diseño y buscando una cobertura única y atractiva, en combinación con el orden de los sistemas mecánicos del trimóvil.

2.7. Respecto a otros vehículos para discapacitados

Diferentes universidades del mundo también han realizado estudios similares y planeado modelos específicos de vehículos para discapacitados, según las necesidades del sector donde radican. A continuación, la recopilación de la bibliografía.

2.7.1. Prototipo en Universidad de Malasia

Para diseñar vehículos para personas con discapacidades físicas, se deben considerar distintas variables, entre ellas: la altura del asiento, la longitud del timón, la posición del reposapiés (estructura sobre la cual descansan los pies del usuario al estar dentro del vehículo), etc.⁴⁰

Por ello, es de vital importancia determinar las características del usuario del vehículo, es decir, su tipo de discapacidad. Por ejemplo, en esta tesis se está considerando que el usuario de la silla de ruedas sufre de paraplejía inferior, es decir, tiene el torso superior sano y solo pueda hacer uso de sus extremidades superiores. Además, se considera que el usuario va a subir y bajar del vehículo usando su silla de ruedas mediante una plataforma o rampa.

De acuerdo a lo investigado durante la revisión bibliográfica, existen diversos modelos de vehículos, los cuales consideran en su diseño características antropométricas, sea la posición del brazo, la colocación de la pierna y la postura corporal.

El primer modelo a analizar es el propuesto por Mohd Fadzil y colaboradores, de la Universidad de Malasia (ver Figura 63). Este modelo considera los aspectos antropométricos que se describen a continuación:

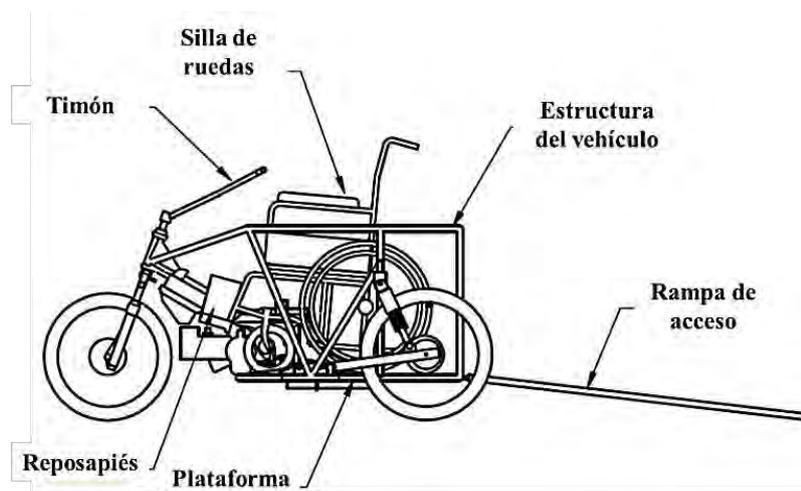


Figura 63. Esquema del vehículo.
Fuente: Mohd Fadzil, 2006⁴¹.

a. Diseño del armazón del vehículo

El armazón o bastidor consiste básicamente en una estructura en forma de pasamanos en ambos lados de la plataforma. Su función es ayudar al usuario a moverse y ajustar la posición de la silla de ruedas al vehículo (ver Figura 64). Además, actúa como una valla de seguridad frente a choques externos. Los principales factores son:

⁴⁰ Mohd Fadzil, Daud, Khairul Anwar Hanafiah, Wan Nazdah bt Wan Hussin. (2006). *Mechanical Design and fabrication of a prototypemotorised tricycle for the disable*. Faculty of Mechanical Engineering. Universiti Teknologi Malaysia. Skudai, Johor.

⁴¹ *Ibidem*. Sunny, K. Malayil, J. Mathew, K. Manu, G. Rejith, S. (2018).

- *Ancho*: El ancho libre mínimo recomendado para el paso de una silla de ruedas es de 36 pulgadas (915 mm).
- *Altura*: La altura recomendada de la parte superior de la superficie de agarre del pasamanos es entre 34 y 38 in (865 mm y 965 mm) sobre la superficie del piso.
- *Diámetro*: El diámetro o ancho recomendado de las superficies de agarre de un pasamanos es de 1.25 a 1.5 in (32 mm a 38 mm).

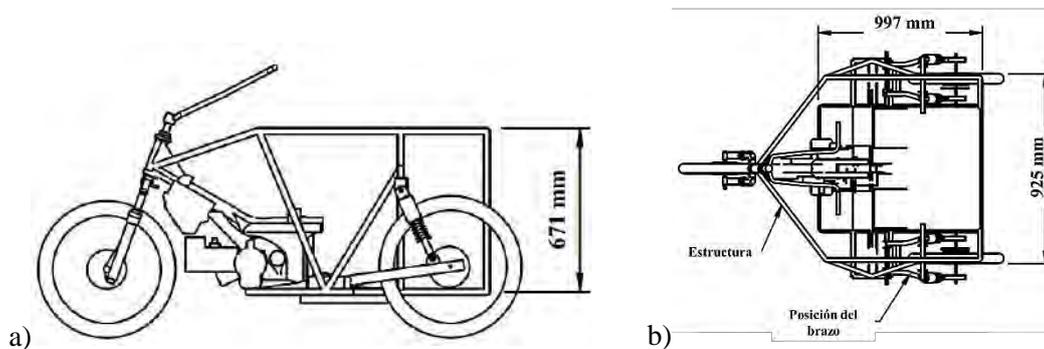


Figura 64. Estructura del vehículo o bastidor en sus diferentes vistas.

a) Vista frontal. b) Vista de planta.

Fuente: Mohd Fadzil, 2006⁴².

b. Diseño del timón

La ley norteamericana para personas con discapacidad del ADA, empleado para el diseño de este vehículo, recomienda usar un timón de radio entre 17 pulgadas y 31 pulgadas (432 mm a 787 mm). Además, sugiere un alcance máximo hacia adelante de 48 pulgadas (1220 mm) hasta el mínimo de 15 pulgadas (380 mm). (Ver Figura 65)

c. Diseño de plataforma

La longitud de la plataforma elegida en este estudio es de 39.25 pulgadas (997 mm). Esta medida tuvo en cuenta la longitud frontal del chasis y la posición del motor para conducir fácilmente el triciclo.

Su dimensión considera la longitud del brazo extendido para el control de la dirección, la comodidad de la posición de las piernas y la consideración del calor del motor emitido durante la conducción.

La dimensión del ancho seleccionado puede adaptarse al tamaño de la silla de ruedas, de tal manera que el usuario pueda embarcar y desembarcar el triciclo. El ancho del espacio libre también es importante para la maniobrabilidad de la rueda delantera durante el desembarque del triciclo.

La altura de la plataforma elegida para este prototipo de triciclo es de 5.3 in (135 mm). La dimensión de la altura de la plataforma determinará la pendiente y la longitud de la rampa.

⁴² *Ibidem.* Sunny, K. Malayil, J. Mathew, K. Manu, G. Rejith, S. (2018).

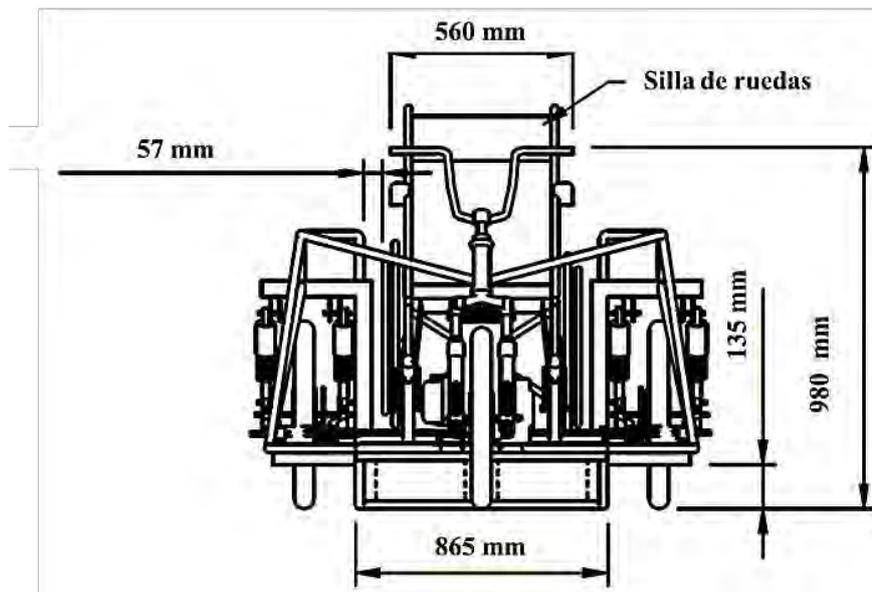


Figura 65. Vista frontal del prototipo.
Fuente: Mohd Fadzil, 2006.

d. Diseño de la rampa

En el caso de rampas, se recomienda que tenga superficies que sobresalgan para evitar accidentes. La altura mínima es 2 pulgadas (50 mm). Los estándares ADA recomiendan una pendiente máxima de rampa de 1:11.

e. Diseño del reposapiés

El reposapiés de la silla de ruedas es un elemento que probablemente obstaculice al conductor, por la cercanía al motor de combustión. Por lo tanto, es necesario incorporar un reposapiés adicional en el triciclo. Con estos datos se puede modelar el vehículo, como se presenta en la Figura 66.

Este reposapiés especial está diseñado de tal manera que forma parte del diseño de la cubierta del bloque del motor. Es plegable para que el usuario del triciclo pueda ajustar fácilmente su comodidad de alcance mientras conduce el triciclo.

2.7.2. Prototipo en Universidad de Tailandia

El siguiente modelo a analizar es el propuesto por K. Teachavorasinskun, P. Komolkiti y C. Jirapiriyalert en Tailandia.

Este modelo contempla 5 condiciones fundamentales: seguridad, dimensiones del vehículo, datos antropométricos, capacidad del usuario y postura de conducción⁴³.

El dimensionamiento del vehículo se hizo a partir del ADA, el Manual de antropometría tailandesa para el diseño arquitectónico y el Código de práctica para diseño universal.

⁴³ Cfr. Teachavorasinskun, K. Komolkiti, P. Jirapiriyalert, C. (2007). *Disk – Able: Mobility Aid Vehicle for Thai Wheelchair Users*.

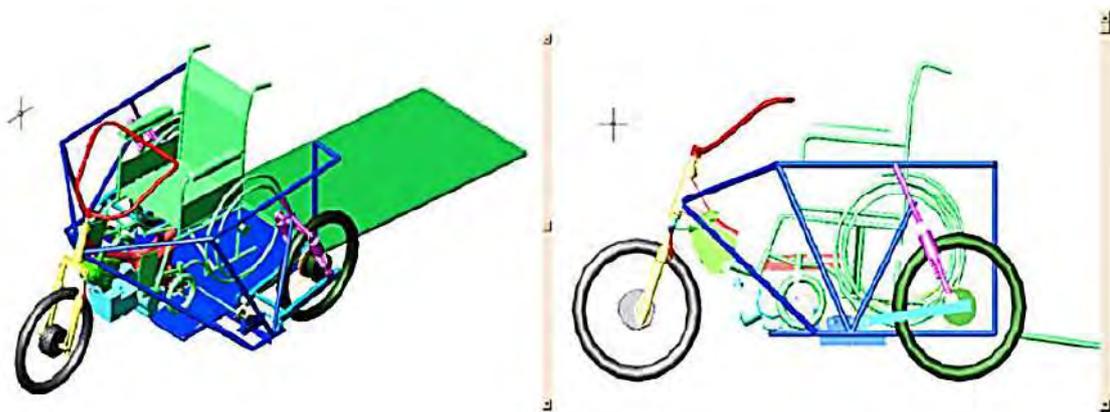


Figura 66. Prototipo simulado por software CAD.

Fuente: Mohd Fadzil b Daud, 2006⁴⁴.

a. Seguridad

En esta investigación se propone como sistema de seguridad el mecanismo de sujeción de silla de ruedas ajustable⁴⁵.

El sistema de bloqueo para la restricción del movimiento hace uso de un candado regulable, con el objetivo de acomodarse a las sillas de ruedas estándar en todo Tailandia⁴⁶.

El sistema de retención propuesto contiene cierres laterales que se sujetan al anillo de propulsión de las ruedas con el usuario a bordo, y un bloqueo delantero para el reposapiés en la posición de conducción. El mecanismo del sistema de retención en la superficie del disco de 360 grados se muestra en la Figura 67.

b. Dimensión del vehículo

Las dimensiones exteriores del vehículo son 2766 mm de largo, 1220 mm de ancho y 1710 mm, en altura.

c. Datos de antropometría.

La dimensión corporal de los usuarios de sillas de ruedas se recopiló mediante un estudio comparativo sobre la dimensión humana y las pautas de diseño y los datos de antropometría de la población tailandesa. Dichos datos se detallan en la Tabla 3.

d. Capacidad del usuario

Los usuarios de este vehículo deben mantener la estabilidad de la parte superior del cuerpo sin restricción corporal, incluida la fuerza normal del brazo. Se prefiriere que el usuario tenga habilidades de conducción.

⁴⁴ *Ibidem*. Mohd Fadzil b Daud, Khairul Anwar Hanafiah, Wan Nazdah bt Wan Hussin. (2006).

⁴⁵ Snell, M. A. (1999). Guidelines for Safely Transporting Wheelchair Users. OT Practice. 4(5) 35-38. from http://www.wheelchairnet.org/WCN_WCU/Departments/Docs/Snell.html

⁴⁶ Dimensional Evaluation of Universal Interface Devices (UID) Installation in Wheelchairs. Retrieved September 2007, from http://www.wheelchairstandards.pitt.edu/WCS_T/WCS_T_ISO_WG6/WCS_T_ISO_WG6_pdf/WCS_T_ISO_WG6_RefDoc_pdf/UID_DATA_JD.pdf



Figura 67. Mecanismo de seguridad del vehículo.

Fuente: K. Teachavorasinskun, P. Komolkiti, C. Jirapiriyalert, 2007

Tabla 3. Datos antropométricos.

| Dimensión corporal | Unidad (mm) |
|---|--------------------|
| Altura – sentado | 84.54 – 95.76 |
| Altura del hombro – sentado | 72.44 – 83.52 |
| Altura del codo – sentado | 56.21 – 64.99 |
| Longitud de la extremidad inferior | 20.85 – 29.31 |
| Profundidad del abdomen | 70.32 – 83.85 |
| Longitud de la mano | 27.34 – 30.90 |
| Espesor del muslo | 17.00 – 24.70 |
| Longitud de la mano | 11.82 – 16.56 |
| Nalga – longitud de la rodilla | 54.50 – 62.52 |
| Longitud del glúteo – poplíteo | 41.73 – 54.73 |
| Altura de la rodilla | 49.06 – 56.62 |
| Altura poplíteo | 40.48 – 45.62 |
| Ancho de los hombros | 39.54 – 46.88 |
| Longitud de agarre vertical – alcance sentado | 100.88 – 148.62 |
| Longitud de agarre delantero | 65.92 – 81.32 |

Fuente: K. Teachavorasinskun, P. Komolkiti, C. Jirapiriyalert, 2007

e. Postura de conducción

De acuerdo con la preferencia individual en la postura y el cojín utilizado en la silla de ruedas, la postura de conducción se diferencié ligeramente del estudio en el proceso de diseño.

Además, los conductores deben alterar la postura del cuerpo para evitar el adormecimiento causado por el período de conducción. (Ver Figura 68).

Respecto del control primario del trimóvil, se consideró que la dirección, el freno y el acelerador se ubicaran en el timón (similar a una motocicleta). El control secundario, por su parte, son las señales de giro asignadas desde un interruptor en el tablero para simplificar la operación. (Ver Figura 69)

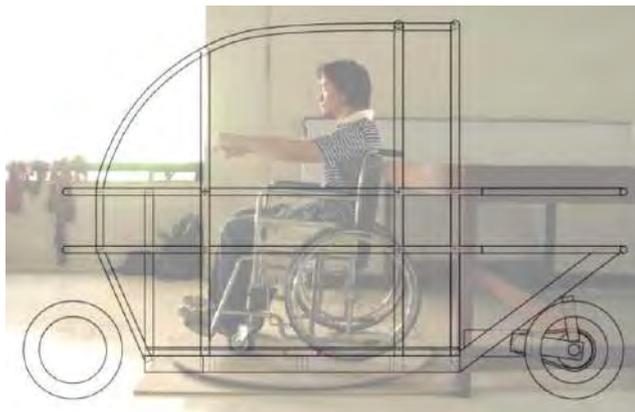


Figura 68. Simulación de la postura de conducción.
Fuente: K. Teachavorasinskun, P. Komolkiti, C. Jirapiriyalert, 2007

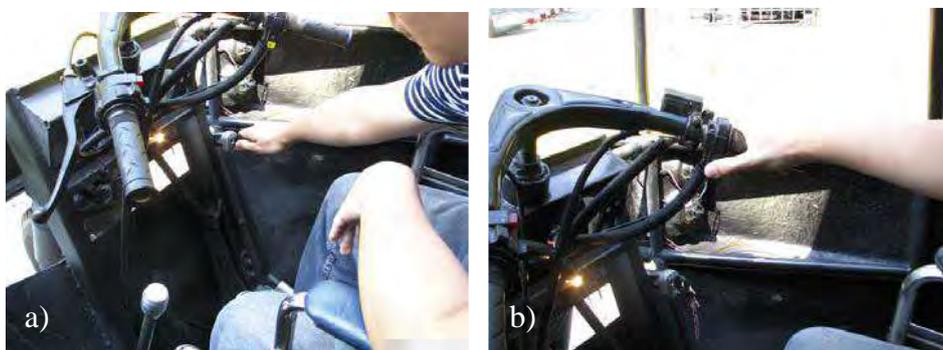


Figura 69. Control del vehículo.
Fuente: K. Teachavorasinskun, P. Komolkiti, C. Jirapiriyalert, 2007

Por ejemplo, los autores Teachavorasinskun, Komolkiti y Jirapiriyalert, diseñaron un vehículo de tres ruedas existente similar al Tuk-tuk (Ver Figura 70). Este prototipo fue diseñado con un bastidor descubierto, para poder ser modificado según requisito del usuario.



Figura 70. Apariencia del Disk – Able.
Fuente: K. Teachavorasinskun, P. Komolkiti, C. Jirapiriyalert, 2007

Capítulo 3

Diseño de mecanismos de suspensión y elementos estructurales

La primera versión del sistema de suspensión trasera del vehículo, consistía en el uso de tubos basculantes (brazo oscilante), similar a la suspensión de las mototaxis que circulan en la ciudad de Piura; conectados por dos amortiguadores paralelos en los apoyos laterales y unidos directamente al marco posterior del chasis.

Cuando un vehículo circula a gran velocidad, cualquier imperfección en el terreno puede provocar la pérdida de contacto entre rueda trasera y el terreno, limitando la potencia de traslación. El sistema de suspensión trasera busca solucionar dicho problema, por motivos de comodidad y seguridad para el usuario.⁴⁷ La suspensión de una motocicleta debe satisfacer tres propósitos:

- Permitir a las ruedas seguir el perfil de la carretera sin transmitir demasiadas vibraciones al piloto. Lo cual se encuentra estrechamente relacionado con el confort del piloto, buscando el aislamiento de la masa suspendida de las vibraciones generadas por la interacción de las ruedas con las irregularidades del terreno.
- Asegurar la tracción de las ruedas con el plano de la carretera para transmitir las fuerzas laterales, de dirección y de frenado. Siendo el objetivo mejorar el comportamiento y la respuesta de la moto ante aceleraciones y pasos por curva.
- Impedir deformaciones del vehículo durante aceleraciones, frenadas y pasos por curva.

3.1. Antecedentes históricos

Las primeras motocicletas presentaban un bastidor unido directamente con la rueda posterior, con el mismo concepto estructural a la primera motocicleta de vapor, conocida como el velocípedo de Roper; diseñada por el inventor Sylvester Howard Roper en el año 1863, el cual estaba basada en la forma del marco estructural de la bicicleta de seguridad.

A partir de la segunda mundial, la industria fabricante de motocicletas fue perfeccionando el modelo, con el fin de mejorar la maniobrabilidad y el confort, con la implementación de diversos sistemas de amortiguación.

⁴⁷ Cfr. Cossalter, V. (2006). *Motorcycle Dynamics*. Italia.

3.1.1. Sistema de suspensión “Plunger”

Los primeros sistemas de suspensión trasera fueron muy simples técnicamente y estaban orientados a su montaje en chasis rígidos, como se aprecia en el primer esquema de la Figura 71. Después de la Segunda Guerra Mundial, se incorporó un modelo de suspensión a las motocicletas denominado “Plunger”, mostrado en el segundo esquema de la misma Figura 71.

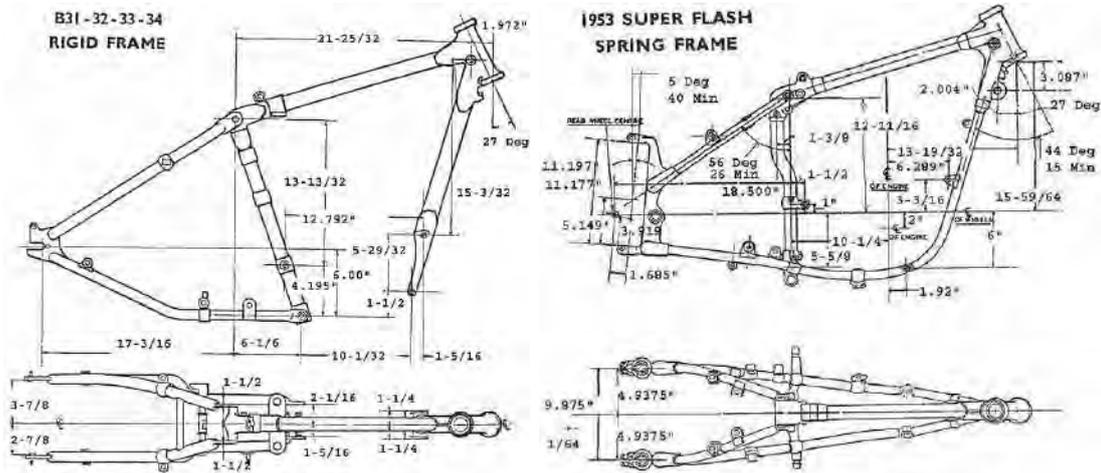


Figura 71. Sistema rígido y sistema de suspensión “Plunger”.
Fuente: The plunger sections (1953)⁴⁸

El sistema de suspensión posterior “Plunger” fue empleado ampliamente debido a su facilidad de adaptación a un chasis rígido tradicional de la época. Sin embargo, presentó serias limitaciones de funcionamiento, debido a los muelles laterales, los cuales se deformaban de manera independiente, originando una desalineación en los apoyos de la rueda posterior y afectando la triangulación del eje respecto a la motocicleta; pudiendo finalmente provocar rotura por fatiga.

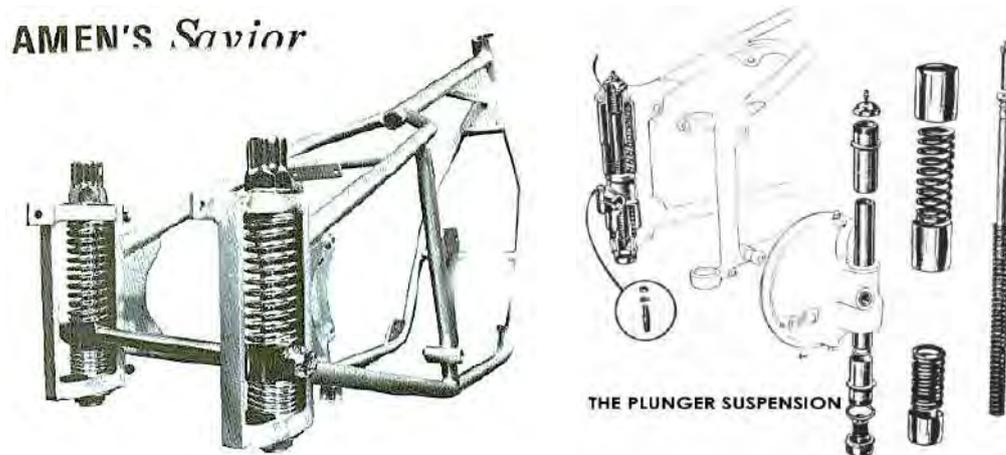


Figura 72. Modelo detallado de suspensión “Plunger” en bastidor rígido.
Fuente: Savior Rear Sections⁴⁹

⁴⁸ Extraído desde: <https://oldthumpers.wordpress.com>, el día 5 de octubre del 2018

⁴⁹ Extraído desde: <https://www.draganfly.co.uk>, el día 5 de octubre del 2018

Además, el movimiento ligeramente rectilíneo de la rueda trasera, originaba tensiones forzadas en la cadena de transmisión en los extremos de recorrido oscilante, limitado el libre desplazamiento de la misma. En la Figura 72 se aprecia, el apoyo la rueda que oscila en dirección al eje axial del muelle helicoidal, logrando balancear su posición instantánea de manera independiente.

Sin embargo, presentaba serias dificultades durante la marcha del vehículo; debido a las fuerzas cortantes originadas por la tensión de la cadena, las cargas de torsión por los giros y el arrastre de la rueda, reduciendo la maniobrabilidad, la estabilidad y el grado de confort del conductor.

Este diseño tan básico carecía de rigidez torsional, por lo que era necesario utilizar dos amortiguadores paralelos para evitar el par que producían las deformaciones axiales durante la conducción. Para eliminar estos defectos, la relación más eficaz entre la rigidez y peso apoyado en la zona posterior, se obtiene triangulando el basculante y conectando el vértice al amortiguador.

3.1.2. Sistema de suspensión basculante

La amortiguación mejoró al separar el bastidor y el brazo basculante que contenía a la rueda neumática trasera. Esta propuesta de suspensión, patentada por Moto LE Velocette, triangulaba el basculante y le permitía pivotar en torno a una conexión entre el chasis y el basculante. Actualmente, todas las suspensiones se fabrican siguiendo este modelo, con diferentes configuraciones de sus elementos.

Posteriormente el sistema por brazo oscilante se impuso como solución general en el mundo de la motocicleta. Los primeros diseños estaban formados por un tubo transversal que alojaba los rodamientos de giro del basculante respecto al bastidor, y por dos tubos longitudinales que soportaban la rueda trasera y los amortiguadores, uno a cada lado del basculante.

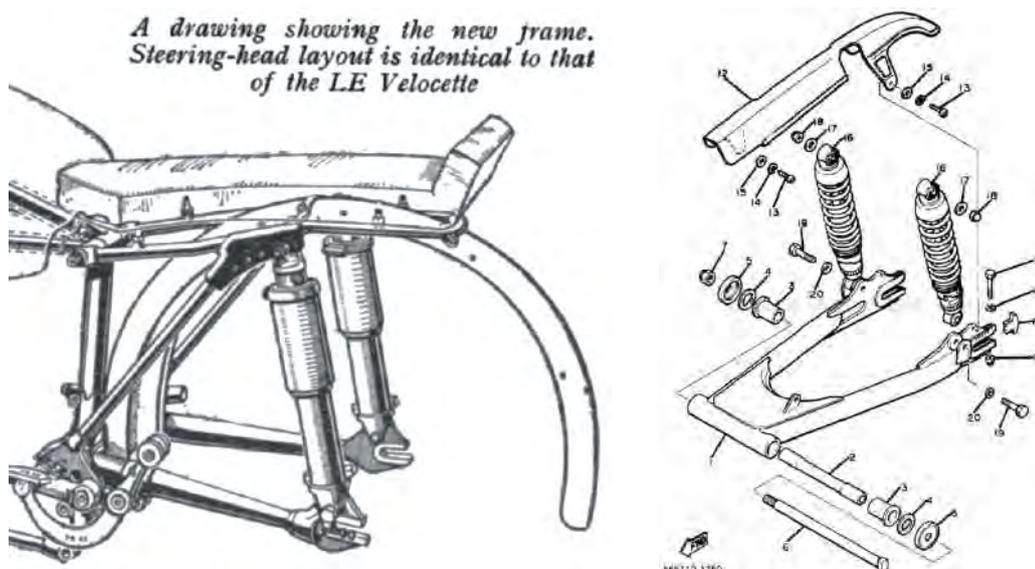


Figura 73. Suspensión posterior de LE Velocette.

Fuente: Rear Arm - Suspension XJ550H/J/K schematic.

El funcionamiento consiste en el balanceo de la carga apoyada directamente a través de los amortiguadores, como se grafica en la Figura 73; por lo tanto, es casi nula la progresividad de los efectos oscilantes de las masas suspendidas.

En la década de los años 70, Kawasaki desarrolló un nuevo sistema de suspensión para la carrera de resistencia Godier – Genoud. La marca japonesa diseñó un mecanismo basculante en forma de triángulo que pivotaba sobre la unión con el chasis y al que se estaba conectada una manivela que ejercía una segunda conexión con el chasis.

El diseño de brazos oscilantes o basculantes ha mejorado considerablemente en cuanto a los métodos de fabricación y los materiales utilizados. Esto ha permitido pasar de un diseño básico tubular a los diseños actuales utilizados en las motocicletas deportivas y en las distintas competiciones.

3.1.3. Sistema de suspensión con bieleta

Actualmente se desarrolla un basculante con un sistema de suspensión mediante un amortiguador y un sistema de balancín intermedio, con el objetivo de deformar el amortiguador por ambos extremos. Este sistema ha demostrado ser el mejor, debido a su progresividad y su gran comportamiento en cualquier terreno⁵⁰.

La implementación de suspensión progresiva, obtenida por la variación gradual del amortiguador respecto al desplazamiento de la rueda, se basa en el movimiento pivotante de la manivela intermedia entre el mismo basculante y el chasis⁵¹, como se detalla en la Figura 74.

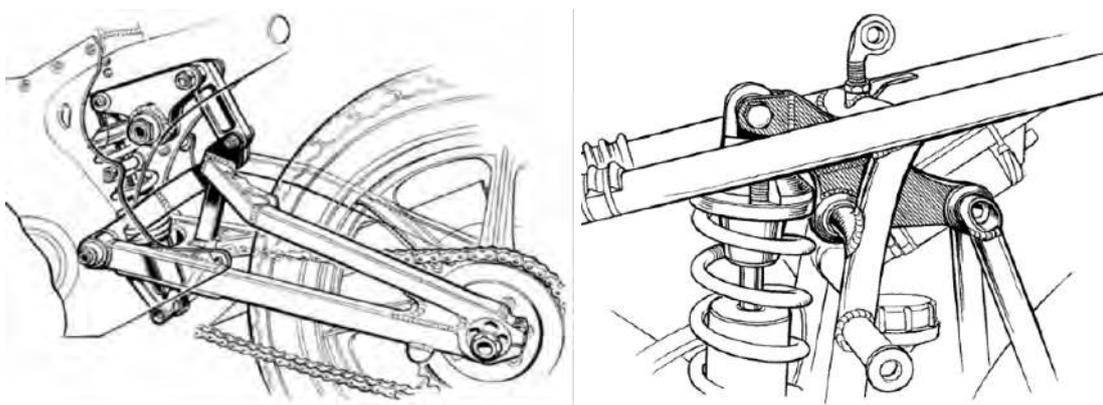


Figura 74. Esquema de sistema de suspensión con bieleta pivotante.
Fuente: Kork Ballington's Kawasaki GP machine.⁵²

En el presente capítulo, se propone un mecanismo de suspensión con bieleta, similar al mecanismo usado en la KB Kawasaki, con el objetivo de mejorar la atenuación de las vibraciones y el arrastre de la rueda; sustentada mediante análisis

⁵⁰ Cfr. García, V. (2017). *Diseño y desarrollo de la suspensión trasera de una motocicleta para la competición Motostudent*. Cantabria: Universidad de Cantabria.

⁵¹ Cfr. García, V. (2017). *Diseño y desarrollo de la suspensión trasera de una motocicleta para la competición Motostudent*. Cantabria: Universidad de Cantabria.

⁵² Foale, T. (2006). *Motorcycle Handling and Chassis Desing. The art and science*. España: Tony Folae Desings.

matemático y simulación dinámica, sometida a las mismas condiciones de funcionamiento, para determinar mediante resultados teóricos, el grado de mejoría y optimización; y finalmente lograr el dimensionamiento de los elementos estructurales.

Los mecanismos de suspensión a estudiar, mostrados en la Figura 75, defirieren además en la fuerza resultante de arrastre, la variación longitudinal y tensión de la cadena; y dado que se trata de la misma rueda neumática, también varía el desplazamiento vertical del eje de rotación, y carga normal respecto al suelo.

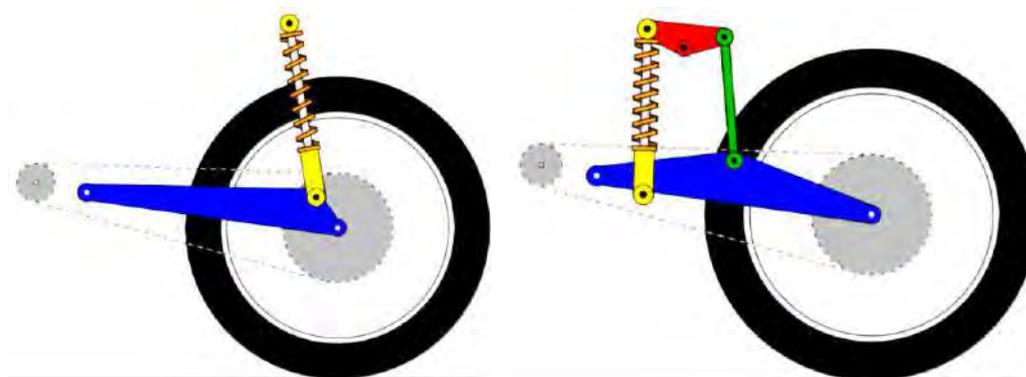


Figura 75. Esquema general de la suspensión tradicional y el mecanismo propuesto.
Fuente: Tipos de suspensión.⁵³

3.2. Descripción de los parámetros que influyen en el diseño

Diseñar actualmente el sistema de suspensión influye para justificar el estado de confort del piloto, y para lograrlo se necesita un sistema que no transfiera ningún movimiento a la masa suspendida y al piloto, de manera que esta sufra la mínima aceleración vertical posible.

Por otro lado, el agarre entre la rueda de arrastre y la carretera está afecto en gran medida por las características de la amortiguación, por lo que a menudo, los requerimientos de comodidad y transmisión del vehículo, deben acoplarse, dependiendo del uso que tendrá darle a la máquina⁵⁴.

Las vibraciones producidas en el vehículo, son causadas por tres factores: las irregularidades superficiales de la ruta, la acción dinámica e inercial de las masas giratorias (motor, transmisión y tracción) y las acciones aerodinámicas en la marcha; siendo las primeras las más importantes⁵⁵.

Se considera también el análisis de la reducción de los efectos fluctuantes producidos por las discontinuidades de la pista de circulación, sin considerar los efectos vibratorios producidos por el motor y la cadena de arrastre, ni las fuerzas aerodinámicas de la marcha.

⁵³ *Ibidem.* García, V. (2017).

⁵⁴ *Cfr.* Foale, T. (2003). *MOTOCICLETAS. Comportameinto dinámico y diseño de chasis: el arte y la ciencia.* FOALE, A.E.

⁵⁵ *Cfr.* Valbuena Rodriguez, O. (2012). Sistemas de suspensión: eje delantero y eje trasero, tipos, constitución, características y funcionamiento. En O. Valbuena Rodriguez, *Organización y Procesos de Mantenimiento de Vehículos. Temario. Volumen 2* (págs. 1 - 13). España: MAD.

Asimismo, se evaluará el contacto de la rueda neumática con la superficie del suelo, entre el modelo de suspensión inicial, y el propuesto, para justificar la mencionada implementación.

Como se detalla en la Figura 76, el mecanismo de amortiguación (masa no suspendida), ubicado entre el bastidor y la rueda neumática posterior, tiene como finalidad reducir las fuerzas dinámicas generadas en la marcha del vehículo y la rueda (masas no suspendidas) al atravesar un terreno irregular, las cuales son perjudiciales para la durabilidad del chasis, y la integridad física del piloto.

En referencia al usuario del vehículo, una persona discapacitada, se plantea un diseño que priorice la estabilidad durante la marcha, que cuente con un mecanismo capaz de amortiguar suavemente las pequeñas irregularidades, permitiendo una adecuada respuesta frente a baches o impactos de mayor fuerza.

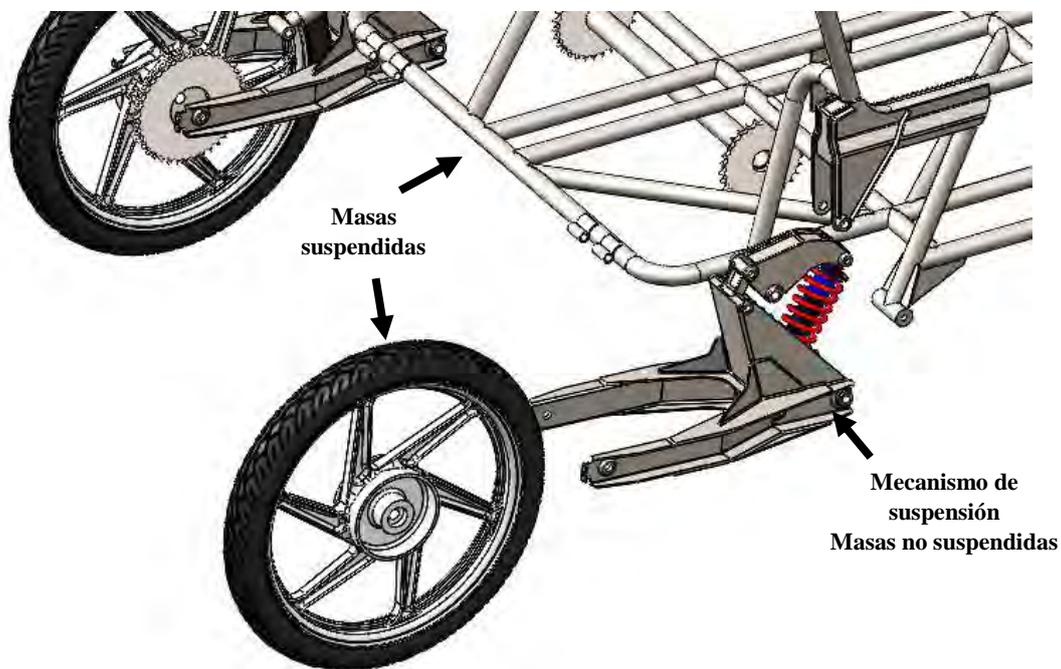


Figura 76. Ubicación del sistema de amortiguación posterior.
Fuente: Elaboración propia.

Los elementos estructurales del mecanismo de amortiguación, tienen como función aumentar la deformación relativa del amortiguador, con un propósito común; siendo como estudiar la variación longitudinal, y calcular los demás parámetros cinemáticos.

Además, se determinarán los parámetros dinámicos de los mencionados elementos estructurales, y puntos centrales ubicados en la rueda neumática y bastidor; para definir el desplazamiento lineal, velocidad absoluta, aceleración y sobreaceleración instantánea experimentadas por el conductor.

Estudiar los parámetros dinámicos involucrados en el mecanismo del sistema de amortiguación, es indispensable si se busca estimar el nivel de confort del conductor, y realizar comparaciones objetivas entre el modelo de suspensión tradicional y el propuesto en la presente investigación.

3.3. Descripción del diseño del mecanismo de amortiguación propuesto

La propuesta del sistema de suspensión posterior del vehículo, consiste en un mecanismo de tres barras, que proporciona al amortiguador un accionamiento en doble efecto, es decir, otorga un movimiento de deformación axial relativa y opuesta en ambos apoyos extremos; por medio de un pivote conectado en su eje central al bastidor, el mismo que permite invertir el sentido de desplazamiento del apoyo superior del muelle helicoidal.

El mecanismo de amortiguación, mostrado en la Figura 77, está compuesto por tres elementos estructurales no suspendidos (horquilla basculante, bieleta empujadora y caja de pivote), conectados entre la rueda neumática y el cuerpo del vehículo.

Este sistema impide que el amortiguador entre en contacto directo con las masas suspendidas (el chasis y la rueda neumática), debido a la ubicación intermedia de los elementos del mecanismo de suspensión; reduciendo notoriamente los efectos de golpeteo por impactos a altas velocidades.

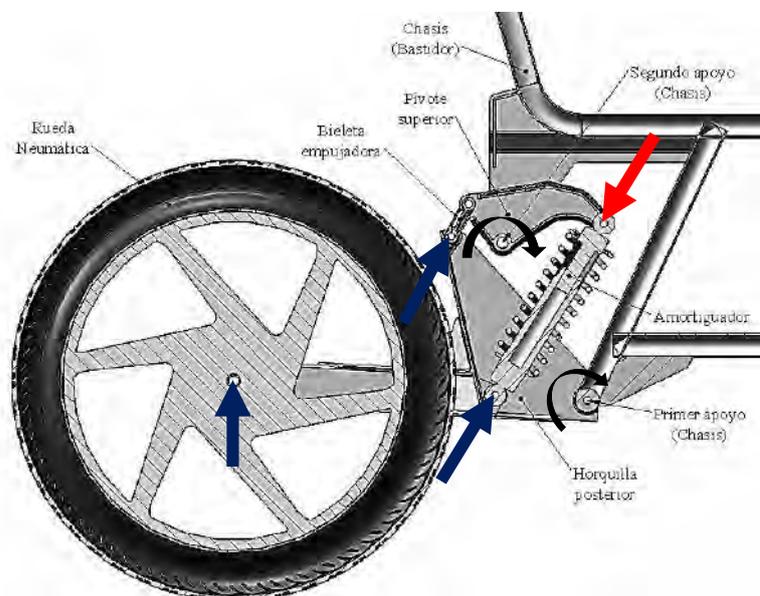


Figura 77. Esquema de mecanismo de amortiguación posterior.
Fuente: Elaboración propia.

Se incluye un mecanismo con pivote para conseguir un mejor aprovechamiento del amortiguador, respecto al desplazamiento angular de la horquilla principal. El mencionado pivote, según las coordenadas mostradas en la Figura 78, se encuentra conectado en su eje de giro al apoyo ubicado en el punto “O2” del chasis; que a su vez se conecta a la bieleta de empuje en el punto “D”, que es impulsada por la rotación de la horquilla, en el punto “C”.

En el otro extremo del pivote, sobre el punto “E”, se conecta el extremo superior del muelle, y el apoyo inferior se encuentra unido a la horquilla, sobre el punto “B”; y la horquilla se acopla al chasis en el punto “O1”.

Tal es así que cuando la rueda neumática enfrente las discontinuidades del terreno, el amortiguador será accionado por su apoyo inferior, por el movimiento radial de la horquilla respecto al primer apoyo fijo del chasis; y por el superior, por la rotación del pivote provocada por el mismo movimiento de la horquilla, en sentido contrario.

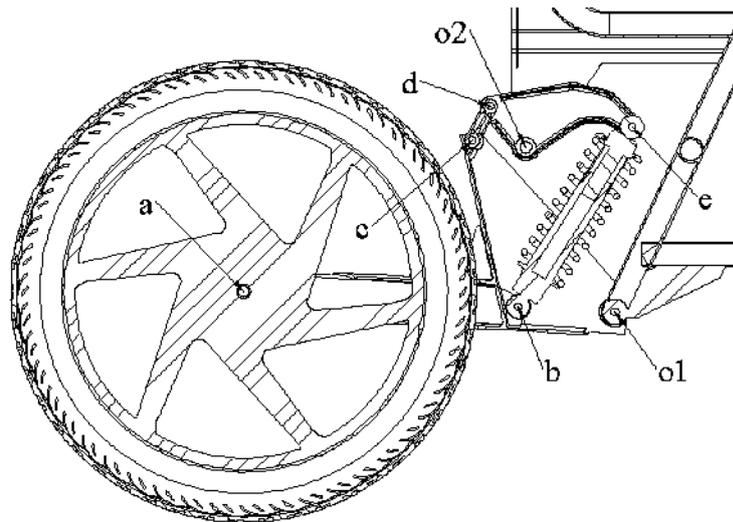


Figura 78. Diseño del mecanismo de suspensión - parte posterior.
Fuente: Elaboración propia.

La combinación de ambos movimientos, para comprimir y estirar desde ambos extremos, proporciona un mejor aprovechamiento del amortiguador, otorgándole un grado de deformación en doble efecto.

3.4. Estimación de parámetros lineales de amortiguación

Como se mencionó anteriormente, el mecanismo de suspensión está compuesto por dos masas no suspendidas, comprendidos en la rueda neumática y el amortiguador axial respectivamente. Dichos elementos presentan características dinámicas propias e independientes, ya sea el coeficiente de rigidez y la constante de amortiguación. Estas características definen el modelo matemático ideal del sistema de suspensión.

3.4.1. Estimación de los parámetros del amortiguador

Según los apuntes de “Resortes”, del curso de Diseño Mecánico 1 (Msc. Ing. Jorge Javier Machacuay Arévalo), de la Universidad de Piura; la constante de rigidez de un resorte helicoidal se puede estimar a partir de sus características geométricas del mismo y el módulo cortante del material metálico, con los parámetros geométricos mostrados en la Figura 79.

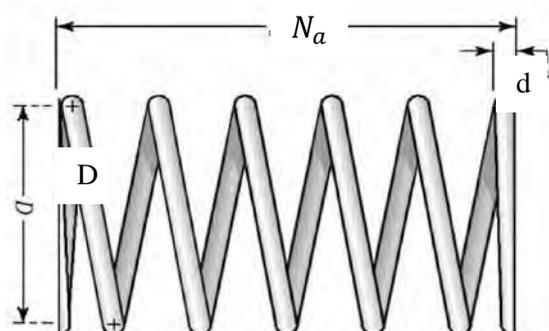


Figura 79. Dimensiones de resorte de compresión.
Fuente: Apuntes de “Resortes”, del curso de Diseño Mecánico 1 (Msc. Ing. Jorge Javier Machacuay Arévalo)

$$k_a = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot D^3 \cdot N_a} \quad \text{Constante de rigidez de un resorte helicoidal}$$

Remplazando los datos obtenidos a partir de mediciones experimentales, el valor de rigidez ideal es aproximadamente 50 N/mm . Dicho valor se considera constante durante el modelamiento y simulación, con el objetivo de simplificar los cálculos.

$$k_a = \frac{8^4 \cdot (207000)}{8 \cdot 60^3 \cdot 10} = 49.067 \text{ N/mm}$$

El enfoque para formular el modelo matemático del movimiento no lineal, sugiere agrupar las propiedades inerciales de todas las partes, y evaluar mediante la linealización de las ecuaciones de movimiento alrededor de la coordenada de interés, manteniendo en cuenta la limitada validez de las propiedades agrupadas, que deben volver a calcularse cada vez que el sistema se aleje de las proximidades del punto de equilibrio, debido al cambio posicional y de los parámetros cinemáticos⁵⁶.

Según el autor, para simplificar el cálculo, la constante de amortiguación del monoshock, se considera de $4.0 \text{ N} \cdot \text{s/mm}$, despreciando las pérdidas por histéresis.

3.4.2. Estimación de los parámetros de la rueda neumática

Según los ensayos realizados en ruedas neumáticas de motocicletas, en el módulo de pruebas “Flat Plank” por alumnos de la Universidad Tecnológica de Eindhoven (Junio, 2006); al aplicarse diversas cargas verticales, el módulo de rigidez vertical promedio de la rueda es aproximadamente 168.95 N/mm (Uil, 2006), según se detalla en la Tabla 4, y se muestran en los gráficos en la Figura 80.

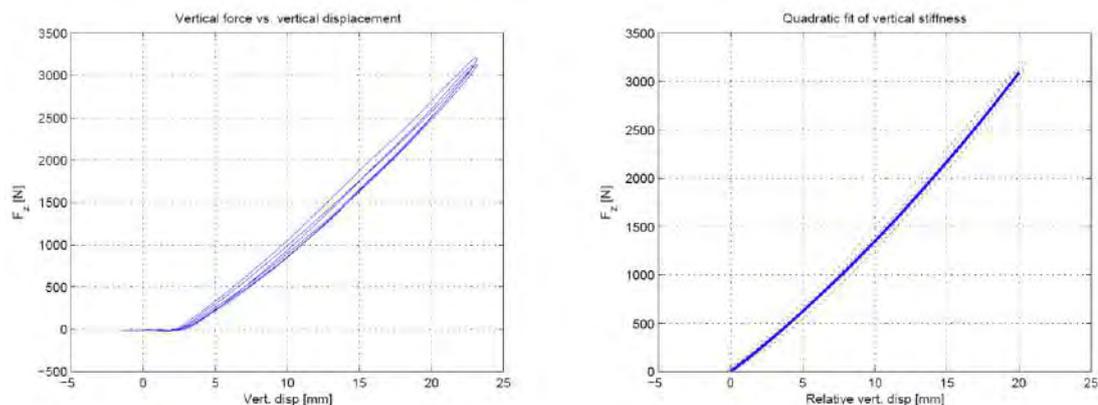


Figura 80. Resultados de rigidez vertical para un neumático rodante.
Fuente: Efecto no rezagado de los neumáticos de motocicleta⁵⁷.

La rigidez vertical da una interpretación de la relación entre la carga aplicada y la desviación central del neumático. La reacción normal del neumático frente a la

⁵⁶ Cfr. A. Zanarini, E. B. (2012). *Frequency analysis of a motorbike under motion conditions*. Bologna, Italy: University of Bologna.

⁵⁷ Cfr. Uil, R. (2006). Non-lagging effect of motorcycle tyres. *Technische Universiteit Eindhoven*, 11.

deflexión radial en dirección vertical, es una característica importante del neumático, debido a la influencia en las frecuencias naturales de sus vibraciones⁵⁸.

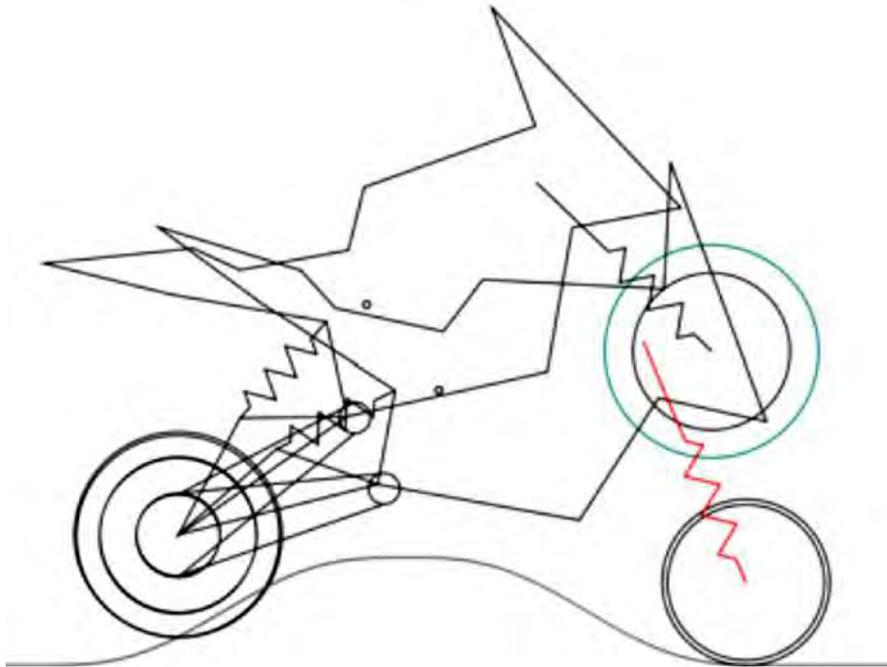


Figura 81. Simulaciones en sistemas de suspensión de motocicletas
Fuente: Análisis de frecuencia de una moto en condiciones de movimiento⁵⁹.

Según los parámetros físicos usados en las simulaciones mostradas en la Figura 81; realizadas por el Dr. Ing. Alessandro Z. de la Universidad de Bologna; se determina que el valor de la constante de amortiguación ideal de la rueda neumática, es aproximadamente $200 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}$ ⁶⁰. Estos datos se detallan en la Tabla 4.

Tabla 4. Asignación de constantes de amortiguación y rigidez.

| Parámetros físicos | Amortiguador | Rueda neumática |
|-------------------------|--------------------|----------------------|
| Const. de rigidez | k_a (50 N/mm) | k_r (168.95 N/mm) |
| Const. de amortiguación | c_r (4 N · s/mm) | c_r (0.2 N · s/mm) |
| Deformación | δ_a | δ_r |

Fuente: Elaboración propia.

3.5. Análisis del punto de equilibrio estático

El estudio del mecanismo de suspensión de cada modelo, inicia determinando el punto de equilibrio estático del diagrama de cuerpo de libre, sometido a las cargas gravitacionales en reposo.

⁵⁸ Cfr. Zegelaar, P. W. (1998). *THE DYNAMIC RESPONSE OF TYRES TO BRAKE TORQUE VARIATIONS AND ROAD UNEVENNESSES*. Delft, Netherlands: Delft University of Technology.

⁵⁹ *Ibidem*. A. Zanarini, E. B. (2012).

⁶⁰ Cfr. A. Zanarini, E. B. (2012). *Frequency analysis of a motorbike under motion conditions*. Bologna, Italy: University of Bologna.

3.5.1. Consideraciones para el análisis

El cálculo del ángulo de estabilización de la horquilla; se determina a partir de la definición de los valores de momento cinético de cuerpo rígido, en la horquilla, respecto al pivote basculante en función del ángulo de inclinación de la misma.

Según la primera ley de Newton, “todo cuerpo permanece en su estado inicial de reposo o movimiento rectilíneo uniforme a menos que sobre él actúe una fuerza externa neta no nula”⁶¹.

Haciendo referencia a este principio físico de inercia, si se halla la posición inicial del mecanismo sobre la cual la sumatoria de fuerzas aplicadas es nula, se estaría encontrando indirectamente el punto de equilibrio estático.

El planteamiento matemático se basa en determinar las fuerzas y los vectores de posición del punto de acción, respecto al punto “O1”, en función al ángulo de inclinación, para definir el momento cinético integral.

Por lo que las coordenadas del apoyo del mecanismo, se calculan consecuentemente. En la Figura 78 se detalla el mencionado mecanismo y las coordenadas.

3.5.2. Parámetros físicos influyentes

Dado que se plantea un sistema en condiciones de equilibrio estático, reemplazando las masas de los cuerpos del mecanismo, detalladas en la Tabla 5, se considera como única reacción pasiva del amortiguador, la fuerza de rigidez elástica del resorte y de la rueda neumática.

Tabla 5. Asignación de masas ($g = 9.81 \text{ m/s}^2$)

| Elemento estructural | Variable másica | Valor real [kg.] |
|----------------------|-----------------|------------------|
| Vehículo | m_v | 80.43 |
| Conductor | m_c | 80.00 |
| Pivote superior | m_p | 1.18 |
| Horquilla basculante | m_h | 7.55 |
| Bieleta | m_b | 0.18 |
| Rueda neumática | m_r | 6.35 |
| Amortiguador | m_a | 1.98 |

Fuente: Elaboración propia.

⁶¹ Medina Domínguez, A., & Ovejero Sánchez, J. (2010). Leyes de Newton y sus aplicaciones. En Departamento de Física Aplicada, *Física I* (págs. 4-5). España: Universidad de Salamanca.

Para determinar la carga apoyada en la rueda, se calcula primero el peso total y la posición del centro de gravedad del vehículo tripulado, con las distancias a los apoyos ofrecidos por la llanta delantera y posterior. como se muestra en la Figura 82.

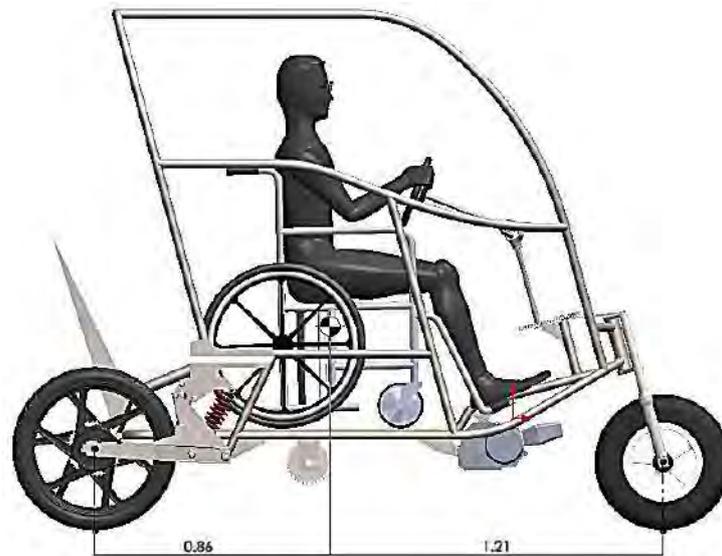


Figura 82. Esquema descriptivo del centro de gravedad.
Fuente: Elaboración propia.

3.5.3. Análisis estático de sistema de suspensión propuesto

Para determinar la carga apoyada en la rueda posterior del vehículo, se cumple la Ecuación 6, planteada por Young (2009) en el libro de Física Universitaria Volumen I⁶² (Equilibrio angular de cuerpo rígido). Esta expresión estima el equilibrio respecto al punto de apoyo de la rueda delantera. Según el detalle de las cotas entre los apoyos y el centro de gravedad integral, se plantea la siguiente expresión para calcular la masa puntual posterior:

$$\sum \tau = 0 \quad \text{Equilibrio angular de cuerpo rígido}$$

$$\sum \tau = 2 \cdot m_t \cdot (1.21 + 0.86) - 1.21 \cdot \sum_I m_i = 0$$

$$m_t = \frac{1.21}{2 \cdot (1.21 + 0.86)} \cdot \sum_I m_i = 56.96 \text{ kg} \quad \text{Ecuación 15}$$

Inicialmente, el vehículo se encuentra apoyado sobre las ruedas, comprimiendo y generando una deformación radial hasta alcanzar el equilibrio estático. Según la Ecuación 11.7 del libro de Física Universitaria Volumen I (Ley de Hooke)⁶³, la deformación estacionaria se calcula reemplazado el valor de la carga apoyada estimada en la Ecuación 15, simplificándose en la Ecuación 16.

⁶² Cfr. Young, H. D. (2009). *Física Universitaria. Volumen I*. Naucalpan de Juárez: PEARSON.

⁶³ *Ibidem*. Young, H. D. (2009).

$$k_r = \frac{F}{\delta_r}$$

Ley de Hooke

$$\delta_r = \frac{(51.93) \cdot 9.81}{k_r} = 1.1165 \text{ mm}$$

Ecuación 16

El sistema de suspensión propuesto, se compone, además, por un mecanismo de pivoteo superior, el cual invierte el sentido de la fuerza del amortiguador, volcándolo hacia la horquilla basculante.

La relación de la fuerza transmitida en los puntos del pivote, en la posición de equilibrio, depende de la posición instantánea del mecanismo. La torsión producida por la fuerza del amortiguador aplicada en el punto “E”, se expresa en la Ecuación 17.

$$F_k = k_a \cdot \delta_a$$

$$\bar{u}_{e/b} = \frac{\bar{r}_{e/b}}{|\bar{r}_{e/b}|}$$

$$\bar{F}_k = (k_a \cdot \delta_a) \cdot \bar{u}_{e/b}$$

$$\bar{M}_k = \bar{r}_{e/o2} \times \bar{F}_k$$

Ecuación 17

Para definir el mecanismo se pretende encontrar la posición de equilibrio estático del sistema, y con ello el valor de la fuerza normal sobre la bieleta de empuje, como se presenta en la Ecuación 18; a partir de esto, se determinan las fuerzas que ejercen torsión sobre el pivote superior, obteniendo la Ecuación 19.

$$\bar{u}_{d/c} = \frac{\bar{r}_{d/c}}{|\bar{r}_{d/c}|}$$

$$\bar{F}_{k'} = F_{k'} \cdot \bar{u}_{d/c}$$

Ecuación 18

$$\bar{u}_y = [0 \ 1 \ 0]$$

$$\bar{u}_z = [0 \ 0 \ 1]$$

$$\bar{G} = g \cdot \bar{u}_y$$

$$\bar{M}_{k'} = \bar{r}_{d/o2} \times \bar{F}_{k1}$$

$$\bar{M}_p = m_p \cdot \bar{r}_{cgv/o2} \times \bar{G}$$

$$\bar{M}_b = 0.5 \cdot m_b \cdot \bar{r}_{d/o2} \times \bar{G}$$

$$\bar{M}_a = 0.5 \cdot m_p \cdot \bar{r}_{e/o2} \times \bar{G}$$

$$\bar{M}_t = \bar{M}_p + \bar{M}_b + \bar{M}_a$$

Ecuación 19

Establecidos los momentos angulares que actúan sobre el pivote superior, se despeja la Ecuación 20, según la expresión de equilibrio angular de cuerpo rígido⁶⁴.

⁶⁴ *Ibidem*. Young, H. D. (2009).

Posteriormente se despeja el valor de la fuerza normal de empuje, como se presenta en la Ecuación 21, en función de las coordenadas instantáneas del mecanismo.

$$\begin{aligned} \bar{M}_k + \bar{M}_{k1} + \bar{M}_t &= \bar{0} & \text{Ecuación 20} \\ \bar{r}_{e/o2} \times \bar{F}_k + \bar{r}_{d/o2} \times \bar{F}_{k'} + \bar{M}_t &= \bar{0} \\ \bar{r}_{e/o2} \times \bar{F}_k + F_{k'} \cdot \bar{r}_{d/o2} \times \bar{u}_{d/c} + \bar{M}_t &= \bar{0} \end{aligned}$$

$$F_{k'} = \frac{(\bar{r}_{o2/e} \times \bar{F}_k - \bar{M}_t) \cdot \bar{u}_z}{\bar{r}_{d/o2} \times \bar{u}_{d/c} \cdot \bar{u}_z} \quad \text{Ecuación 21.}$$

Luego de determinar el valor de la fuerza que actúa sobre la bieleta de empuje; se procede al cálculo de las torsiones que actúan sobre la horquilla principal, como se muestra en la Ecuación 22; considerando que la carga vertical apoyada calculada anteriormente; tiene como punto de acción el punto central de la rueda neumática:

$$\begin{aligned} \bar{u}_{e/b} &= \frac{\bar{r}_{b/e}}{|\bar{r}_{b/e}|} \\ \bar{u}_{c/d} &= \frac{\bar{r}_{c/d}}{|\bar{r}_{c/d}|} \\ \bar{M}_f &= (k_a \cdot \delta_a) \cdot \bar{r}_{b/o1} \times \bar{u}_{e/b} \\ \bar{M}_{f'} &= F_{k'} \cdot \bar{r}_{c/o1} \times \bar{u}_{c/d} \\ \bar{M}_G &= m_t \cdot \bar{r}_{a/o1} \times \bar{G} \\ \bar{M}_h &= m_h \cdot \bar{r}_{cgh/o1} \times \bar{G} \\ \bar{M}_{b'} &= 0.5 \cdot m_b \cdot \bar{r}_{c/o2} \times \bar{G} \\ \bar{M}_{a'} &= 0.5 \cdot m_p \cdot \bar{r}_{b/o2} \times \bar{G} \\ \bar{M}_{t'} &= \bar{M}_{b'} + \bar{M}_{a'} + \bar{M}_h \end{aligned}$$

$$\bar{M}_{o1} = \bar{M}_f + \bar{M}_{f'} + \bar{M}_{t'} + \bar{M}_h + \bar{M}_G \quad \text{Ecuación 22}$$

Se plantea desarrollar un modelo simplificado que resuma las expresiones matemáticas de sistema de amortiguación, y determinar resultados cercanos a la realidad.

El mecanismo basculante mostrado en la Figura 83.a, se puede expresar como la suma de los momentos producidos en la horquilla, producidos por las cargas estáticas, dinámicas y gravitacionales de las masas suspendidas y no suspendidas, la fuerza de amortiguación axial del monoshock, y la deformación radial de la rueda. En la Figura 83.b. se muestra el mecanismo equivalente.

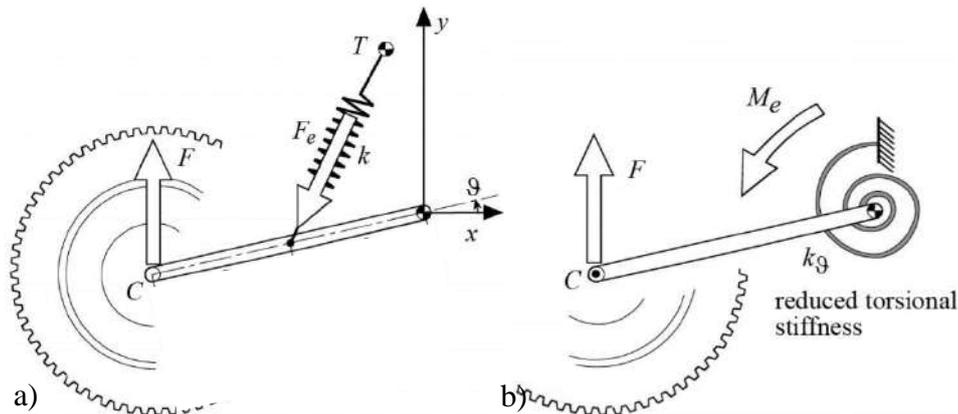


Figura 83. Simplificación equivalente de sistema de amortiguación basculante.
a) Sistema completo. b) Sistema simplificado.
Fuente: Sistema de suspensión resumida⁶⁵.

Finalmente, se define a partir de raíz de la Ecuación 22, que define el momento angular integral sobre la horquilla basculante. Es decir, se estima el ángulo de inclinación, sobre el cual los efectos de torsión que provoquen oscilaciones sean nulos. Esto se determina gráficamente.

$$\bar{M}_{o1} = \bar{0} \quad \text{Ecuación 23}$$

Dado que los valores de la torsión equivalente, describen una función ascendente y continua, con una cantidad finita de raíces y un rango de funcionamiento establecido por la longitud inicial y final del resorte; se puede plantear un método sencillo de resolución de problemas no lineales.

El problema consiste en encontrar el ángulo que satisfaga la Ecuación 23; aplicando la técnica basada en el **Teorema del valor Intermedio**, por medio del algoritmo de bisección o método de búsqueda binaria⁶⁶.

Se establece el intervalo de iteración; el cual represente valores de momentos angular con diferente sentido de giro; es decir, con signos opuestos. Se asigna un valor de torsión final de 0.0001 N·m, quedando graficado en la Figura 84.

El ángulo de inclinación de la horquilla (3.63°), en la posición inicial de equilibrio, se emplea también para determinar la ubicación de los apoyos fijos de la barra basculante principal y el pivote superior, respecto al chasis automotriz, con el objetivo de no variar la altura de la plataforma interna y finalizar con el diseño integral del vehículo. (Ver Figura 85)

3.5.4. Análisis estático en suspensión tradicional

El planteamiento para calcular el ángulo de equilibrio estático es el mismo usado anteriormente, y está sometido a las mismas cargas puntuales en la zona posterior del vehículo, y los parámetros inerciales de los diferentes elementos.

⁶⁵ *Ibidem.* Cossalter, V. (2006). *Motorcycle Dynamics*. Italia.

⁶⁶ *Cfr.* Foresi, V. M. (1998). *Curso de Métodos Numéricos*. Lejona, España: Universidad del País Vasco.

Se determina la posición de equilibrio estático del sistema de suspensión tradicional, como se muestra en la Figura 86; con el objetivo de poder realizar comparaciones analíticas de los diferentes parámetros de operación, plantear mejoras y dimensionar los elementos estructurales usados.



Figura 84. Gráfica de momento angular respecto a la horquilla.
Fuente: Elaboración propia.

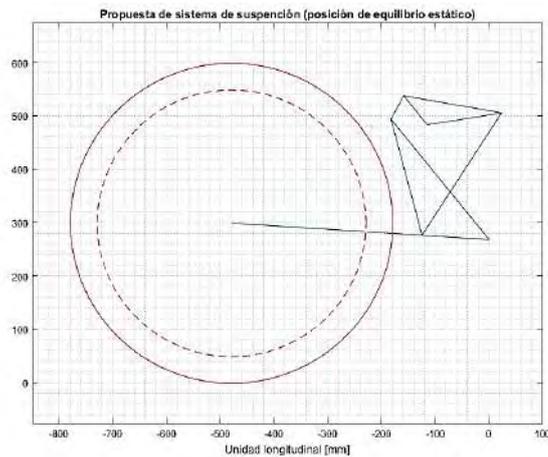


Figura 85. Gráfica de posición de equilibrio del sistema de suspensión propuesto.
Fuente: Elaboración propia.

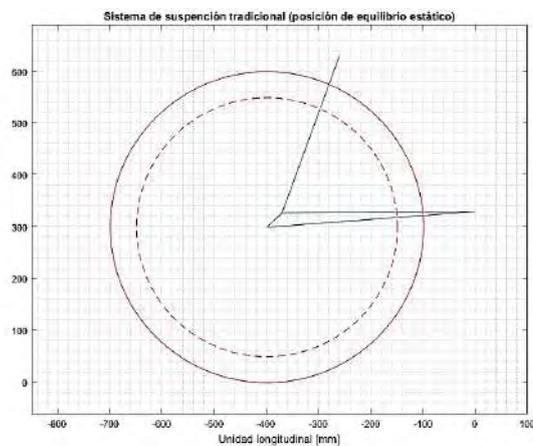


Figura 86. Gráfica de posición de equilibrio del sistema de suspensión propuesto tradicional.
Fuente: Elaboración propia.

3.6. Estudio analítico de la geometría del sistema de suspensión

La curva que representa la deformación lineal del amortiguador axial respecto al desplazamiento vertical de la rueda neumática, puede presentar una tendencia lineal, progresivamente creciente o decreciente, según la geométrica integral del mecanismo de suspensión. Dicho comportamiento corresponde, como se muestra en la Figura 87, a los tipos de sistemas de amortiguación, denominados respectivamente, como suspensión lineal, progresiva o decreciente⁶⁷.

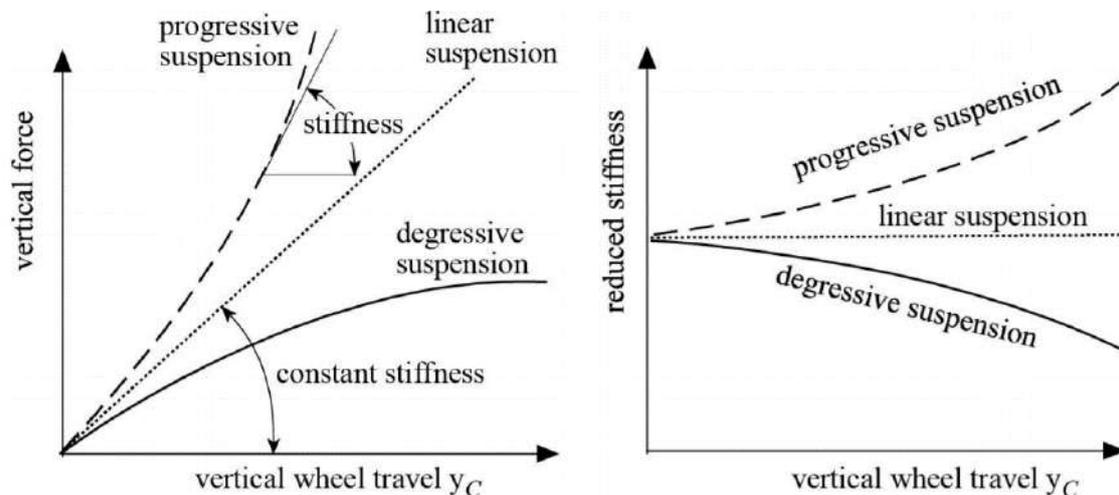


Figura 87. Fuerza elástica y rigidez de la suspensión frente al desplazamiento vertical de la rueda.
Fuente: Proporcionalidad de deformación⁶⁸.

La progresividad geométrica del sistema de suspensión ofrece una gran ventaja frente a los impactos inesperados debido a que la deformación axial del amortiguador aumenta, dentro de la zona de compresión; siendo ideal para absorción de irregularidades a medias y altas velocidades (mayores a 40 km/h) de traslación del vehículo.

Sin embargo, para definir los parámetros físicos que determinen la progresividad, se realiza un análisis de la geometría del mecanismo, que detalle la relación entre la deformación axial del muelle y la tasa de variación longitudinal respecto al ángulo posicional de la horquilla.

Por lo que se plantea desarrollar el modelo de suspensión, a través de código “C” con soporte en MATLAB; con el objetivo de estimar los diferentes valores de interés para el estudio comparativo.

Por comodidad del movimiento, sería apropiado que la rigidez sea tan baja como sea posible, a fin de minimizar las frecuencias naturales en los modos y barras del mecanismo de suspensión, respecto de las vibraciones experimentadas por las ruedas a causa de las irregularidades de la carretera. No obstante, los resortes muy blandos causan amplias variaciones en la altura del vehículo a medida que varía la carga; sobre todo en las curvas, durante la aceleración y fases de frenado⁶⁹.

⁶⁷ *Ibidem*. Cossalter, V. (2006). *Motorcycle Dynamics*. Italia.

⁶⁸ *Cfr.* Cossalter, V. (2006). *Motorcycle Dynamics*. Italia.

⁶⁹ *Ibidem*. Cossalter, V. (2006). *Motorcycle Dynamics*. Italia.

Por otro lado, la presencia constante de irregularidades superficiales de la carretera puede causar una reducción drástica del confort, problemas de adherencia del neumático en la sección trasera y delantera durante la aceleración y el frenado, para evitar estas dificultades, se emplean sistemas de suspensión progresivos, de acuerdo con el tipo de uso del vehículo.

3.6.1. Descripción de la geometría del sistema de suspensión propuesta

Los sistemas de suspensión con bieleta, que se muestra en la Figura 88, logran presentar una variación progresiva de la rigidez; es decir, son mecanismos integrales en los que la fuerza de recuperación aplicada sobre la rueda posterior según su desplazamiento, no resulta proporcional a la deformación longitudinal del amortiguador, que es casi exponencial.

Esto da lugar a un tramo inicial de suspensión más “blando” y adecuado para la atenuación de pequeñas irregularidades; y endurece progresivamente hacia el final opuesto del recorrido, ideal para la absorción de baches de gran tamaño⁷⁰.



Figura 88. Modelo desarrollado en SOLIDWORKS.

Fuente: Elaboración propia.

3.6.2. Descripción de la geometría de sistema de suspensión tradicional

Los sistemas de suspensión tradicional, mostrado en la Figura 89, presenta a diferencia de los anteriores detallados, una deformación es casi proporcional a la variación altitudinal de la rueda neumática.

El prototipo diseñado en el 2015 mantuvo un modelo de suspensión tradicional; con dos amortiguadores laterales acoplados directamente a dos extremos laterales de

⁷⁰ Cfr. Holloway Campos, D. (2014). *Diseño de mecanismo de suspensión trasera flotante para motocicletas de competición*. Sevilla: Escuela Técnica Superior de Ingeniería - Universidad de Sevilla.

la horquilla, y los otros dos conectados al bastidor; por lo que se puede realizar el mismo planteamiento analítico y obtener comparaciones geométricas del mecanismo basculante, con respecto al diseño propuesto.



Figura 89. Modelo tradicional.
Fuente: Fotografía de tienda (Zongshen – Perú).

3.6.3. Análisis y evaluación de resultados

Habiéndose encontrado el ángulo de equilibrio estático de ambos sistemas, sometido a las mismas masas suspendidas; se desarrolla un algoritmo geométrico sucesivo, calculando las coordenadas de los nodos del mecanismo en las distintas posiciones, en función del cambio angular de la horquilla, con el objetivo de calcular la componente longitudinal entre los apoyos extremos del amortiguador.

a. Análisis de variación angular y deformación lineal

Para establecer comparaciones analíticas, se precisa la respuesta dinámica de los muelles, dentro de un rango de funcionamiento lineal; es decir, en condiciones de rigidez constante, y despreciando las pérdidas cinéticas por los efectos de histéresis. Se establece la deformación axial del amortiguador en función del ángulo instantáneo de la horquilla, según la Ecuación 24.

$$\delta_a = \delta_a(\theta_h) \quad \text{Ecuación 24}$$

La deformación axial de amortiguador de los modelos estudiados, respecto a la inclinación de la horquilla, indica que el modelo propuesto genera mayores deformaciones en el muelle frente a las mismas variaciones externas, aumentando progresivamente en la zona de compresión. Mientras que la relación de los resultados calculados del modelo tradicional es casi lineal. (Ver Figura 90).

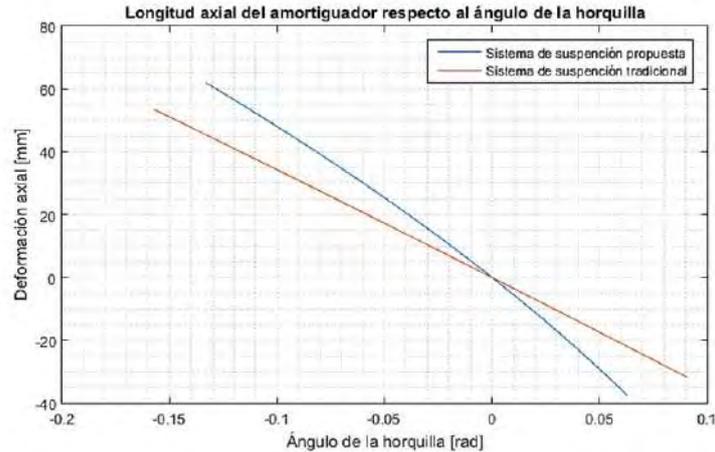


Figura 90. Resultados de la variabilidad longitudinal del sistema de suspensión.
Fuente: Elaboración propia.

Según la Ley de Hooke, el valor aproximado de la tensión elástica ejercida sobre el resorte, es directamente proporcional a la elongación axial del mismo, hasta antes del punto de máximo de deformación⁷¹; por lo que la fuerza de reposición dependerá de los resultados definidos según la Ecuación 24, obteniéndose, por consecuente la Ecuación 25.

$$F_k = k_a \cdot \delta_a(\theta_h) \quad \text{Ecuación 25}$$

El modelo propuesto aprovecha mejor la rigidez del resorte helicoidal, deformando un **67.17%** más que el modelo tradicional.

b. Análisis del cambio angular y velocidad de deformación lineal

Asimismo, la relación de la variabilidad longitudinal, respecto al tiempo; en función a los parámetros previamente hallados, quedando expresado en la Ecuación 26. Por lo tanto, el valor determinante de la fuerza de amortiguación resulta ser la derivada de la deformación axial respecto a la inclinación de la horquilla.

$$v_a = \frac{d\delta_a}{dt} = \frac{d\delta_a(\theta_h)}{d\theta_h} \cdot \frac{d\theta_h}{dt} = \frac{d\delta_a(\theta_h)}{d\theta_h} \cdot \dot{\theta}_h$$

$$F_c = c_a \cdot v_a$$

$$F_c = c_a \cdot \left(\frac{d\delta_a(\theta_h)}{d\theta_h} \right) \cdot \dot{\theta}_h \quad \text{Ecuación 26}$$

El planteamiento matemático para la simular el sistema de amortiguación, con el objetivo de simplificar el cálculo de las ecuaciones diferenciales considera como variable principal la inclinación de la horquilla y sus derivadas respecto al tiempo.

⁷¹ C.Giancoli, D. (2006). *FISICA. Principios con aplicaciones. Sexta edición.* Mexico: Pearson Educación.

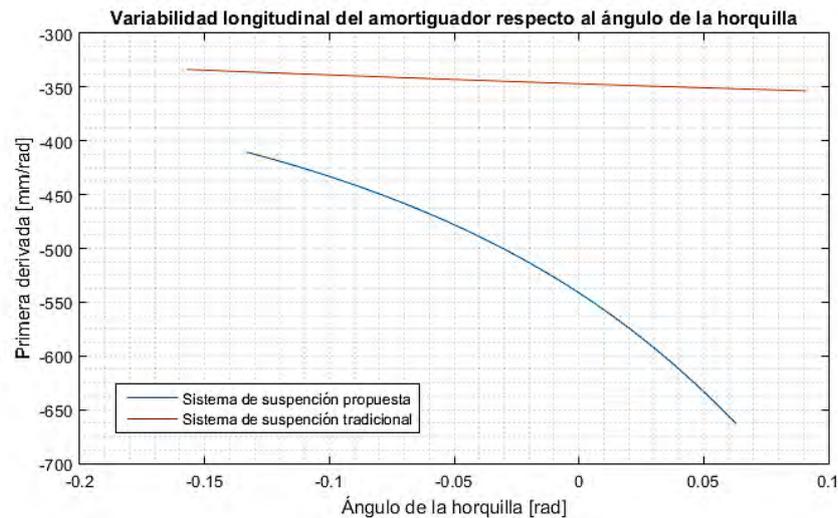


Figura 91. Resultados de la variabilidad angular del sistema de suspensión.
Fuente: Elaboración propia.

Por lo tanto, resulta útil realizar el estudio de los efectos longitudinales de monoshock, en función de la inclinación de la horquilla basculante y las variaciones instantáneas, para despejar las demás variantes cinemáticas angulares, como se muestra en la Figura 91.

El sistema tradicional representa un modelo de deformación axial respecto a la inclinación casi lineal; y, por ende, una tasa de cambio longitudinal respecto al ángulo de inclinación casi constante.

No obstante, el sistema de suspensión propuesto representa un modelo progresivo, con una tendencia a aumentar los valores de variabilidad en la zona de compresión.

El modelo propuesto aprovecha mejor la acción del amortiguador, resultando una mayor variabilidad promedio, referencial al ángulo posicional y la velocidad angular instantánea, de hasta en un **41.93%**.

3.7. Estudio del radio de acción equivalente de momento angular

Dado que la fuerza aplicada por el amortiguador varía según la posición y la velocidad angular instantánea y en función a la variabilidad preestablecidas en el anterior apartado, se establece una función que define el radio equivalente de palanca con el objetivo de continuar simplificando el modelo del sistema de suspensión.

3.7.1. Radio de acción equivalente respecto al amortiguador

Debido a la geometría del mecanismo de suspensión propuesto, la determinación del momento angular provocada por la deformación del amortiguador hacia la horquilla se torna complejo, principalmente si se tratar de definir una función que describa el valor de torsión equivalente, el cual, según la Ecuación 27, depende del radio de palanca y la fuerza aplicada.

$$\bar{M}_{hor} = \bar{r}_1 \times \bar{F}_a \quad \text{Ecuación 27}$$

$$\begin{aligned} \bar{M}_{hor} &= \bar{r}_1 \times \bar{u}_a \cdot F_a \\ M_{hor} &= r_{equ.1} \cdot F_a \end{aligned}$$

El sistema de suspensión propuesto se compone principalmente por un mecanismo de pivoteo superior actuando sobre el amortiguador; añadiendo entonces una componente dinámica y haciendo más complejo el cálculo.

Según las coordenadas, la expresión del radio de palanca depende también de la posición del pivote superior, como se expresa en la Ecuación 28.

$$r_{equ.1}(\theta_h) = \left[(\bar{r}_{b/o1} \times \bar{u}_{b/e}) - (\bar{r}_{c/o1} \times \bar{u}_{c/d}) \cdot \frac{[(\bar{r}_{e/o2} \times \bar{u}_{e/b}) \cdot \bar{u}_z]}{[(\bar{r}_{d/o2} \times \bar{u}_{d/c}) \cdot \bar{u}_z]} \right] \cdot \bar{u}_z \quad \text{Ecuación 28}$$

Asimismo, se realiza el cálculo para determinar el radio de acción equivalente del amortiguador, respecto al centro de pivoteo de la horquilla; cuyos resultados se grafican en la Figura 92.

El sistema de suspensión tradicional representa un modelo de radio casi invariable, en función al ángulo de inclinación de la horquilla.

Sin embargo, el sistema propuesto tiene mayores efectos en la zona de compresión del amortiguador; lo que resulta beneficioso para la rápida recuperación de la posición inicial.

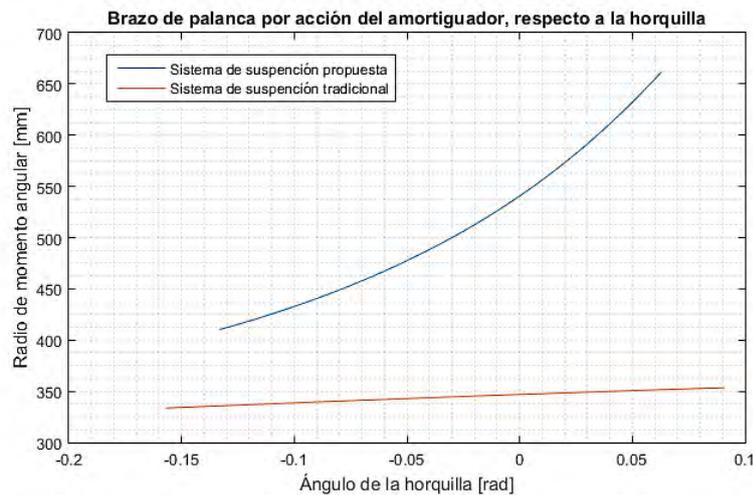


Figura 92. Resultados de radio de acción del amortiguador respecto a la horquilla.
Fuente: Elaboración propia.

3.7.2. Radio de acción equivalente respecto a la rueda neumática

La fuerza de deformación de la rueda neumática posterior, también repercute sobre el sistema dinámico de la horquilla basculante del sistema de suspensión propuesto, adicionando un torque originado en la coordenada del eje central de la

rueda, expresado en la Ecuación 29; que depende de la inclinación de la horquilla y la fuerza de reacción neumática con dirección vertical.

$$\bar{M}_{hor'} = \bar{r}_2 \times \bar{F}_n \quad \text{Ecuación 29}$$

$$\begin{aligned} \bar{M}_{hor'} &= \bar{r}_2 \times \bar{u}_y \cdot F_n \\ M_{hor'} &= r_{equ.2} \cdot F_n \end{aligned}$$

La expresión del radio de palanca equivalente de la reacción de la rueda neumática, que simplifica el cálculo para la determinación de los parámetros cinemáticos de la horquilla, se resume a la Ecuación 30, la cual depende únicamente de la inclinación.

$$r_{equ.2}(\theta_h) = (\bar{r}_{a/o1} \times \bar{u}_y) \cdot \bar{u}_z \quad \text{Ecuación 30}$$

La expresión vectorial aplicada a la suspensión tradicional, es la misma, considerando al punto “A” como coordenada del eje central de la rueda posterior. Los valores resultantes son casi constantes en función al ángulo de inclinación; dependiendo únicamente de la distancia entre el eje de pivoteo de la horquilla, como se grafica en la Figura 93. Por lo que los efectos dinámicos serán de mayores, en el sistema de suspensión propuesto.

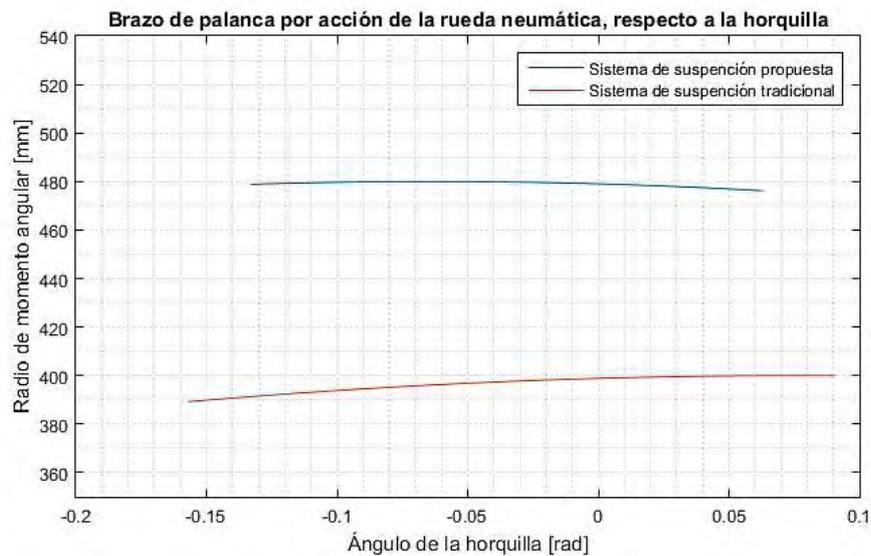


Figura 93. Resultados de radio de acción del amortiguador respecto a la horquilla.
Fuente: Elaboración propia.

3.8. Estudio cinemático del pivote superior del sistema de suspensión propuesto

El mecanismo de suspensión propuesto se compone por dos elementos basculantes, con centros de pivote ubicados en el bastidor; estos a su vez, giran de forma sincronizada y en sentido contrario, por medio de una barra conectora; otorgando al amortiguador una contracción en ambos sentidos.

El movimiento de la horquilla, es el responsable del giro del pivote; y es fundamental entender la relación cinemática entre ambos elementos; para completar el estudio integral del sistema de suspensión.

El pivote superior presenta un momento de inercia, por lo que provoca un momento angular en oposición a su propio movimiento haciendo más extenso el planteamiento matemático.

3.8.1. Ángulo de inclinación

Para simplificar el problema, es necesario conocer la relación de inclinación, graficada en la Figura 94; y posteriormente la velocidad y la aceleración angular del pivote, en función a la inclinación, la velocidad y aceleración de la horquilla. Haciendo uso de MATLAB, se determina el ángulo del pivote y de la horquilla, como se despeja en la Ecuación 31.

$$\theta_p = \theta_p(\theta_h)$$

Ecuación 31

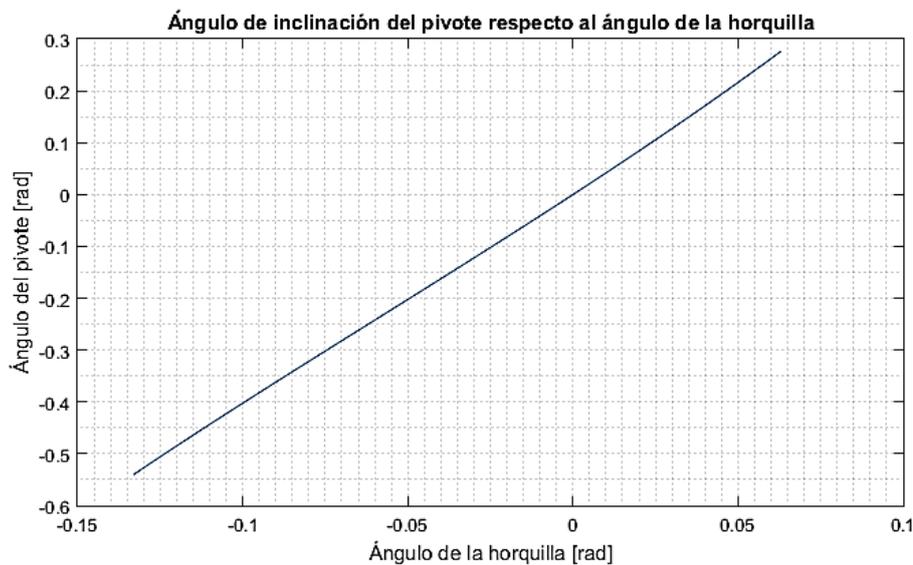


Figura 94. Ángulo de inclinación del pivote superior, en función al ángulo de la horquilla.
Fuente: Elaboración propia.

3.8.2. Derivada del ángulo de inclinación

Calculando la derivada por diferencia finita progresiva de los datos angulares conocidos, se determina la relación entre la velocidad angular del pivote y la horquilla; con el objetivo de simplificar la función entre ambas velocidades angulares, expresado en la Ecuación 32. (Ver Figura 95)

$$\dot{\theta}_p = \frac{d\theta_p(\theta_h)}{d\theta_h} \cdot \frac{d\theta_h}{dt}$$

$$\dot{\theta}_p = \frac{d\theta_p(\theta_h)}{d\theta_h} \cdot \dot{\theta}_h$$

Ecuación 32

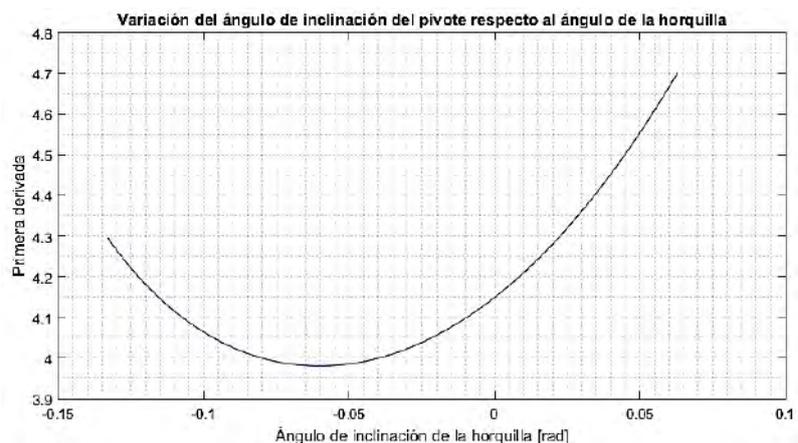


Figura 95. Primera derivada del ángulo de inclinación del pivote superior, en función al ángulo de la horquilla.

Fuente: Elaboración propia.

3.8.3. Segunda derivada del ángulo de inclinación

Finalmente, se calcula la segunda derivada de la función establecida inicialmente, como se grafica en la Figura 96, con el fin de establecer una relación matemática para determinar la aceleración angular del pivote superior, en función de los demás parámetros cinemáticos de la horquilla, como se detalla en la Ecuación 33.

$$\ddot{\theta}_p = \frac{d^2\theta_p(\theta_h)}{d\theta_h^2} \cdot \dot{\theta}_h + \frac{d\theta_p(\theta_h)}{d\theta_h} \cdot \ddot{\theta}_h \quad \text{Ecuación 33}$$

Habiéndose deducido la relación entre los parámetros cinemáticos de rotación, se puede lograr retroalimentar el algoritmo de la simulación del movimiento, con datos establecidos por " $\dot{\theta}_h$ " y " $\ddot{\theta}_h$ ", los cuales pueden ser determinantes a altas velocidades.

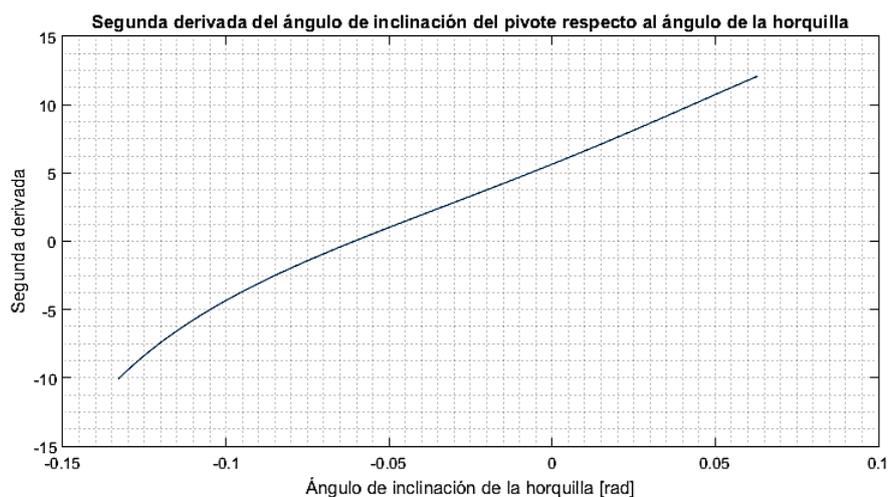


Figura 96. Segunda derivada del ángulo de inclinación del pivote superior, en función al ángulo de la horquilla.

Fuente: Elaboración propia.

3.9. Planteamiento matemático y simulación del sistema de suspensión propuesto

El alcance del estudio de los parámetros cinemáticos del sistema de suspensión, se limita bajo las condiciones de comportamiento lineal del amortiguador, dentro del rango elástico del resorte, sin considerar pérdidas por histéresis, es decir, con valores constantes de rigidez y amortiguación.

3.9.1. Asignación de variables cinemáticas

A continuación, se realiza el planteamiento matemático del sistema amortiguado, para el cálculo del cambio de las coordenadas, como producto de la variación de la cota superficial, durante el período transitorio y estacionario; y consecuentemente, se pretende definir los parámetros dinámicos experimentados por los cuerpos suspendidos.

La solución aproximada se define con intervalos finitos de tiempo, y valores constantes de aceleración; aplicando la técnica general de *Runge – Kutta*, mediante el *Método de Euler*⁷².

El algoritmo, debido a su facilidad de programación, es útil para llevar a cabo el análisis rápidamente; conociendo únicamente la segunda derivada para predecir y extrapolar linealmente los valores de velocidad y desplazamiento, dentro del rango establecido⁷³.

Los datos de interés para el análisis, que definen el movimiento de las masas suspendidas, quedan definidos en la Tabla 6. Donde " y_r " hace referencia al desplazamiento vertical del centro de gravedad de la rueda neumática e " y_o ", de los puntos de apoyo del chasis automotriz.

Tabla 6. Asignación de variables a los parámetros cinemáticos de las masas suspendidas.

| Parámetro cinemático | Superficie | Rueda | Bastidor | Horquilla |
|----------------------|-------------------|---------------------|---------------------|-------------------|
| Desplazamiento | w | y_r | y_o | θ_h |
| Velocidad | \dot{w} | \dot{y}_r | \dot{y}_o | $\dot{\theta}_h$ |
| Aceleración | \ddot{w} | \ddot{y}_r | \ddot{y}_o | $\ddot{\theta}_h$ |
| Sobreaceleración | $\ddot{\ddot{w}}$ | $\ddot{\ddot{y}}_r$ | $\ddot{\ddot{y}}_o$ | -- |

Fuente: Elaboración propia.

3.9.2. Asignación de parámetros inerciales

Los mencionados parámetros físicos representan el comportamiento cinemático de las masas suspendidas, y se modelan mediante un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias no lineales de segundo grado, tomando en cuenta las condiciones iniciales de contorno, detalladas en la Tabla 7.

Se establece que el movimiento de la rueda neumática (centro de gravedad), con respecto a la superficie de contacto, es puramente lineal y con recta de acción vertical, quedando definido la direccionalidad de los parámetros.

⁷² Pinilla, S. D. (1998). *Los métodos de Runge - Kutta en la resolución de ecuaciones diferenciales*. Zaragoza: Academia de Ciencias Exactas, Físicas, Químicas y Naturales de Zaragoza.

⁷³ C. Chapra, S., & P. Canale, R. (2007). *Métodos numéricos para ingenieros*. México: Mc Graw Hill.

Tabla 7. Asignación de momentos de inercia.

| Parámetros físicos | Horquilla | Pivoteo |
|--------------------|----------------------------------|----------------------------------|
| Momento de inercia | 4.0790 e+05 kg · mm ² | 7.3101 e+03 kg · mm ² |
| Masa | 7.55 kg | 1.18 kg |

Fuente: Elaboración propia.

3.9.3. Planteamiento matemático en coordenadas lineales de la rueda neumática

Según la Segunda ley de Newton (ley del movimiento), la aceleración de un objeto es inversamente proporcional a su masa y directamente proporcional a la fuerza neta que actúa sobre él⁷⁴, por lo que las fuerzas que actúan sobre el centro geométrico de la rueda, pueden definir la expresión matemática que describa su movimiento, quedando expresada en la Ecuación 34.

$$M_r \cdot \ddot{y}_r = \sum_i F_i$$

$$\ddot{y}_r(j) \cdot M_r = k_r \cdot [w(j) - y(j-1)] + c_r \cdot [\dot{w}(j) - \dot{y}(j-1)] + F_h(j-1)$$

$$\ddot{y}_r(j) = \frac{k_r \cdot [w(j) - y(j-1)] + c_r \cdot [\dot{w}(j) - \dot{y}(j-1)] + F_h(j-1)}{M_r} \quad \text{Ecuación 34}$$

La expresión " F_h ", representa el valor de la fuerza de reacción en el extremo de la horquilla, y es el producto de la deformación del muelle helicoidal; la cual depende del ángulo de inclinación de la horquilla, como resultado de los radios de acción, como se muestra en la Ecuación 35.

$$F_h = \frac{r_{equ.1}(\theta_h)}{r_{equ.2}(\theta_h)} \cdot F_a \quad \text{Ecuación 35}$$

La fuerza de reacción del amortiguador se determina a partir de las fuerzas definidas por la posición y velocidad angular de la horquilla, según la Ecuación 25 y Ecuación 26 respectivamente, dando como resultado la Ecuación 36.

$$F_a = F_k + F_c$$

$$F_a = \left[k_a \cdot \delta_a(\theta_h) + \left(c_a \cdot \frac{d\delta_a(\theta_h)}{d\theta_h} \right) \cdot \dot{\theta}_h \right] \quad \text{Ecuación 36}$$

Una vez hallado el valor de la aceleración de la rueda neumática, según la Ecuación 32, esta se considera constante durante un tiempo finito " t " (asignación iterativa); y se prosigue con el cálculo de los valores de desplazamiento y velocidad lineal en base de los datos pasados, mediante integración simple, quedando expresado en la Ecuación 37 y Ecuación 38.

$$\dot{y}_r(j) = \dot{y}(j-1) + t \cdot \ddot{y}_r(j) \quad \text{Ecuación 37}$$

$$y_r(j) = y_r(j-1) + t \cdot \dot{y}_r(j) \quad \text{Ecuación 38}$$

⁷⁴ Medina Domínguez, A., & Ovejero Sánchez, J. (2010). Leyes de Newton y sus aplicaciones. En Departamento de Física Aplicada, *Física I* (págs. 4-5). España: Universidad de Salamanca.

Es así que, hallado los valores de velocidad y posición instantáneos se estima el valor de la fuerza de reacción de la rueda neumática, según la Ecuación 39; la cual repercutirá en el sistema dinámico de la horquilla.

$$F_r = k_r \cdot [w(j) - y(j)] + c_r \cdot [\dot{w}(j) - \dot{y}(j)] \quad \text{Ecuación 39}$$

De la misma manera, para determinar la ecuación dinámica de la horquilla, la cual presenta movimientos de rotación y traslación, se analizan los efectos de las fuerzas de inercia y del amortiguador.

Por efectos prácticos, se considera únicamente la rotación del elemento, estableciendo el movimiento angular por la Ecuación 40.

$$I_h \cdot \ddot{\theta}_h \cdot \bar{u}_z = \sum_i \bar{r}_i \times \bar{F}_i \quad \text{Ecuación 40}$$

Igualmente, se determina la fuerza equivalente de empuje de la bieleta, resolviendo la misma ecuación dinámica, considerando el momento de inercia del pivote y las fuerzas resultantes en ambos apoyos laterales, quedando la fuerza resultante expresada en la Ecuación 41.

$$\begin{aligned} \sum \bar{M}_p &= I_p \cdot \ddot{\theta}_p \cdot \bar{u}_z \\ \bar{r}_{d/o1} \times \bar{F}_{d/c} + \bar{r}_{e/o2} \times \bar{F}_{e/b} &= I_p \cdot \ddot{\theta}_p \cdot \bar{u}_z \\ \bar{r}_{d/o2} \times (\bar{u}_{d/c} \cdot F_p) + \bar{r}_{e/o2} \times (\bar{u}_{e/b} \cdot F_a) &= I_p \cdot \ddot{\theta}_p \cdot \bar{u}_z \\ (\bar{r}_{d/o2} \times \bar{u}_{d/c}) \cdot F_p &= I_p \cdot \ddot{\theta}_p \cdot \bar{u}_z - (\bar{r}_{e/o2} \times \bar{u}_{e/b}) \cdot F_a \\ ((\bar{r}_{d/o2} \times \bar{u}_{d/c}) \cdot \bar{u}_z) \cdot F_p &= I_p \cdot \ddot{\theta}_p - ((\bar{r}_{e/o2} \times \bar{u}_{e/b}) \cdot \bar{u}_z) \cdot F_a \end{aligned}$$

$$F_p = \frac{I_p \cdot \ddot{\theta}_p - ((\bar{r}_{e/o2} \times \bar{u}_{e/b}) \cdot \bar{u}_z) \cdot F_a}{((\bar{r}_{d/o2} \times \bar{u}_{d/c}) \cdot \bar{u}_z)} \quad \text{Ecuación 41}$$

3.9.4. Planteamiento matemático de coordenadas angulares de la horquilla

El valor “ $\ddot{\theta}_p$ ” se determina mediante la Ecuación 30. Habiéndose establecido las condiciones dinámicas del pivote superior, se completa la expresión para determinar una expresión equivalente de la horquilla, según la Ecuación 42.

$$\begin{aligned} \sum \bar{M}_h &= I_h \cdot \ddot{\theta}_h \cdot \bar{u}_z \\ \bar{r}_{a/o1} \times \bar{F}_r + \bar{r}_{c/o1} \times \bar{F}_{c/d} + \bar{r}_{b/o1} \times \bar{F}_{b/e} &= I_h \cdot \ddot{\theta}_h \cdot \bar{u}_z \\ \bar{r}_{a/o1} \times (\bar{u}_y \cdot F_r) + \bar{r}_{c/o1} \times (\bar{u}_{c/d} \cdot F_p) + \bar{r}_{b/o1} \times (\bar{u}_{b/e} \cdot F_a) &= I_h \cdot \ddot{\theta}_h \cdot \bar{u}_z \\ \left(\left(\bar{r}_{a/o1} \times \bar{u}_y \right) \cdot \bar{u}_z \right) \cdot F_r + \left(\left(\bar{r}_{c/o1} \times \bar{u}_{c/d} \right) \cdot \bar{u}_z \right) \cdot F_p & \\ + \left(\left(\bar{r}_{b/o1} \times \bar{u}_{b/e} \right) \cdot \bar{u}_z \right) \cdot F_a &= I_h \cdot \ddot{\theta}_h \end{aligned}$$

$$\ddot{\theta}_h = \frac{[(\bar{r}_{a/o1} \times \bar{u}_y) \cdot F_r + (\bar{r}_{c/o1} \times \bar{u}_{c/d}) \cdot F_p + (\bar{r}_{b/o1} \times \bar{u}_{b/e}) \cdot F_a] \cdot \bar{u}_z}{I_h} \quad \text{Ecuación 42}$$

El movimiento de la rueda neumática es producido por la variación superficial, la cual provoca consecuentemente la rotación de la horquilla posterior, ocasionando una deformación axial en el actuador, amortiguado el movimiento.

Por lo tanto, es preciso conocer la relación de la variación angular de la horquilla respecto al ángulo inicial de equilibrio estático, en función a la posición de la rueda neumática; y determinar el valor de velocidad angular, respecto a la posición y velocidad instantánea de la rueda; según la Ecuación 43 y Ecuación 44 respectivamente.

$$\theta_h(j) = \theta_{h0} + 2 \cdot \theta_h(j-1) - \sin^{-1} \left[\sin(\theta_{h0} + \theta_h(j-1)) - \frac{y_r(j) - y_r(j-1)}{R} \right] \quad \text{Ecuación 43}$$

$$\dot{\theta}_h(j) = \dot{\theta}_h(j-1) - \frac{\dot{y}_r(j)}{R \cdot \cos(\theta_{h0} - \theta_h)} \quad \text{Ecuación 44}$$

Donde "R" es la distancia entre el eje de la rueda neumática y el eje de pivote de la horquilla. Dichos parámetros angulares, serán los valores referenciales para la determinación de los demás parámetros físicos que están en función de la inclinación de la horquilla.

Por lo tanto, el algoritmo de simulación queda completo al combinar las expresiones dinámicas de la Ecuación 43 y Ecuación 44; y las expresiones cinemáticas de la Ecuación 45 y Ecuación 46. Habiéndose encontrado el valor de aceleración angular de la horquilla posterior; se procede a hallar los valores de velocidad angular y ángulo de giro.

$$\dot{\theta}_h(j) = \dot{\theta}_h(j-1) + t * \ddot{\theta}_h(j) \quad \text{Ecuación 45}$$

$$\theta_h(j) = \theta_h(j-1) + t * \dot{\theta}_h(j) \quad \text{Ecuación 46}$$

Calculando los valores discretos del ángulo de la horquilla, y la posición del centro de la rueda neumática, se pueden estimar las coordenadas de los nodos que definen completamente al mecanismo.

3.10. Simulación de movimiento amortiguado y comparaciones analíticas

El sistema de amortiguación, en el presente caso, será sometido a una rampa de reducción de velocidad, de 100.00 mm de altura, y 1000.00 mm de longitud; con una velocidad de traslación de 2.0 m/s; durante un traslado total de seis metros.

Se contemplan 500.00 mm de longitud inicial sin alteraciones en la superficie, para visualizar el cambio de los parámetros cinemáticos, durante la oscilación de la rueda neumática y el bastidor.

3.10.1. Simulación de movimiento

Dadas las condiciones de marcha, se realiza la simulación de los modelos citados anteriormente, como se muestra en la Figura 97 y la Figura 98 respectivamente;

siguiendo el desarrollo iterativo planteado anteriormente, bajo las mismas condiciones de velocidad de traslación, y la forma de la pista; con el objetivo de desarrollar comparaciones analíticas para ambos casos, respecto a los diferentes parámetros cinemáticos y evaluar las fuerzas dinámicas críticas.

3.10.2. Análisis de la posición

Los resultados de la simulación, mostrados en la Figura 99, evidencian una notable mejora de la estabilidad del mecanismo y una mayor amortiguación de los defectos superficiales de la vía transitada, principalmente en los primeros instantes de confrontación con la rampa, minimizando notoriamente el desplazamiento del bastidor hasta en un **49.10 %** en su pico máximo.

El modelo propuesto reduce el impacto ocasionado por la rampa, haciendo más prolongada la distancia de deformación transitoria, para distinguirse lo mayor posible a la forma de la superficie. Haciendo que la oscilación disminuya en un **20.39 %**.

3.10.3. Análisis de la velocidad

El siguiente parámetro cinemático a evaluar, mostrado en la Figura 100, es la velocidad absoluta del punto referencial del bastidor, en relación a los valores de velocidad formada según el contorno de la pista, con el objetivo de resaltar diferencias.

Las velocidades del modelo propuesto, se mantienen un 47.26 % más bajas a las del modelo tradicional; inclusive, respecto a los valores referenciales de la rampa, disminuyendo sus efectos en un 15.16 %.

3.10.4. Análisis de la aceleración

Para comparar el grado de confort de los modelos de suspensión, se determinan los parámetros dinámicos responsables para definir las fuerzas experimentadas por las masas suspendidas sobre el bastidor.

El origen del movimiento de las masas suspendidas se produce por las mencionadas reacciones, y son directamente proporcionales a las aceleraciones provocadas por la amortiguación de las alteraciones de la pista, cuyos datos se grafican en la Figura 101.

Los efectos del modelo propuesto, presentan valores de aceleración menores en un 37.64 % a las del modelo tradicional. Sin embargo, dichos valores normales son mayores a los datos referenciales que describe la forma de la rampa, teniendo un movimiento mayor al punto de contacto de la rueda neumática respecto al suelo.

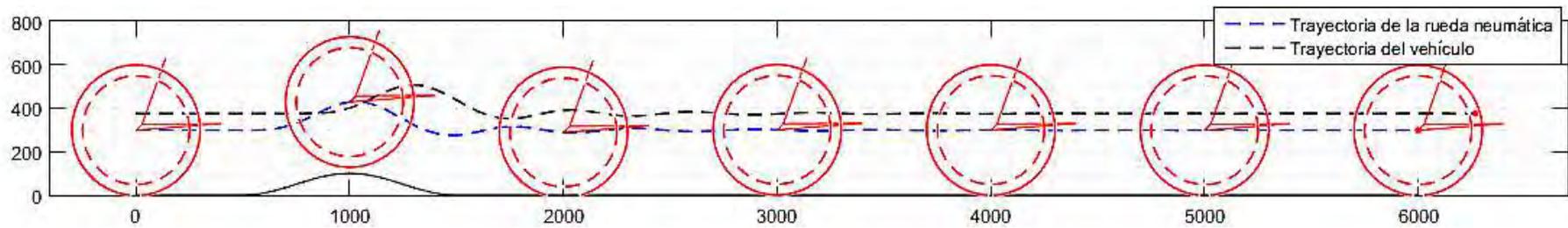


Figura 97. Simulación de sistema de suspensión tradicional.
Fuente: Elaboración propia.

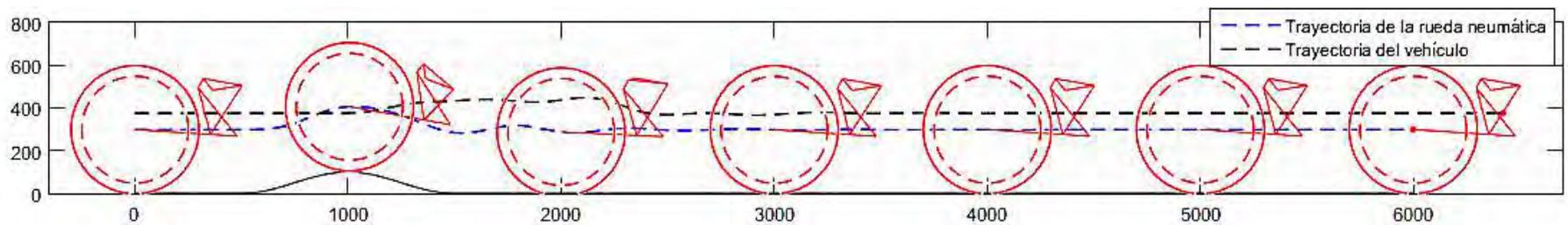


Figura 98. Simulación de sistema de suspensión tradicional.
Fuente: Elaboración propia.

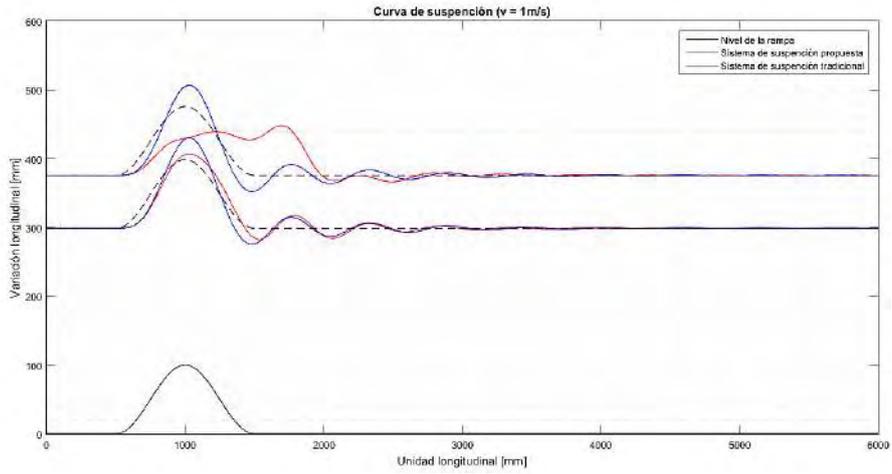


Figura 99. Curva de variación posicional de las masas suspendidas.
Fuente: Elaboración propia.

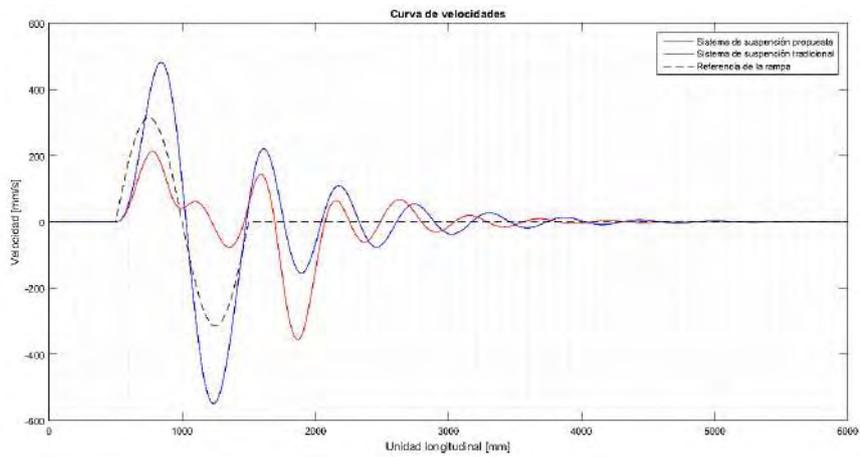


Figura 100. Curva de velocidades de las masas suspendidas.
Fuente: Elaboración propia.

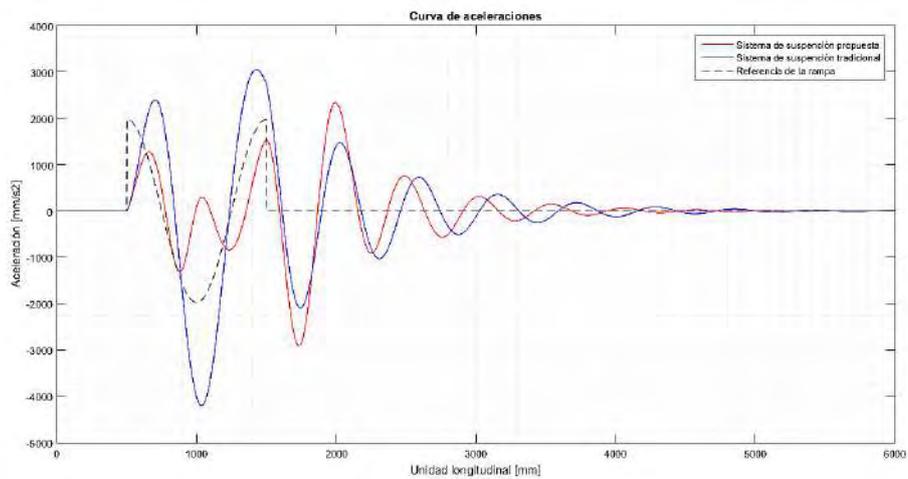


Figura 101. Curva de aceleraciones de las masas suspendidas.
Fuente: Elaboración propia.

3.10.5. Análisis de la sobreaceleración

Finalmente, se calcula el cambio instantáneo de la fuerza experimentada respecto al tiempo, para determinar el grado del impacto experimentado en el bastidor y transmitido directamente al conductor.

El parámetro que estima dichos efectos dinámicos es la aceleración del bastidor suspendido graficados en la Figura 102. El modelo propuesto disminuye sus efectos en un 15.58 %, a comparación del modelo tradicional, haciendo de este, un viaje más cómodo, estable y seguro.

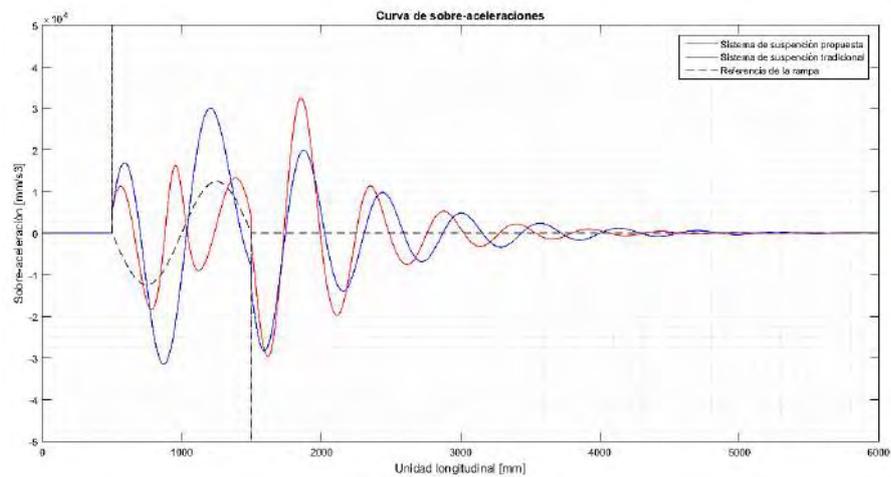


Figura 102. Curva de velocidades de las masas suspendidas.
Fuente: Elaboración propia.

3.11. Variación longitudinal de la cadena de arrastre de suspensión propuesta

El movimiento oscilatorio de la horquilla, debe coincidir aproximadamente con la recta de acción formada por el centro de la rueda neumática y el piñón de arrastre, procurando que la transmisión de potencia sea la máxima posible.

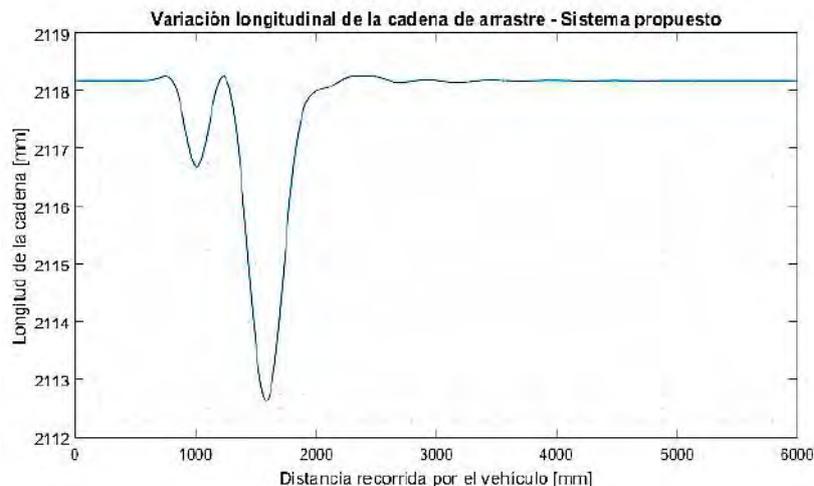


Figura 103. Curva de variación longitudinal teórica de la cadena, respecto al ángulo de inclinación de la horquilla.
Fuente: Elaboración propia.

A su vez, el desplazamiento angular, no debe provocar un estiramiento excesivo en la cadena, ni viceversa, pudiendo causar fatiga por tensión, o una salida repentina sobre la catalina. Debido a esto, se estiman los valores de longitud nominal de la cadena, mostrados en la Figura 103, formado por el arco circunferencial del piñón de ataque, y la catalina de arrastre; y las rectas tangenciales formadas por ambas, durante el tiempo de suspensión, para evaluar el riesgo de la integridad del sistema de transmisión.

La variación angular de la horquilla, provoca un cambio longitudinal menor a los 5.61 mm; el cual es un valor aceptable para mantener la cadena lo suficientemente templada, sin perjudicar el funcionamiento de la misma.

3.12. Análisis de la fuerza de arrastre y comparación analítica

En el presente apartado, se realiza el estudio analítico de la fuerza normal de contacto entre la rueda neumática, y la superficie del suelo; la cual determina la fuerza tangencial de arrastre que impulsa al vehículo.

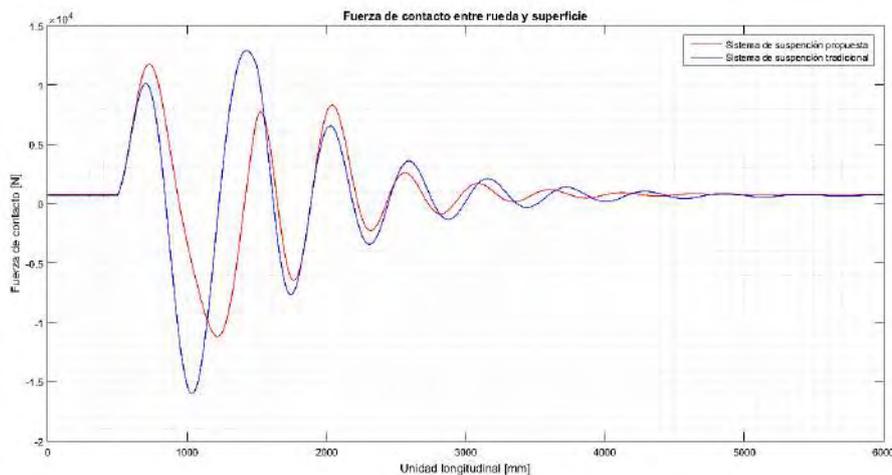


Figura 104. Curva de la fuerza de arrastre del vehículo.
Fuente: Elaboración propia.

Dicha fuerza se estima a partir de la elongación radial de la rueda, y la velocidad con la que se deforma la rueda neumática, oscilando entre los valores de reacción inicial, graficada en la Figura 104. Resulta que la fuerza de contacto ejercido por el sistema de suspensión tradicional es un **13.39 %** mayor a la que puede ofrecer el sistema propuesto.

El mecanismo puede resultar más eficiente amortiguando las irregularidades del terreno; sin embargo, disminuye la reacción normal, reduciendo la fuerza tangencial durante el periodo de suspensión; pudiendo compensar estas pérdidas, usando una rueda neumática con mayores valores de arrastre.

3.13. Diseño de mecanismos de suspensión

Conociendo los valores de la masa e inercia de los elementos suspendidos y no suspendidos; y los valores de rigidez y amortiguación característicos del actuador y la rueda neumática, se pueden calcular las reacciones resultantes sobre los apoyos de laterales de los elementos estructurales, graficado en la Figura 105.

El mayor valor de reacción del amortiguador, experimentado durante el período de suspensión, y la posición instantánea de la misma, serán referenciales para determinar la criticidad de los elementos del mecanismo.

La fuerza del amortiguador en el pico más alto, de **5.48 kN**, actúa sobre los elementos de suspensión por medio de los conectores articulados; permitiendo determinar las cargas de manera independiente sobre los apoyos cada elemento del mecanismo. Una vez calculadas las cargas, se grafica el diagrama de cuerpo libre, para la simulación de los esfuerzos haciendo uso SOLIDWORKS.

Se determina finalmente que los elementos mecánicos de la suspensión propuesta, se mantienen siempre dentro del rango elástico del material ASTM 36; según las simulaciones realizada con los resultados teóricos (fuerzas vectoriales) obtenidos, mostradas en el Apéndice C.

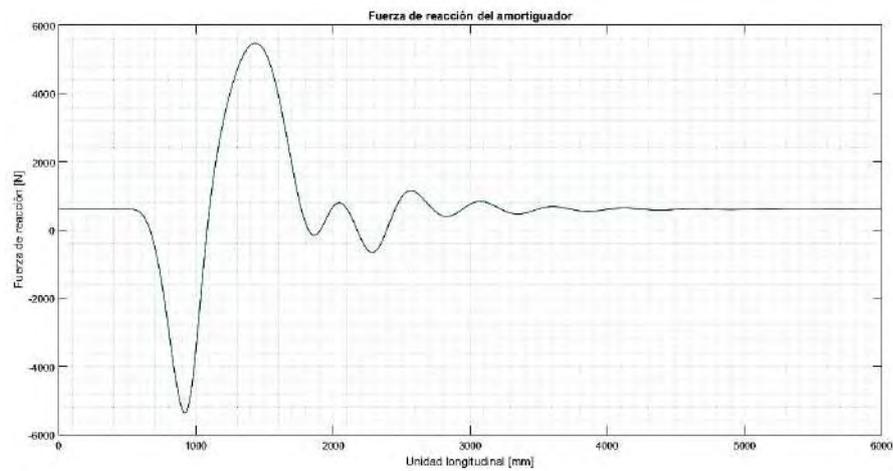


Figura 105. Curva de la fuerza de arrastre del vehículo.

Fuente: Elaboración propia.

Capítulo 4

Perfeccionamiento de propuesta de rampa de acceso al vehículo

En el presente capítulo se describen los mecanismos de accionamiento de la rampa de acceso, instalada en la parte posterior del vehículo de las versiones anteriores, y se propone un mecanismo que rescate las ventajas y perfeccione las deficiencias presentadas en las experiencias anteriores.

Las dimensiones de la plataforma, según el modelo promedio de sillas de ruedas, debe contemplar un ancho mayor a 750.00 milímetros, para garantizar un acceso seguro. No obstante, según la altura establecida entre la superficie del vehículo y el suelo, la rampa desplegada debe tener una longitud final de 1000.00 milímetros, para lograr una pendiente permitida de inclinación, de aproximadamente de 17.5° , según la pendiente permitida en la Figura 106.

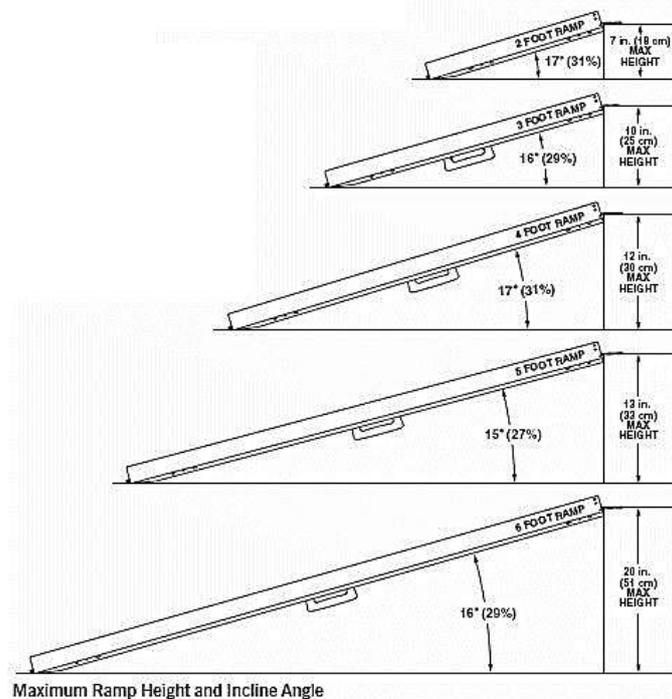


Figura 106. Inclinación máxima de rampa.
Fuente. <https://www.phc-online.com>⁷⁵

⁷⁵ Guía del comprador de rampas. (<https://www.phc-online.com>)

A lo largo de los años, las versiones del TRIDISC han ido desarrollado diferentes tipos de rampas, y mecanismos de accionamiento; con el objetivo de conseguir un procedimiento de ingreso automatizado, y un accionamiento más seguro y silencioso.

Establecer el ingreso por la zona posterior, tiene como finalidad optimizar el espacio y la geometría externa de la carrocería, ya que permite hacer uso de una de las caras perimetrales; sin necesidad de ocupar el interior o zonas laterales del vehículo.

Asimismo, el ingreso frontal del conductor permite el directo posicionamiento de la silla frente a los comandos de control, sin necesidad de realizar maniobras adicionales.

En resumen, el ingreso del conductor se realiza entre las ruedas posteriores; para reducir las dimensiones del vehículo, y aumentar la estabilidad de la conducción, dado que permite reducir la pendiente de inclinación de la rampa y la altura del centro de gravedad integral.

El ingreso del conductor al vehículo, implica un proceso de accionamiento del mecanismo para el despliegue de la plataforma, por lo que resulta beneficioso que el discapacitado pueda localizarse y asegurarse, quedando directamente con el volante de dirección; sin la necesidad de realizar maniobras adicionales en el interior, como se muestra en la Figura 107.

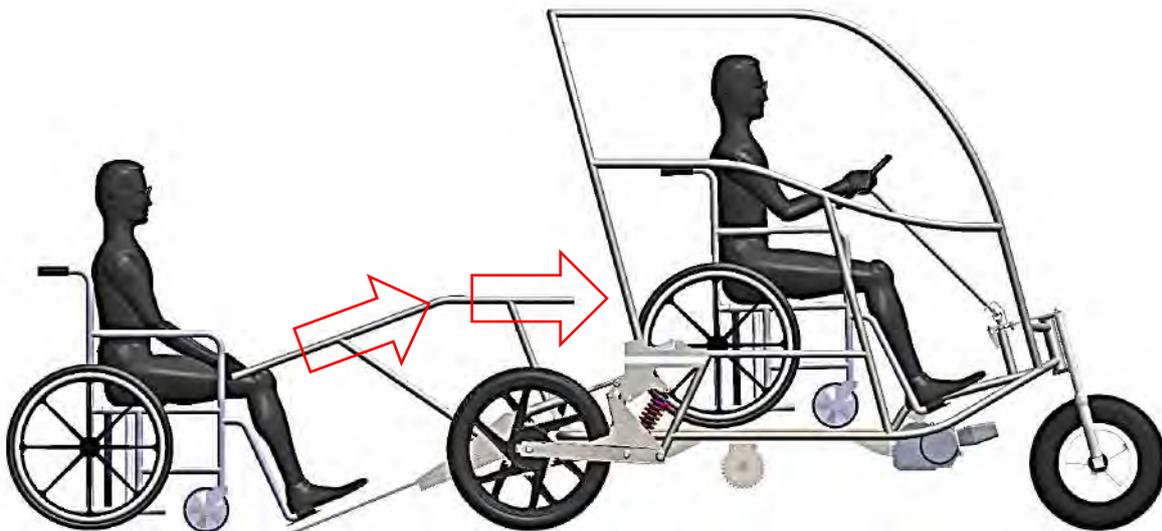


Figura 107. Esquema de acceso al vehículo.
Fuente. Elaboración propia.

Debido a que las personas con movilidad limitada requieren de ayudas técnicas específicas, se ha determinado considerar las medidas antropométricas básicas de las personas con discapacidad aplicadas al diseño de los espacios, detallando las medidas antropométricas tanto estáticas como dinámicas y su relación con el espacio construido, con el fin de definir las dimensiones mínimas requeridas ⁷⁶.

⁷⁶ CDMX. (2016). *Manual de Normas Técnicas de Accesibilidad*. Ciudad de México: Instituto para la Integración al Desarrollo de las Personas con Discapacidad de la Ciudad de México.

En la Figura 108, Figura 109 y Figura 110, se detallan las respectivas dimensiones y los términos utilizados en los planos de estudio del cuerpo humano, proporcionando información para el diseño y distribución de los elementos y espacios accesibles.

Considerando las medidas referenciales según el Manual de Normas Técnicas de Accesibilidad, se dimensiona las áreas de ingreso y cabina de conducción, como se presenta en la Figura 111 y Figura 112.

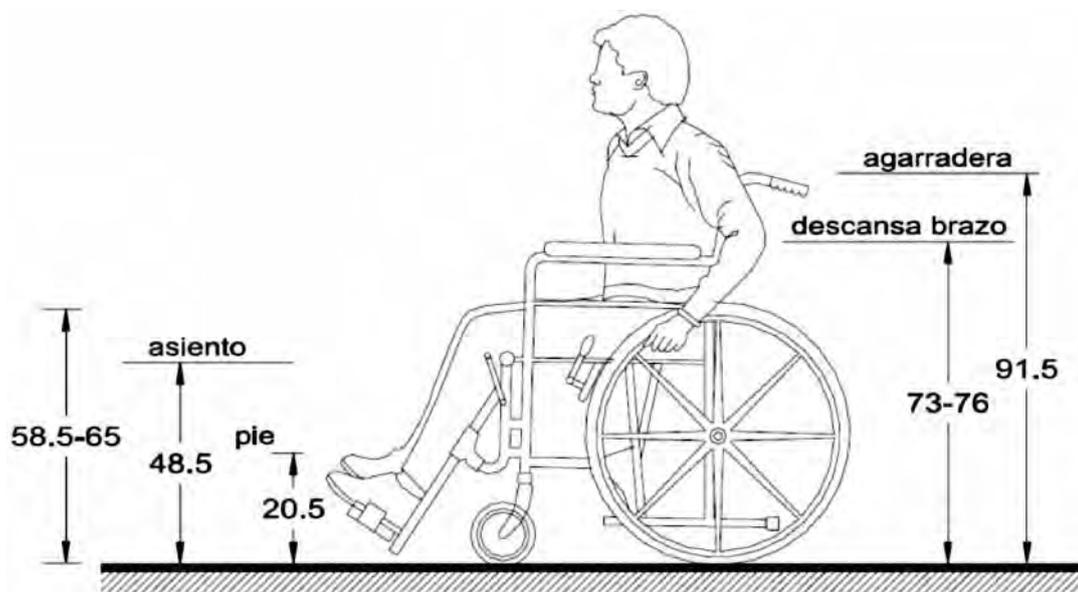


Figura 108. Medidas en posición estática, vista sagital izquierda.
Fuente. Manual de Normas Técnicas de Accesibilidad.

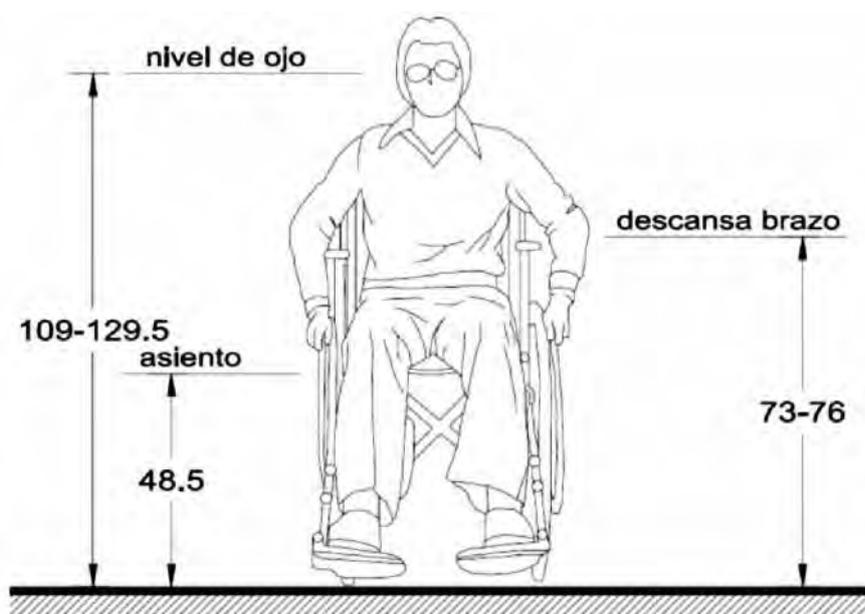


Figura 109. Medidas en posición estática, vista coronal o ventral.
Fuente. Manual de Normas Técnicas de Accesibilidad.

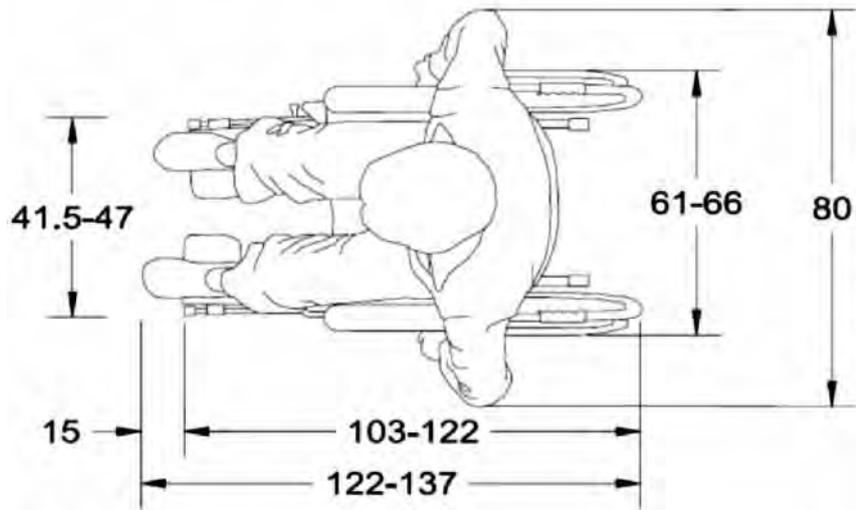


Figura 110. Medidas en posición estática, vista trasversal superior (planta).
Fuente. Manual de Normas Técnicas de Accesibilidad.



Figura 111. Medidas de diseño. Vista frontal. TRIDISC.
Fuente. Elaboración propia.

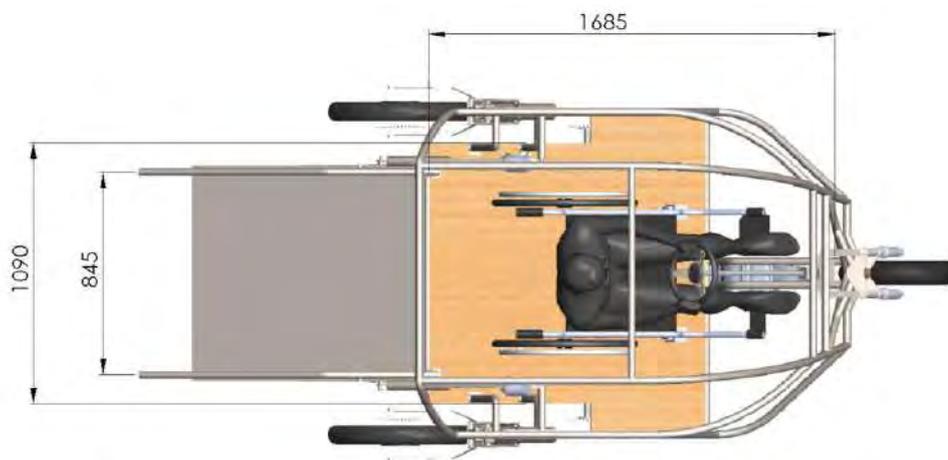


Figura 112. Medidas de diseño. Vista de planta. TRIDISC.
Fuente. Elaboración propia.

4.1. Accionamiento mecánico con trinquete

La primera versión del vehículo, contempló una rampa de acceso desplegada por un mecanismo de trinquete radial accionada por la fuerza misma del conductor. Sin embargo, el procedimiento presentaba ciertas dificultades, implicando grandes demoras e incomodidad para la entrada.

4.1.1. Descripción

La propuesta del TRIDISC desarrollada en el año 2013, presentó una rampa de acceso conformada por una plataforma pivotante, desplegada mediante un trinquete multiplicador de fuerza, ubicada en un extremo del vehículo, la cual subía y bajaba, mediante cables conectados a un apoyo fijo de la rampa.

Este mecanismo era accionado de manera manual, a través de una palanca de funcionamiento cíclico, como se grafica en la Figura 113.

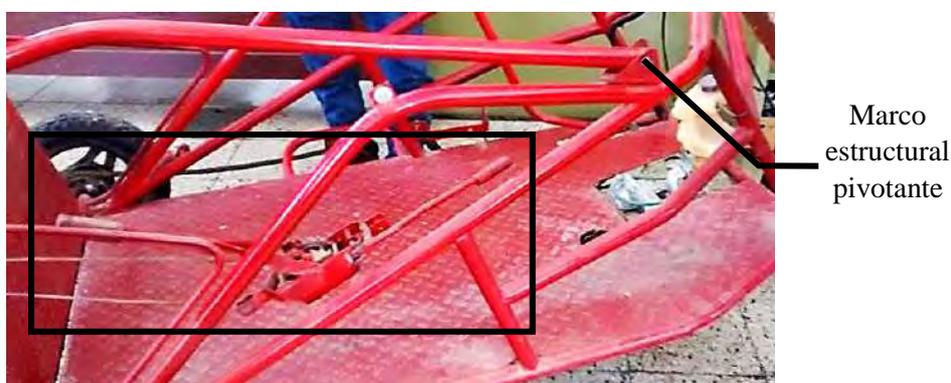


Figura 113. Fotografía del trinquete para levante de rampa de ingreso.
Fuente. TRIDISC (Memoria fotográfica). Curso MDI 2013.

El trinquete seleccionado, similar al mostrado en la Figura 115, funcionaba en una posición fija ubicada en la estructura lateral del chasis automotriz. Como se mencionó, el extremo del cable tensor se encontraba conectada a la rampa pivotante, quedando templada durante el repliegue y retorno, por la acción misma del peso.

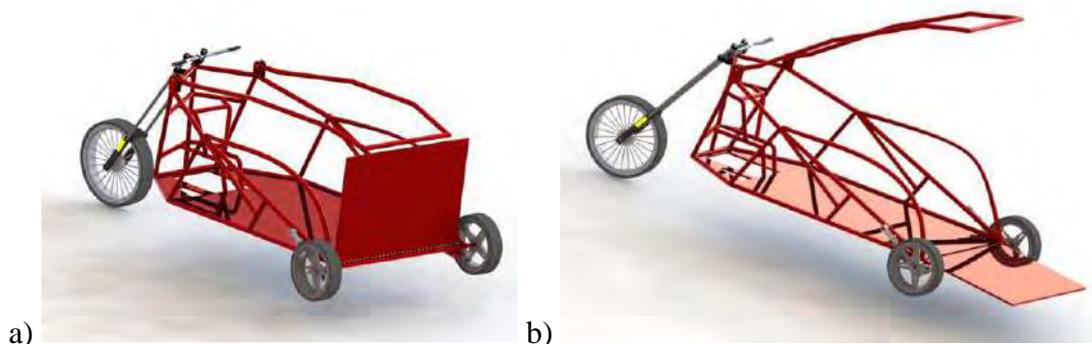


Figura 114. Esquema tridimensional del funcionamiento de la rampa de acceso.
a) Cierre de ingreso b) Apertura de ingreso de TRIDISC (2013)

Fuente. Rodríguez, R. (2015). *Innovación en la enseñanza de mecánica dinámica bajo el principio pedagógico de aprender haciendo.*

Debido a que no presentaba un punto de fijación que anule cualquier fuerza externa que inicie el movimiento, se adicionó un marco estructural, que se desplegaba para asegurar a la plataforma, minimizando posibles vibraciones. Este se señala en la Figura 114.

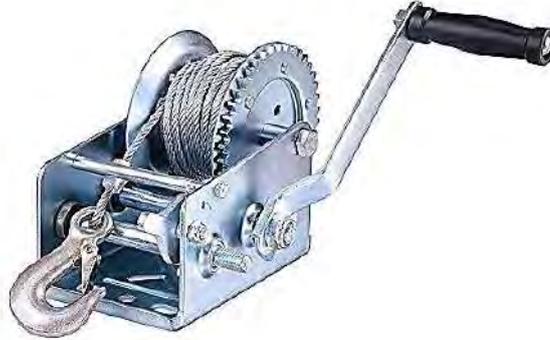


Figura 115. Rease Joy 1100Kgs (2500 lbs.) Manual Hand Winch Cable

Fuente. <https://oman.desertcart.com> (Tienda web)

4.1.2. Ventajas y desventajas

Esta propuesta de repliegue es una alternativa económica, de fácil mantenimiento y sencilla implementación, pero resulta una práctica tediosa y monótona, dado que el conductor debe posesionarse a un costado del vehículo antes de ingresar y realizar la maniobra de tracción del trinquete, hasta bajar completamente la rampa.

Posteriormente, al ingresar al vehículo por la rampa inclinada, debe volver a maniobrar la palanca para retornar a su posición inicial, y asegurar la plataforma con el marco estructural, resultando un proceso complicado y reiterativo.

4.2. Mecanismo electromecánico con barras y engranaje

Haciendo referencia a la experiencia del año 2013, en el 2014 se asignó a otro grupo de estudiantes del curso de mecánica dinámica (MDI), para plantear mejoras con respecto a la propuesta anterior.

Una de las consignas del proyecto fue el perfeccionamiento de la rampa de ingreso, mediante un mecanismo que reemplace el accionamiento manual del conductor, de tal modo que sea automática y segura.

4.2.1. Descripción

Se realizaron algunos cambios del modelo anterior, entre ellos el aumento de la longitud de la rampa, ya que la pendiente inicial era de 25.00° , y el conductor tenía ciertos inconvenientes para ingresar. Posteriormente se aumentó el largo de la rampa, obteniendo un ángulo final de 11.00° , para evitar el retroceso por efectos gravitacionales ⁷⁷

⁷⁷ (2014). *Mejoramiento del vehículo trimóvil destinado para personas discapacitadas*. Piura: Curso Mecánica Dinámica.



Figura 116. Fotografía del mecanismo de engranajes para levante de rampa de ingreso.
Fuente. TRIDSC (Memoria fotográfica). Curso MDI 2014.

La propuesta del mecanismo de repliegue de la rampa, mostrada en la Figura 116, fue una adaptación de un mecanismo automotriz, semejante al usado para levantar el vidrio de ventana; conformado por dos barras conectadas en forma de tijeras, y accionados por medio de una barra intermedia impulsada por un engranaje reductor, conectado a un motor eléctrico capaz de mover una masa de 5.0 kg.

La adaptación del mecanismo mostrado en la Figura 117, consiste en fijar la barra central al bastidor, y apoyar la rampa a un polín conectado en el extremo opuesto de la barra pivotante. Se compone, además, por un disco dentado reductor conectado al piñón del motor eléctrico, girando en función a la torsión del mismo y cuyo movimiento es transmitido a las barras iniciales por medio de una barra intermedia.



Figura 117. (1984-1994) Ford Tempo Topaz Front Driver's Side Power Window Regulator W/O Motor
Fuente. <https://www.ebay.com> (Tienda web)

El mecanismo descrito presenta un grado de libertad, otorgando autonomía y única dependencia del movimiento, según el funcionamiento del motor eléctrico; siendo ventajoso por la simplificación del proceso.

Cabe resaltar que el desplazamiento es aproximadamente lineal al desplazamiento angular del piñón, resultando apropiado para la función destinada. Para sustentar dicha hipótesis, se plantea realizar el estudio integral del mecanismo, bajo condiciones normales de operación.

Como se detalla en la Figura 118, el sistema de engranajes para el repliegue de la rampa, consta de una transmisión por engranajes rectos, originando el movimiento consecutivo de dos barras pivotantes, generando finalmente el movimiento de subida y bajada. Este mecanismo funciona con la ayuda de un motor el cual permitirá el accionamiento integral de manera automatizada con la ayuda de un swith manual⁷⁸.

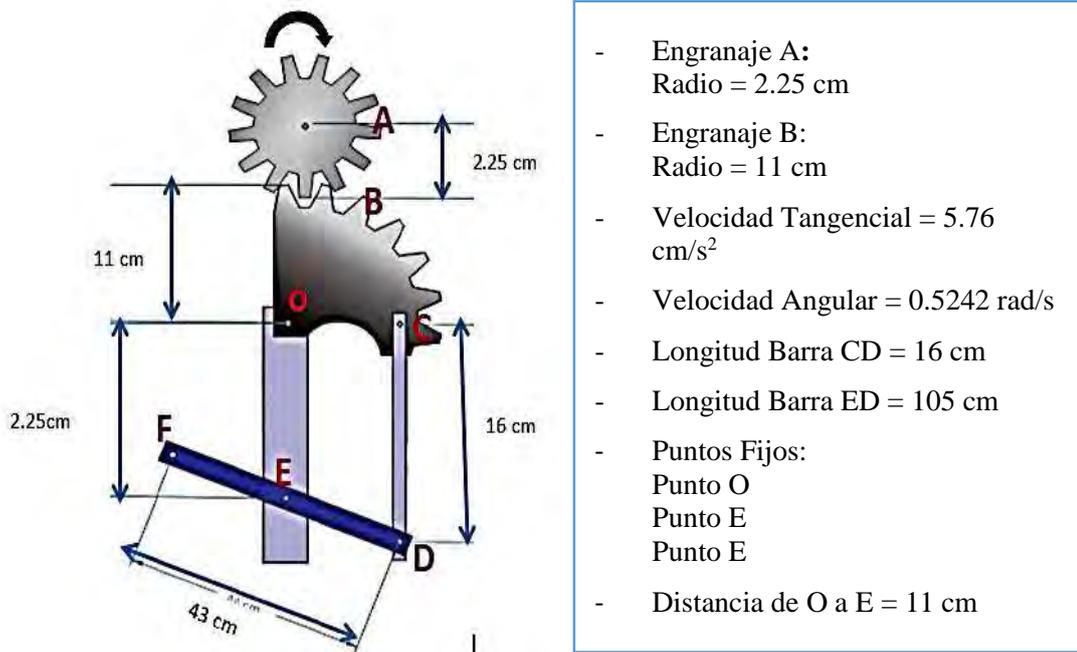


Figura 118. Mejoramiento del vehículo trimóvil destinado para personas discapacitadas

Fuente. Trabajo Semestral Mecánica Dinámica, Navarro y col. Universidad de Piura, diciembre 2014. ⁷⁹.

Como referencia, los alcances técnicos y el estudio del mecanismo de la anunciada propuesta de rampa de ingreso. Para lo cual se plantea el desarrollo y simulación del movimiento de las barras de mecanismo de inclinación, en función al giro del motor, mediante la plataforma de cálculo MATLAB, usando la nomenclatura mostrada en la Figura 118, para las coordenadas del mecanismo de giro.

4.2.2. Simulación del movimiento

Los resultados de la simulación quedan graficados en la Figura 119, y tienen como objetivo continuar con el cálculo de los parámetros cinemáticos y dinámicos de las barras y nodos que definen al mecanismo de accionamiento.

⁷⁸ *Ibídem.* (2014). *Mejoramiento del vehículo trimóvil destinado para personas discapacitadas.*

⁷⁹ *Ibídem.* (2014). *Mejoramiento del vehículo trimóvil destinado para personas discapacitadas.*

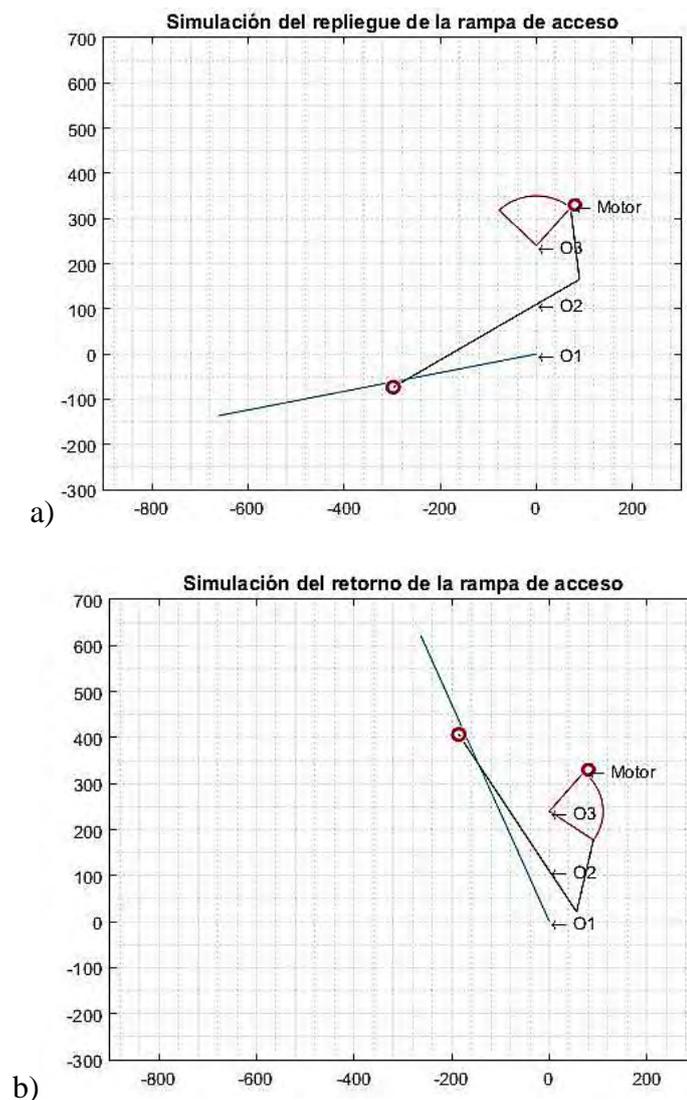


Figura 119. Simulación del movimiento de la primera propuesta de rampa de ingreso.

a) Repliegue. b) Retorno

Fuente. Elaboración propia.

Como se muestra en la Figura 119, la velocidad angular del engranaje de mayor diámetro es de aproximadamente 0.52 rad/seg, valor el cual define a través del cálculo matemático, los parámetros cinemáticos de las barras del mecanismo de repliegue, en función a la posición instantánea de la rampa.

El primer objetivo de estudio es identificar los efectos inerciales de la rampa pivotante durante la inclinación, haciendo referencia a la aceleración angular, reflejada en la principal fuerza inercial del mecanismo.

Por lo tanto, la relación entre el avance angular del engranaje central, y la pendiente de la rampa de ingreso, durante la operación de repliegue, debe ser aproximadamente lineal. El principal objetivo es minimizar los efectos inerciales de la masa pivotante en movimiento logrando una velocidad angular casi constante; con el objetivo de originar una aceleración será casi nula.

Como se muestra en la Figura 120, el algoritmo permite calcular los valores geométricos instantáneos que definen al mecanismo en movimiento, determinando la función característica planteada.

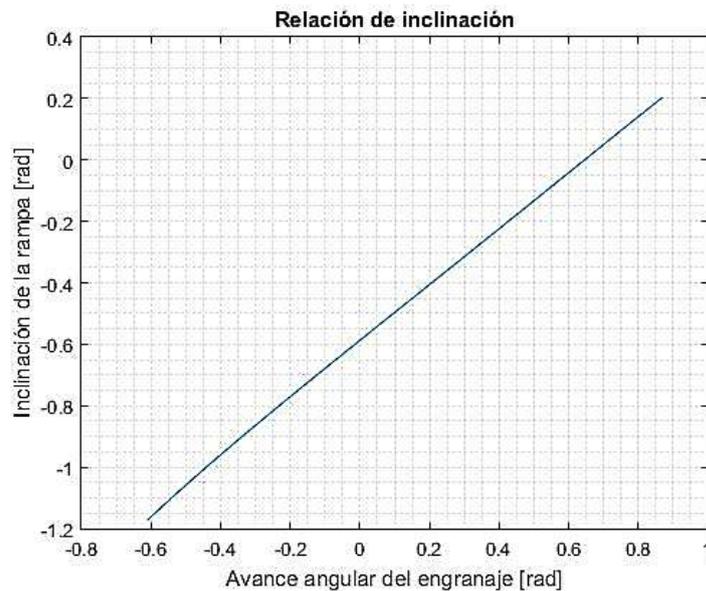


Figura 120. Inclinación angular de la rampa en función al avance angular del engranaje.
Fuente. Elaboración propia.

4.2.3. Análisis de la cinemática

Una vez establecida la geometría instantánea del mecanismo durante el repliegue, se estiman los parámetros cinemáticos en función al movimiento relativo de los engranajes principales, con el objetivo de determinar los efectos dinámicos inerciales de cada barra pivotante, principalmente de la rampa de ingreso.

Los resultados se grafican en la Figura 121 y Figura 122, mostrando la variación de la velocidad angular, y un cambio de signo en la aceleración angular, según la velocidad angular constante de 0.5242 rad/s del piñón motriz.

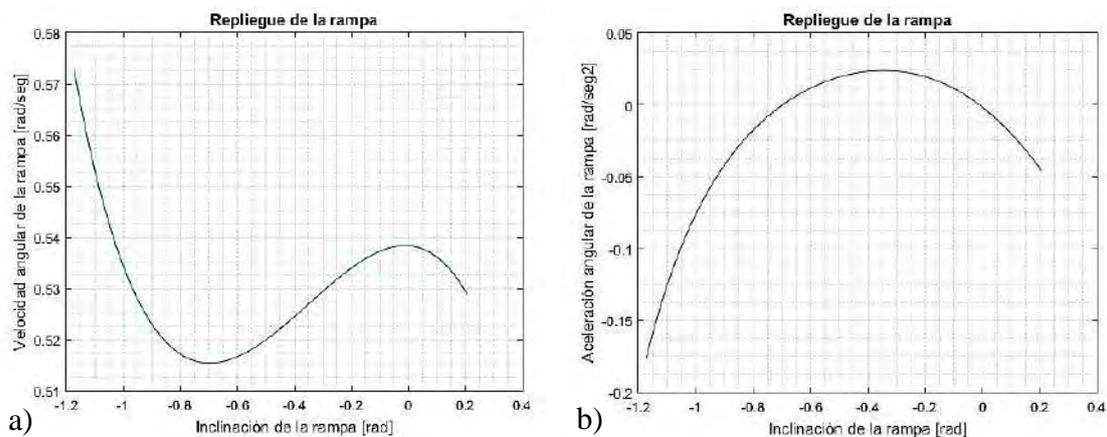


Figura 121. Velocidad y aceleración angular en función al ángulo de inclinación en repliegue.

a) Repliegue. b) Retorno

Fuente. Elaboración propia.

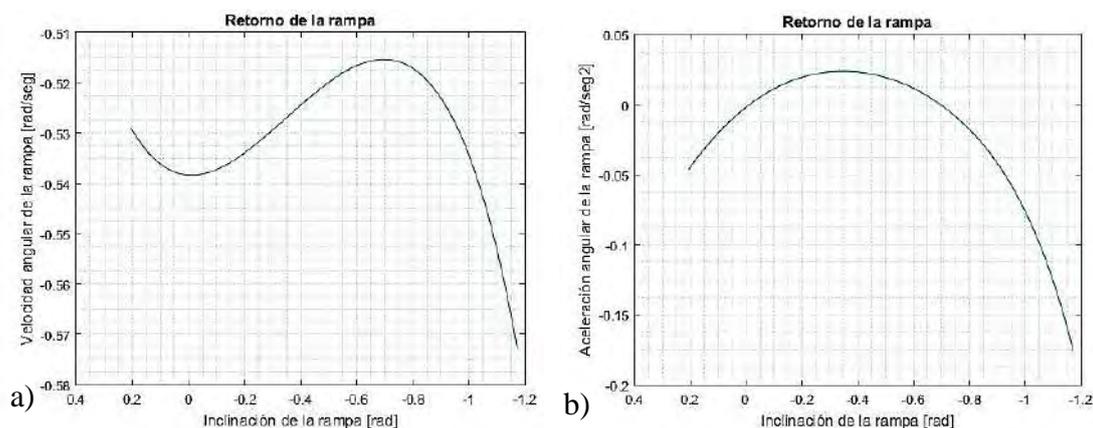


Figura 122. Velocidad y aceleración angular en función al ángulo de inclinación en retorno.

a) Repliegue. b) Retorno

Fuente. Elaboración propia.

4.2.4. Análisis de la torsión motriz

Conociendo las inercias de las barras conectoras, y los parámetros cinemáticos del mecanismo, se puede determinar la fuerza de empuje en el engranaje de mayor diámetro y, por consiguiente, el torque de accionamiento aplicado del motor eléctrico.

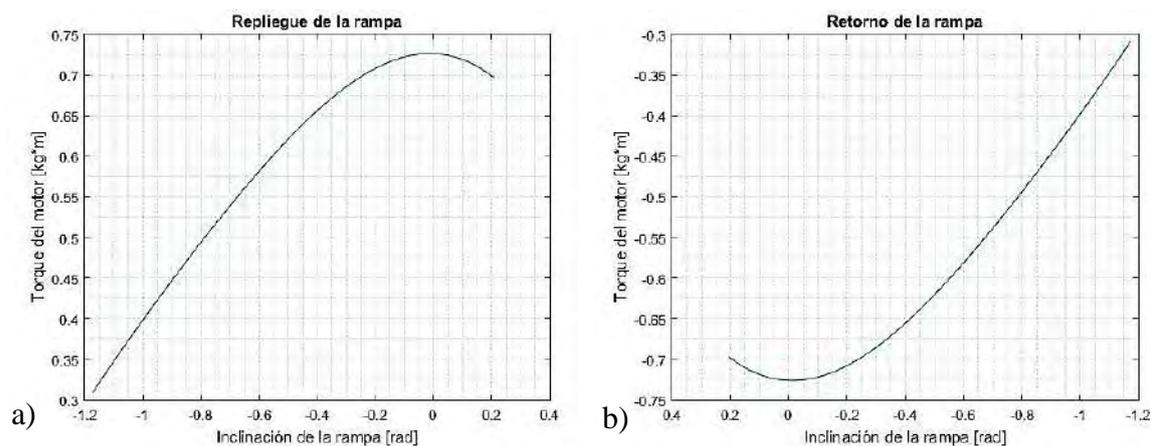


Figura 123. Torque de accionamiento en el motor electrico.

a) Repliegue. b) Retorno

Fuente. Elaboración propia.

Los valores de torsión, mostrados en la Figura 123, varían en función a la pendiente instantánea de la plataforma posterior de ingreso, coincidiendo el valor máximo de esfuerzo aproximadamente en la posición horizontal de la misma.

Por consiguiente, el motor eléctrico (usado para levantar vidrios) seleccionado para el accionamiento del mecanismo, cumple sin problemas con el requerimiento técnico del mecanismo; tanto durante el repliegue como en el retorno de la plataforma.

4.2.5. Ventajas y desventajas

Las pruebas de funcionamiento del vehículo indicaron que la implementación del mecanismo, en un solo lado, resultaba insuficiente para elevar la rampa. Al año

siguiente (2015), se adicionó el mismo mecanismo de elevación de rampa al lado opuesto del original, favoreciendo el funcionamiento y la autonomía del proceso durante el ingreso del conductor.

Sin embargo, el mecanismo presentaba inconvenientes de funcionamiento a causa de golpeteos, durante la conducción del vehículo. Dado que la barra de empuje que conecta con la rampa, muestra un polín de apoyo que trabaja por simple contacto. Por lo tanto, dicho elemento corre el riesgo de desprenderse, e iniciar golpeteos durante la conducción del vehículo.

4.3. Accionamiento electromecánico con tornillo sin fin

Otra opción analizada para el mecanismo de repliegue de la rampa, fue un actuador electromecánico lineal; compuesto por un motor eléctrico, un reductor de velocidad simple de engranajes rectos y un tornillo sin fin de rosca ACNE.

4.3.1. Descripción

La configuración de los elementos mecánicos, mostrados en la Figura 124, origina el empuje en un punto de la rampa, para el repliegue y retorno de la misma.

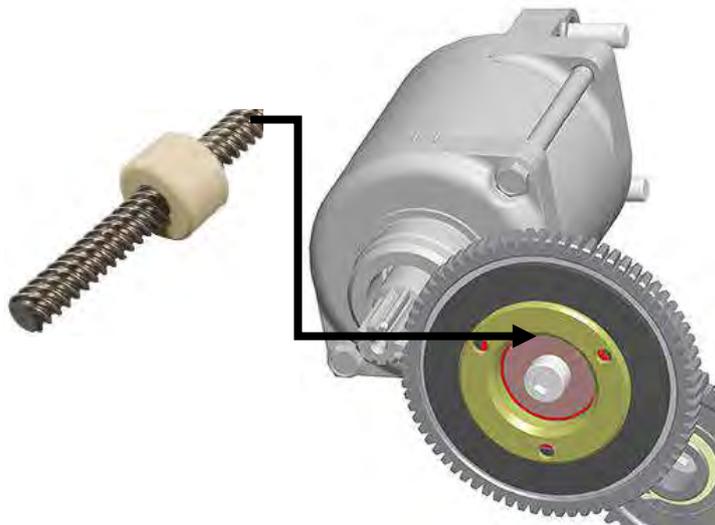


Figura 124. Elementos mecánicos para conformación del actuador electromecánico.
Fuente. Extraído desde <https://www.formulamoto.es>, en octubre del 2018.

El actuador lineal, mostrado en la Figura 125, presenta en el extremo del motor, un punto pivotante que se conecta a un pin fijo del bastidor. La tuerca móvil se conecta radialmente a un punto fijo de la rampa, restringiendo el giro y desplazándose a lo largo del eje roscado.

La selección de motor y los elementos mecánicos del actuador; considerando la fricción, las fuerzas gravitacionales, el diámetro y el paso del eje roscado, la constante de reducción de velocidad establecida por el radio de los engranajes, y la velocidad del motor eléctrico, requiere un mayor estudio para establecer el adecuado dimensionamiento de la fuente eléctrica; por ello se puede comprobar realizando un

previo análisis cinemático; y posterior cálculo las cargas dinámicas, la determinación de la fuerza crítica de empuje para el despliegue de la plataforma



Figura 125 Actuador electromecánico lineal ensamblado.
Fuente. Elaboración propia.

Para mejorar la entrada del conductor, se adiciona al mecanismo de la rampa, dos barandas desplegadas laterales a la plataforma, con el objetivo de añadir una estructura de apoyo, para facilitar el ingreso independiente del conductor por la zona posterior al vehículo.

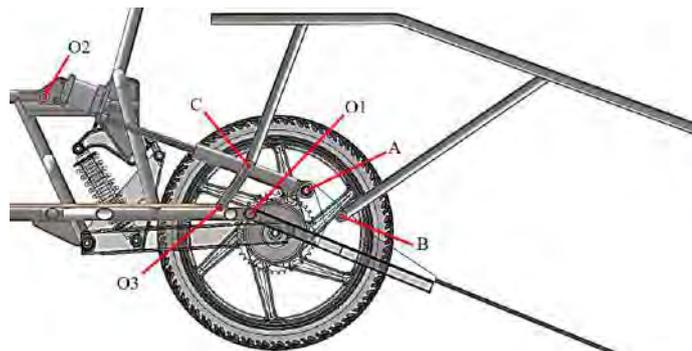


Figura 126. Mecanismo de repliegue de rampa de acceso.
Fuente. Elaboración propia.

Como se aprecia en la Figura 126, la baranda se conecta a la rampa y al bastidor, mediante una barra de estabilización intermedia comprendida entre el punto “O3” y el punto “C”, de tal manera que la inclinación de la plataforma, mostrada en la Figura 127, sea de manera sincronizada y automática de las barandas.

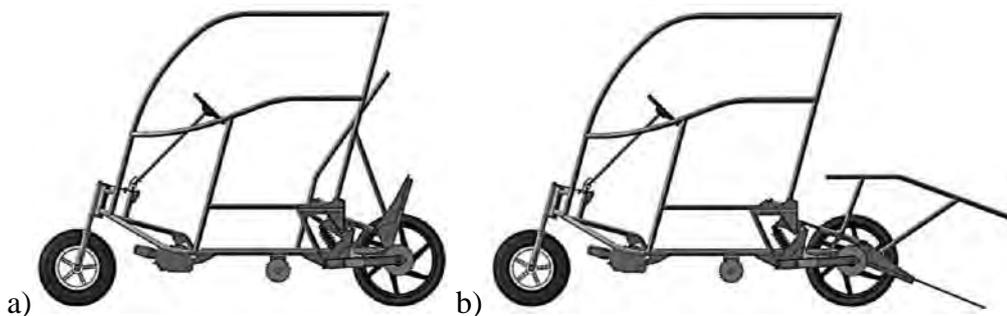


Figura 127. Mecanismo de repliegue de baranda lateral.
a) Repliegue. b) Retorno
Fuente. Elaboración propia.

Se considera que la altura eficaz de barra superior de apoyo de la baranda, estará a 60.0 centímetros respecto a la superficie de la plataforma en la posición final. A su vez, presenta un segmento final paralelo a la plataforma del chasis, a 50.0 centímetros.

4.3.2. Simulación del movimiento

El mecanismo está conformado por la rampa pivotante en su extremo, y accionador axial y una baranda desplegable. Los mencionados elementos se encuentran conectados entre sí, mediante conectores de pin pasante. Finalmente, las barras se conectan a puntos referenciales fijos ubicados tanto en el chasis automotriz, como en la rampa desplegable.

Se determina el movimiento de las barras durante el repliegue de la plataforma, de tal manera que se establezca una posición inicial, mostrada en la Figura 128, y final, mostrada en la Figura 129, definida según el requerimiento técnico fundado en forma de ingreso del conductor, y la conducción misma del vehículo.

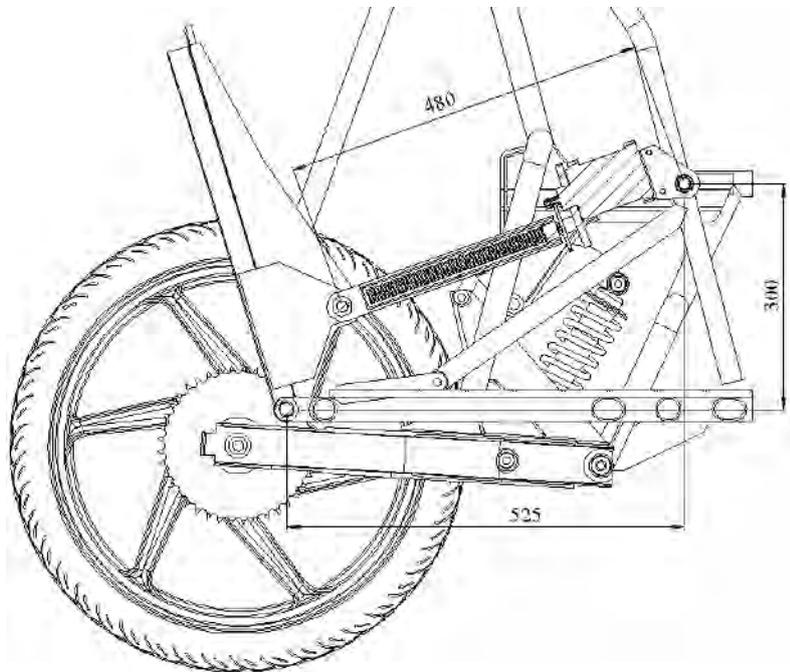


Figura 128. Posición inicial de la plataforma de ingreso posterior.

Fuente. Elaboración propia.

Las condiciones iniciales y finales, determinan las coordenadas referenciales fijas ubicadas en el chasis automotriz y rampa pivotante, las longitudes constantes de las barras, la directriz estructural de las barandas laterales de apoyo, la longitud inicial y final del pistón electromecánico, y la carrera del mismo.

Finalmente, el mecanismo de despliegue y retorno de la rampa, se simula mediante MATLAB, calculando las coordenadas de las barras que conforman al sistema móvil en función al desplazamiento de la tuerca, como se muestra en la Figura 130, con el objetivo de continuar con el cálculo de los parámetros dinámicos y cinemáticos de las barras y nodos que definen al mecanismo de repliegue.

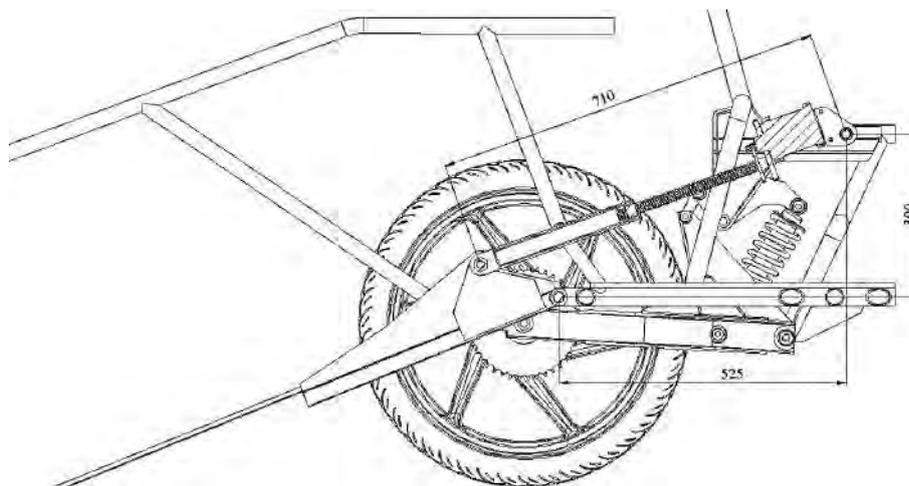


Figura 129. Posición final de plataforma de ingreso posterior.

Fuente. Elaboración propia.

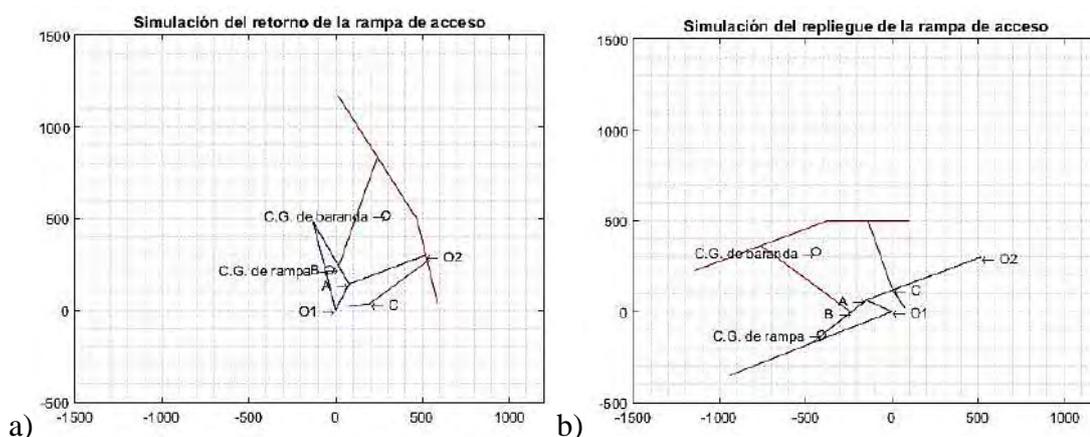


Figura 130. Simulación del movimiento del mecanismo – MATLAB.

a) Repliegue. b) Retorno

Fuente. Elaboración propia.

4.3.3. Relación de inclinación.

El avance longitudinal del accionador axial, produce un cambio angular en la rampa de ingreso, el cual se puede determinar únicamente resolviendo la geométrica variable del mecanismo de repliegue de la plataforma.

Dado que la velocidad relativa del pistón es constante, evaluando la relación entre las variaciones de posiciones de las barras, se pueden plantear mejoras.

Se desea que la rampa se incline con una velocidad casi constante, con el objetivo de minimizar los efectos inerciales de los elementos del mecanismo, y reducir golpeteos en los pines de sujeción, durante el proceso de inclinación.

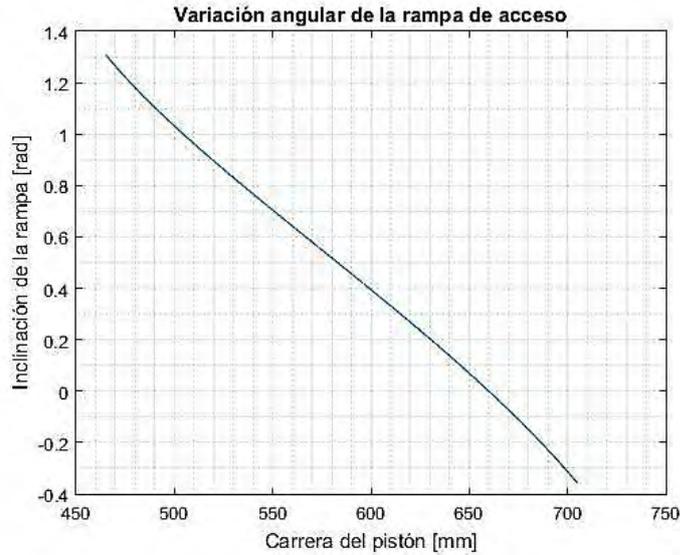


Figura 131. Ángulo de inclinación de la rampa de acceso, en función al desplazamiento relativo de la tuerca.
Fuente. Elaboración propia.

El movimiento de la rampa es provocado por el avance del pistón electromecánico, por lo tanto, la relación del ángulo de inclinación y la carrera instantánea, como se muestra en la Figura 131, debe ser una función casi lineal.

La correcta ubicación geométrica de los apoyos del pistón en la rampa y bastidor, determinarán la linealidad de las variables cinéticas enunciadas anteriormente. Por ende, la inclinación de la rampa, a una velocidad del pistón casi lineal, será a una velocidad radial aproximadamente constante, con aceleraciones casi nulas.

4.3.4. Velocidad lineal relativa del pistón electromecánico

Para determinar la velocidad relativa del accionador lineal se debe definir inicialmente la relación de transformación de velocidades entre el eje del motor eléctrico motriz y el eje roscado longitudinal.

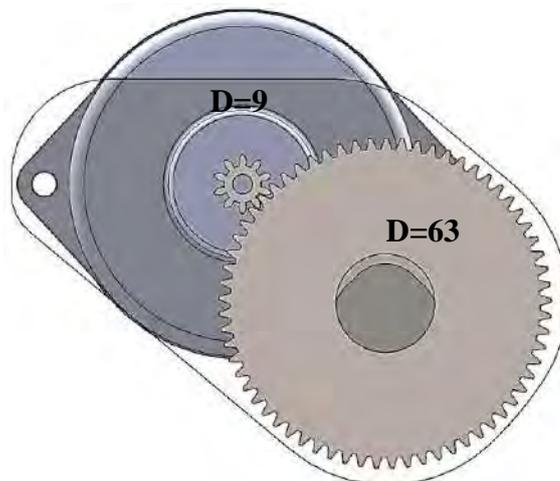


Figura 132. Relación de transmisión de los engranajes (1/7).
Fuente. Elaboración propia.

Dicho mecanismo está compuesto por un piñón de ataque, y un engranaje recto de mayor diámetro, como se visualiza en la Figura 132. La velocidad angular estacionaria del piñón de tracción, queda establecida por el punto de funcionamiento eficaz del motor eléctrico, de 1200 rpm.

Por lo tanto, la velocidad angular estacionaria del eje roscado, según la disposición del geométrica de los engranajes rectos, se calcula según la Ecuación 47.

$$w_{motor} = 1200 \text{ rev}/\text{min}$$

$$w_m = \frac{1200}{60} = 20 \text{ rev}/\text{seg}$$

$$w_{eje} = 20 \cdot \frac{9}{63} = 20 \cdot \frac{1}{7} = 2.85 \text{ rev}/\text{seg} \quad \text{Ecuación 47}$$

Posteriormente, se estima la velocidad lineal relativa de la tuerca, multiplicando el resultado de la Ecuación 47, por la relación de avance graficada en la Figura 133, según la Ecuación 48.

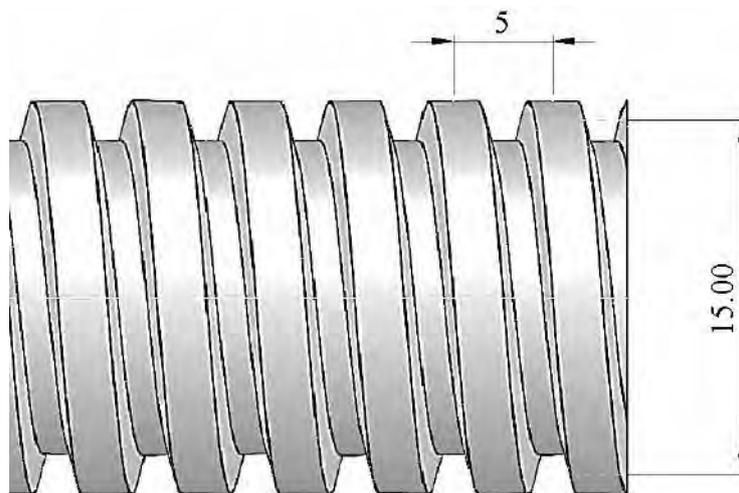


Figura 133. Detalle geométrico de la rosca del eje sinfín.
Fuente. Elaboración propia.

$$v_r = (2.85 \text{ rev}/\text{seg}) \cdot (5 \text{ mm}/\text{rev}) = 14.29 \text{ mm}/\text{seg} \quad \text{Ecuación 48}$$

4.3.5. Velocidad y aceleración angular de la rampa de acceso

Como se mencionó anteriormente, el análisis de los parámetros cinemáticos, se realiza mediante el mismo algoritmo planteado para simular el movimiento, cuyos resultados se muestran en la Figura 134 y Figura 135; el cual está en función al desplazamiento y velocidad lineal relativa de la tuerca.

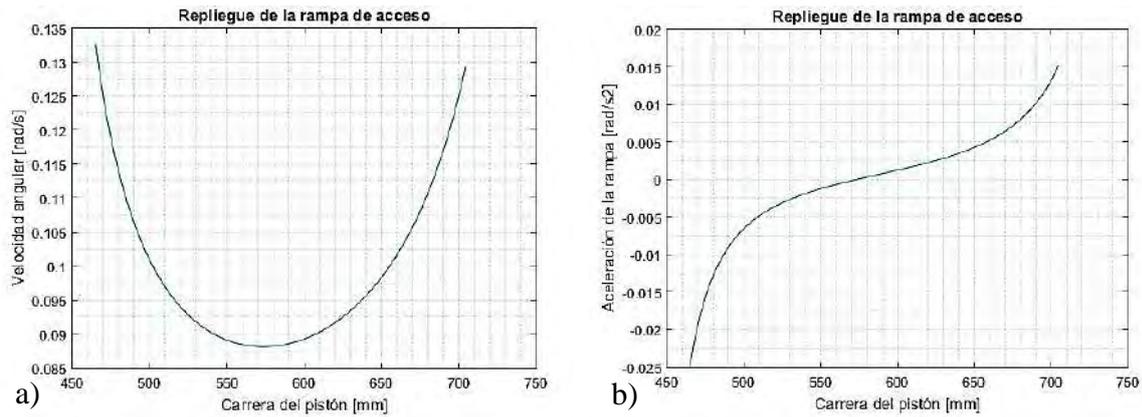


Figura 134. Parámetros cinemáticos durante el repliegue.

a) Velocidad angular. b) Aceleración angular.

Fuente. Elaboración propia.

Considerando la velocidad angular referencial del motor eléctrico, la relación de transmisión de los engranajes y el eje roscado, se determina la velocidad nominal del pistón electromecánico y, posteriormente, las diferentes variables cinemáticas de los elementos del mecanismo de despliegue.

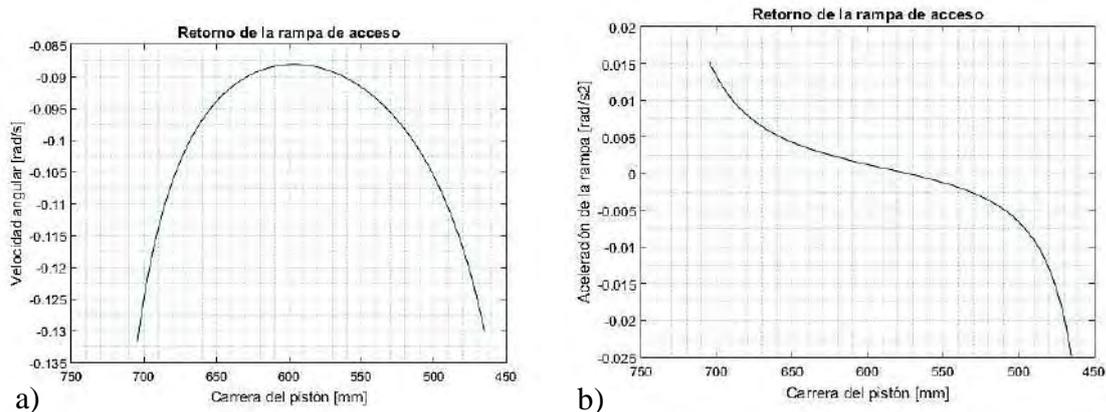


Figura 135. Parámetros cinemáticos durante el retorno.

a) Velocidad angular. b) Aceleración angular.

Fuente. Elaboración propia.

Como se mencionaba anteriormente, dichos valores determinan el movimiento del mecanismo de la rampa, y a pesar de presentar valores muy bajos, no son despreciables para determinar las aceleraciones resultantes del centro de gravedad de la rampa de acceso, las barandas laterales y el pistón electromecánico y estimar las fuerzas dinámicas durante el proceso repliegue y retorno.

4.3.6. Momento inercial de la rampa y tasa de cambio instantáneo

Cabe mencionar que la rampa está compuesta por dos plataformas, conectadas entre sí mediante una corredera de libre deslizamiento. Cada hoja de la rampa mide 500.00 mm, logrando medir hasta 1000.00 mm en total, cuando se encuentra superpuesta en la última posición de despliegue.

La hoja móvil se desplaza a causa de la fuerza gravitacional, como se muestra en la Figura 136, en función a la pendiente relativa de la plataforma, después de superar el valor de la fuerza de fricción estática inicial, repercutiendo sobre las condiciones inerciales de las masas pivotantes.

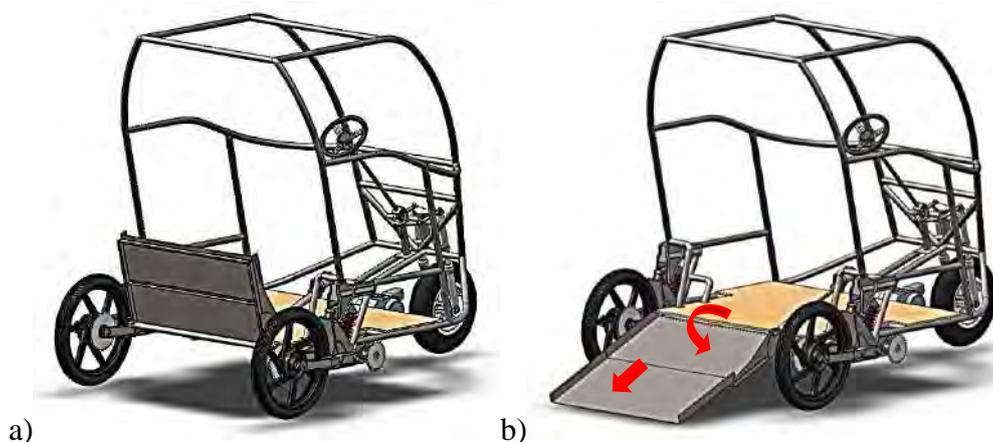


Figura 136. Esquema de rampa de acceso.

a) Repliegue. b) Retorno

Fuente. Elaboración propia.

a. Cambio posicional relativo de la rampa móvil

La segunda hoja de la rampa presenta un desplazamiento relativo a la directriz formada por el plano de la plataforma principal, para determinar la variación posicional del mismo, cuyos resultados se muestran en la Figura 137, se calculan los parámetros cinemáticos relativos en función a la fuerza gravitacional y centrífuga del mecanismo.

La velocidad relativa experimentada por la segunda hoja, depende de la gravedad y los coeficientes de fricción estático y cinético respecto a la corredera lateral, a su vez la velocidad y aceleración angular de la rampa.

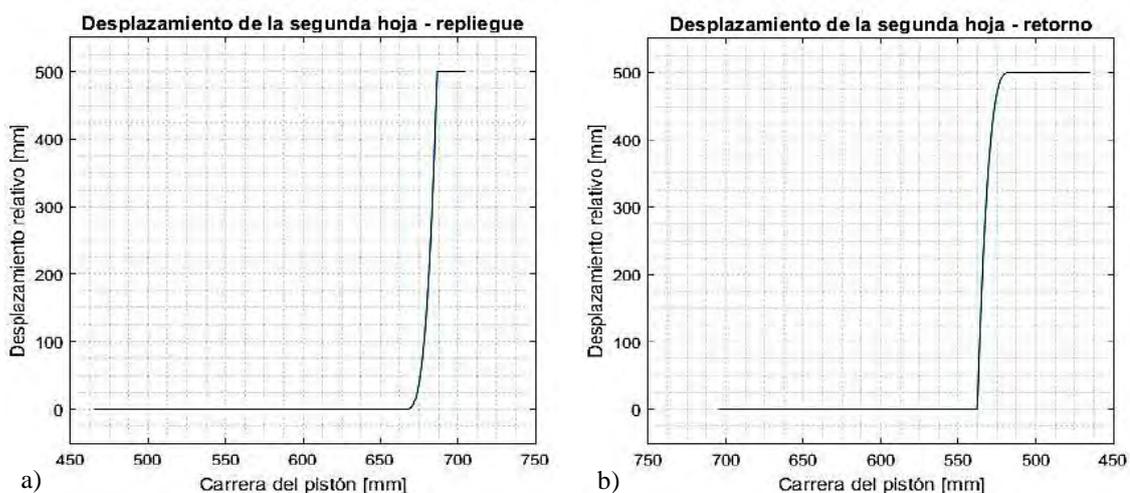


Figura 137. Desplazamiento relativo de la hoja móvil.

a) Repliegue. b) Retorno

Fuente: Elaboración propia.

b. Parámetros inerciales variables

El cambio posicional del centro de gravedad total de la rampa, durante el proceso de inclinación, produce fuerzas dinámicas variables que modifican la fuerza total externa del sistema inercial y, por consecuencia, la fuerza axial del actuador.

Dado que la rampa móvil actúa sobre un sistema material, cuya masa no permanece en su posición relativa constante en el transcurso del tiempo, por estar sometido a la gravedad; varía en función a la cantidad de movimiento instantáneo.

La segunda ley de Newton presenta ciertas limitaciones, ya que solo se aplica en un sistema de cuerpo libre de inercia constante. Sin embargo, los problemas de física que implican cambios de masa, se puede resolver mediante la generalización de la mencionada ley; planteando al problema según el momento de inercia instantáneo o niveles de energía cinético – potencial.

Cabe resaltar entonces, que el cambio repentino, mostrado en la Figura 136, origina una alteración inmediata sufrida por el motor eléctrico, pudiendo quedar expuesto al impacto, o quedando trabado sin finalizar la carrera.

$$\sum I M_i = \frac{d(I\bar{\omega})}{dt} = I\bar{\alpha} + \frac{dI}{dt} \bar{\omega} \quad \text{Ecuación 49}$$

Como se detalla en la Ecuación 49, resulta de gran importancia determinar el momento inercial de la rampa y su tasa de cambio respecto al centro de pivote, en función al desplazamiento relativo de la tuerca, para estimar con mayor exactitud la fuerza de accionamiento, y los impactos sobre las conexiones del mecanismo.

Los resultados obtenidos tienen como finalidad dimensionar las barras del mecanismo, el diámetro de los pines de conexión y definir el requerimiento técnico para diseñar al actuador.

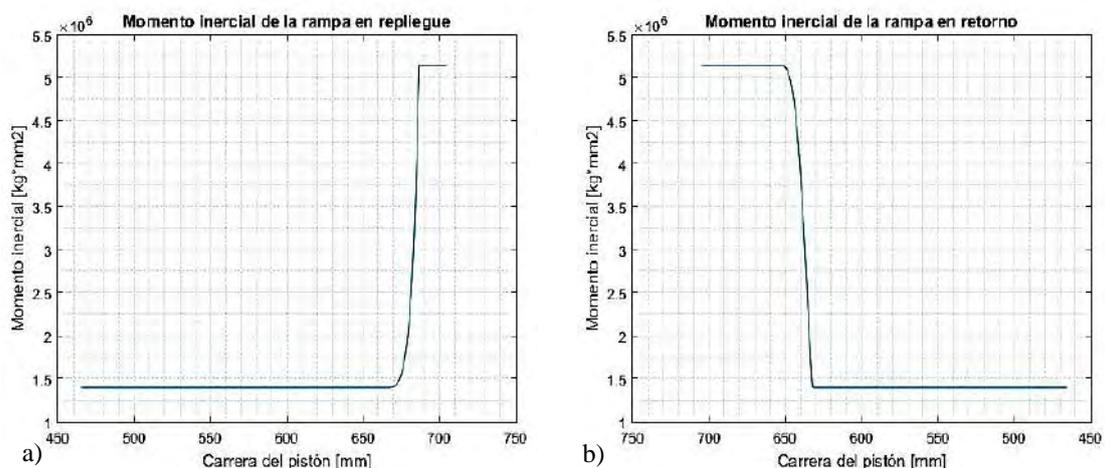


Figura 138. Momento inercial de la rampa instantánea respecto al desplazamiento relativo de la tuerca.

a) Repliegue. b) Retorno

Fuente. Elaboración propia.

Habiendo calculado los parámetros cinemáticos relativos de plataforma móvil, se estiman los datos de momento de inercia variable, según el teorema de Steiner; y la tasa de cambio instantánea, como se muestran en la Figura 138 y Figura 139.

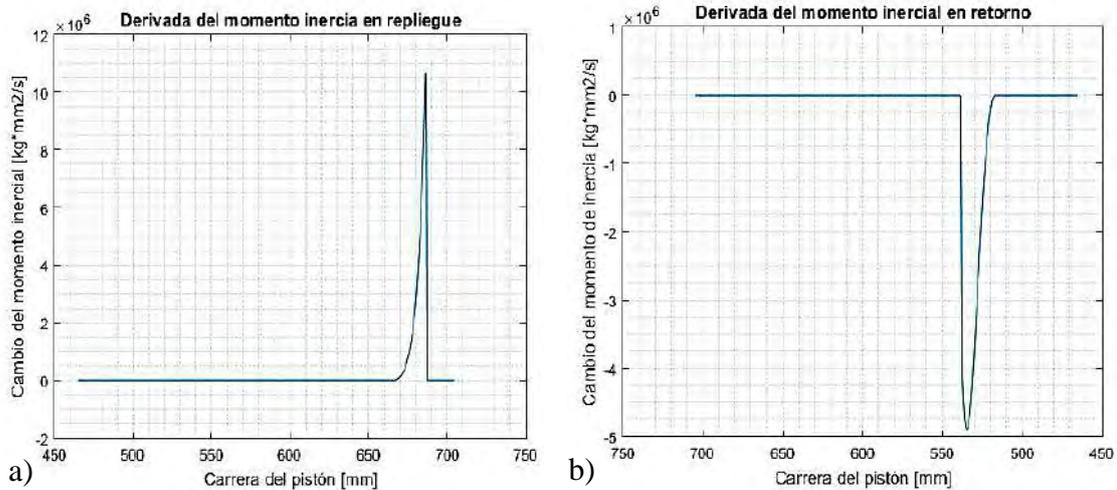


Figura 139. Tasa de cambio instantánea respecto al desplazamiento relativo de la tuerca.

a) Repliegue. b) Retorno

Fuente. Elaboración propia.

4.3.7. Fuerza de apoyo por baranda metálica lateral

El movimiento de la rampa, sea en el repliegue como en el retorno, provoca de manera automática el posicionamiento de las barandas laterales de apoyo, según lo descrito al inicio capítulo. La variación del centro de gravedad influye sobre los componentes dinámicos de la rampa, y, por ende, sobre la fuerza de accionamiento.

El movimiento total de las barandas presenta componentes de rotación y traslación respecto al centro de gravedad, el cual origina cargas fluctuantes sobre los dos apoyos inferiores, en función de la inclinación de la plataforma; aumentando sus efectos dinámicos durante el período cercano a la posición final, la cual se encuentra desplegada.

Dichos parámetros se calculan para determinar los efectos dinámicos aplicados sobre la rampa; y posteriormente precisar la fuerza axial de accionamiento del pistón electromecánico en función al cambio longitudinal. Para lograr calcular la carga sobre el apoyo de la rampa, primero se estima la fuerza de equilibrio aplicada la barra intermedia, según la Ecuación 50.

$$\bar{u}_{c/b} = \bar{r}_{c/b} / |\bar{r}_{c/b}|$$

$$\bar{r}_{c/b} \times \bar{F}_c + \bar{r}_{cgb/a/b} \times (M_{ba} \cdot (\bar{G} - \bar{a}_{cgb/a})) = \bar{\alpha}_{ba} \cdot I_{ba/b}$$

$$\bar{r}_{c/b} \times F_c \cdot \bar{u}_{c/b} + \bar{r}_{cgb/a} \times (M_{ba} \cdot (\bar{G} - \bar{a}_{cgb/a})) = \bar{\alpha}_{ba} \cdot I_{ba/b}$$

$$F_c = \frac{[\bar{\alpha}_{ba} \cdot I_{ba/b} - \bar{r}_{cgb/a} \times (M_{ba} \cdot (\bar{G} - \bar{a}_{cgb/a}))]}{[\bar{r}_{c/b} \times \bar{u}_{c/b}] \cdot Z}$$

$$\bar{F}_c = F_c \cdot \bar{u}_{c/b} \tag{Ecuación 50}$$

La mencionada fuerza aplicada en el punto de la barra estabilizadora, garantiza el equilibrio rotacional de la baranda respecto al centro de giro ubicado en la rampa; sin embargo, la fuerza aplicada en dicho punto, se calcula mediante el equilibrio de traslación respecto al centro de gravedad de la baranda metálica, adicionado los efectos dinámicos del punto “C”, según la Ecuación 51.

$$\bar{F}_b = M_{ba} \cdot (\bar{a}_{cgra} - \bar{G}) - \bar{F}_c \tag{Ecuación 51}$$

4.3.8. Fuerza axial de accionamiento en el pistón electromecánico

La fuerza de accionamiento del pistón se estima mediante la sumatoria de los momentos respecto al punto “O1”, considerando los cambios inerciales de las masas suspendidas; como se determinó en el punto anterior; y los efectos dinámicos sobre el punto “B”, calculada en la Ecuación 52.

Posteriormente se determina el momento provocado por la fuerza axial del pistón electromecánico para lograr el equilibrio dinámico del mecanismo de repliegue. Dicha fuerza de accionamiento, determina el requerimiento técnico para el diseño del pistón electromecánico, y selección del motor eléctrico.

$$\begin{aligned} \bar{u}_p &= \bar{r}_{a/o2} / \left| \bar{r}_{a/o2} \right| \\ \sum_i M_i &= \frac{d(I\bar{\omega})}{dt} = I\bar{\alpha} + \frac{dI}{dt} \bar{\omega} \\ \bar{r}_{a/o1} \times \bar{F}_p + \bar{r}_{b/o1} \times \bar{F}_b + \bar{r}_{cgra/o1} \times (M_{ra} \cdot (\bar{G} - \bar{a}_{cgra})) &= I\bar{\alpha} + \frac{dI}{dt} \bar{\omega} \\ F_p &= \frac{\left[\left(I\bar{\alpha} + \frac{dI}{dt} \bar{\omega} - \left[\bar{r}_{b/o1} \times \bar{F}_b + \bar{r}_{cgra/o1} \times (M_{ra} \cdot (\bar{G} - \bar{a}_{cgra})) \right] \right) \cdot Z \right]}{\left[\left(\bar{r}_{b/o1} \times \bar{u}_p \right) \cdot Z \right]} \tag{Ecuación 52} \end{aligned}$$

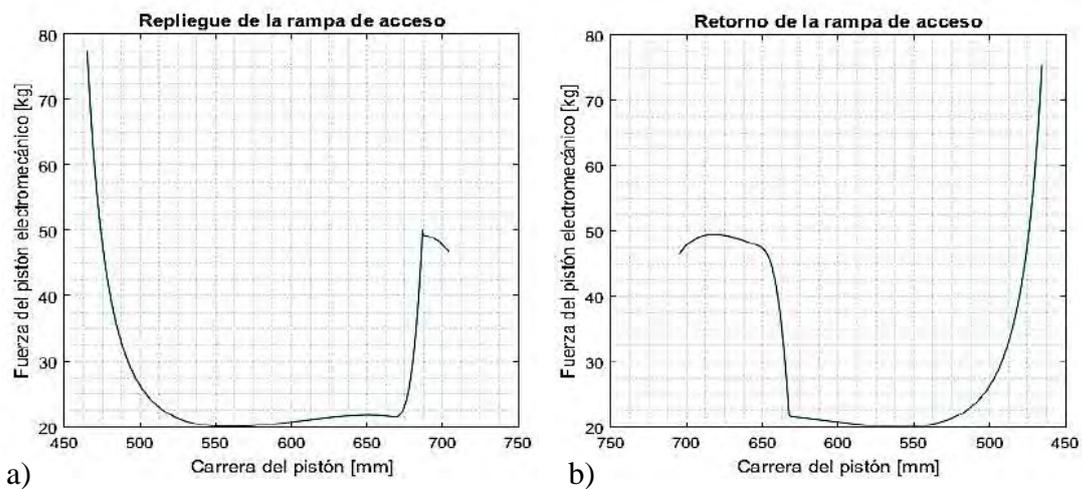


Figura 140. Fuerza de accionamiento en función al desplazamiento relativo de la tuerca.

a) Repliegue. b) Retorno

Fuente. Elaboración propia.

Los cambios repentinos de la fuerza, según lo graficado en la Figura 140, explican el impacto originado por el cambio posicional relativo casi instantáneo de la segunda hoja de la rampa desplegable, y el cambio posicional de la baranda metálica respecto a la rampa.

4.3.9. Valor torsional del motor eléctrico

La fuerza de accionamiento calculada en el anterior apartado, determina la acción resultante de los dos pistones electromecánicos encargados de replegar el mecanismo de la rampa; por lo tanto, por efectos de simplificar el cálculo, se le asigna equitativamente (la mitad) a cada accionador, el valor total de la fuerza de empuje; como se muestra en la Figura 141.

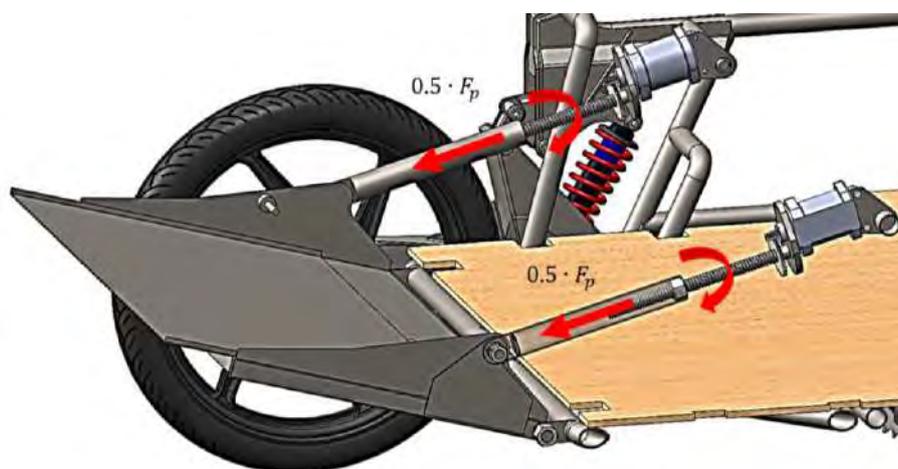


Figura 141. Diagrama de fuerza de accionamiento.
Fuente. Elaboración propia.

Como se definió en el acápite 4.3.4, el diámetro nominal y paso del hilo del eje roscado, determinan los parámetros geométricos para estimar constantes de relación de transformación entre la fuerza torsional del motor eléctrico y la fuerza axial de empuje necesaria para el accionamiento del mecanismo de repliegue y retorno.

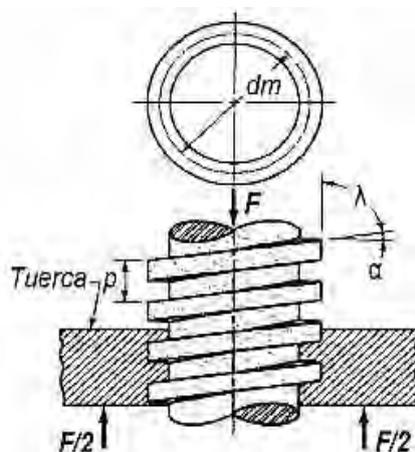


Figura 142. Esquema de rosca cuadrada simple, de tornillo un de potencia.
Fuente: Extraído desde <https://ingemecanica.com>, en noviembre del 2018.

El ángulo de inclinación formado por el paso del hilo y el diámetro nominal del eje roscado, como se detalla en la Figura 142 se determinan remplazando dichos valores geométricos, según la Ecuación 53, y Ecuación 54.

$$\sin \alpha = \frac{p}{\sqrt{\phi^2 + p^2}} = \frac{5}{\sqrt{15^2 + 5^2}} = 0.31622 \quad \text{Ecuación 53}$$

$$\cos \alpha = \frac{\phi}{\sqrt{\phi^2 + p^2}} = \frac{15}{\sqrt{15^2 + 5^2}} = 0.94868 \quad \text{Ecuación 54}$$

Según la Figura 143, el diagrama de cuerpo libre de la tuerca desplazándose a través del eje roscado, se resume en un diagrama de rampa inclinada, el cual se consideran las fuerzas actuantes sobre un punto móvil, y se aplica en la fuerza de rozamiento, la fuerza radial de torsión del motor y la fuerza de empuje según el requerimiento técnico establecido en el anterior acápite.

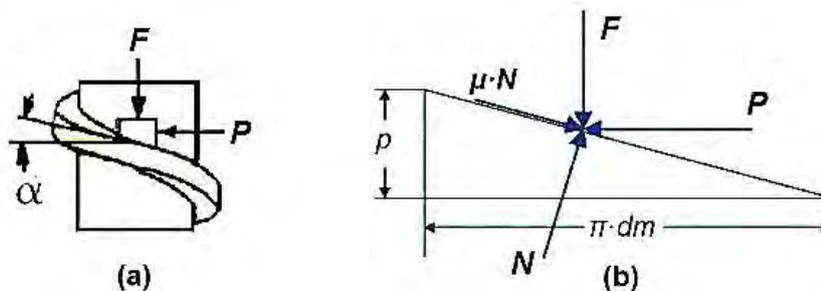


Figura 143. Esquema de cálculo de fuerza de empuje.

Fuente: Extraído de <https://ingemecanica.com>⁸¹, en noviembre del 2018

Para lograr el equilibrio dinámico del diagrama, considerando despreciables los efectos inerciales de las masas móviles del pistón y asignando un valor de fricción entre los hilos de la tuerca y rosca de 1.0; se deduce la Ecuación 55 y Ecuación 56.

$$P - N \cdot (\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha) = 0 \quad \text{Ecuación 55}$$

$$(0.5 \cdot F_p) + N \cdot (\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha) = 0 \quad \text{Ecuación 56}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones lineales y despejando las variables de fuerza radial y normal se puede determinar la fuerza radial aplicada a la tuerca, y, por ende, el valor de la torsión necesaria para realizar su desplazamiento, según la Ecuación 57.

$$N = \frac{(0.5 \cdot F_p)}{\cos \alpha - \mu \cdot \sin \alpha}$$

$$P = \frac{(0.5 \cdot F_p) \cdot (\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha)}{\cos \alpha - \mu \cdot \sin \alpha}$$

$$T_m = P \cdot \frac{\phi_m}{2}$$

⁸⁰ Tutorial N° 131 – Tornillos de Potencia, obtenido desde: <https://ingemecanica.com>, el en noviembre del 2018

⁸¹ *Ibidem*. Tutorial N° 131

$$T_m = \left[\frac{F_p \cdot \Phi_m}{4} \right] \cdot \left[\frac{\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha}{\cos \alpha - \mu \cdot \sin \alpha} \right]$$

$$T_m = 7.5 \cdot F_p$$

Ecuación 57

Así como la curva de la fuerza de accionamiento, mostrada en la Figura 144; la curva del valor torsional del motor eléctrico presentará un comportamiento dinámico similar por la proporcionalidad de la relación de transmisión.

El mayor valor requerido, según el requerimiento técnico del mecanismo, cumple con la torsión de funcionamiento del motor eléctrico (usado como arrancador eléctrico de motocicleta).

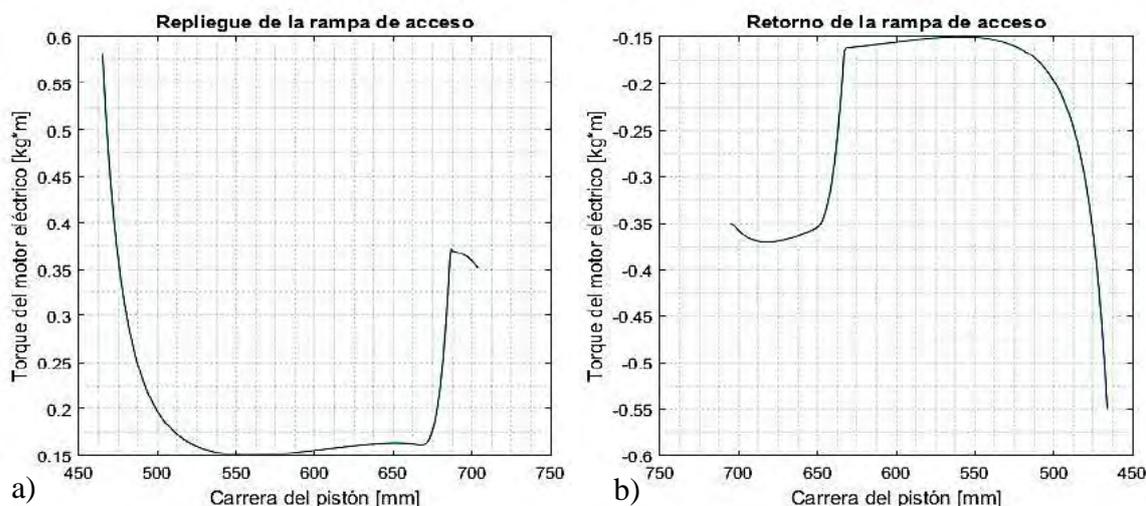


Figura 144. Torque de accionamiento en el motor electrico.

a) Repliegue. b) Retorno

Fuente. Elaboración propia.

4.3.10. Valor de corriente de trabajo

El sistema eléctrico presentado en el vehículo, contempla el valor total de las diferentes cargas existentes en la iluminación, arranque automático del motor y accionado lineal para repliegue de la rampa de acceso; con el fin de dimensionar el acumulador eléctrico, los permutadores y los conectores de cobre.

La potencia suministrada al actuador lineal depende de la torsión ejercida por eje y la velocidad de funcionamiento del motor eléctrico.

Asimismo, la potencia eléctrica suministradas por la batería, es proporcional a la corriente del conductor y el potencial eléctrico entre las borneras.

El torque del eje de salida del motor eléctrico, es equivalente a la torsión del eje sinfín multiplicado por la relación de transformación entre los engranajes.

La corriente eléctrica de accionamiento, suministrada por un acumulador de 12V, se puede estimar igualando la potencia mecánica y la potencia eléctrica, considerando

una eficiencia teórica del 100%. Dado que las demás variables pertenecen a datos conocidos, se puede despejar el valor del amperaje instantáneo, según la Ecuación 58.

$$\begin{aligned}
 T_{motor} &= T_m/7 \\
 P_m &= T_{motor} * W_{motor} \\
 P_e &= I_c * V_c \\
 P_m &= P_e \\
 I_c * V_c &= T_{motor} * W_{motor} \\
 I_c &= \frac{T_{motor} * W_{motor}}{V_c}
 \end{aligned}
 \tag{Ecuación 58}$$

La instalación eléctrica contempla un conmutador de tres estados para el control del accionamiento, los cuales dos de ellos definen la polaridad de alimentación, y, por ende, el sentido de la corriente. Dado que el amperaje depende del torque mecánico en el eje roscado, los valores cambiarán de signo, según el repliegue o retorno. (Ver Figura 145).

Debido al cambio de polaridad en el motor eléctrico, es necesario aislar el actuador con el exterior del chasis, debido la conducción eléctrica que existe con el motor de combustión.

Debido al alto riesgo que se presenta al cambiar de polaridad, manteniendo un aterramiento común, arriesgando a los diferentes equipos electrónicos y la integridad del conductor por electrocución o quemadura.

El aislamiento se logra ensamblando apoyos de nylon en las puntas del actuador, con el fin de evitar un contacto directo con elementos de apoyo ubicados en el chasis automotriz.

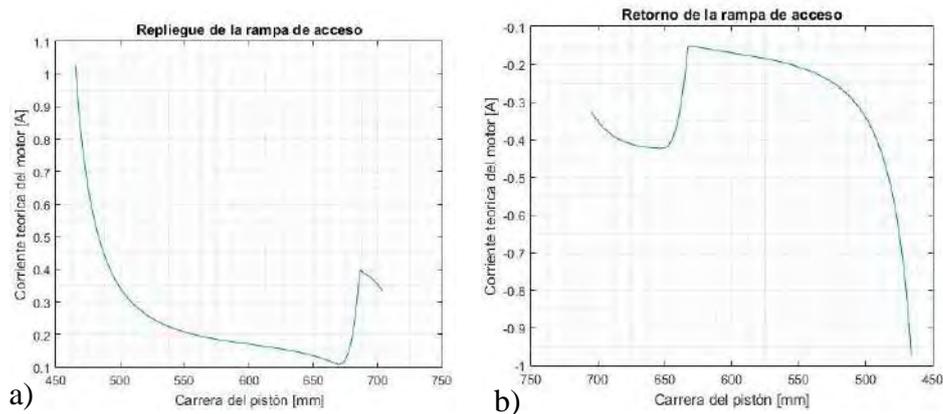


Figura 145. Corriente de accionamiento en el motor eléctrico.

a) Repliegue. b) Retorno

Fuente. Elaboración propia.



Figura 146. Esquema de accionador lineal.
Fuente. Elaboración propia.

4.3.11. Ventajas y desventajas

El diseño de la nueva propuesta busca una mayor independencia del conductor en silla de ruedas, optimizar el tiempo de ingreso, y automatizar el proceso integral del repliegue de la rampa de acceso.

Uno de los principales problemas a resolver, es minimizar el grado de dificultad para trasladarse a través de la plataforma, antes de ingresar al vehículo; por lo que se adicionan dos barandas laterales replegables para permitir el apoyo manual del discapacitado, y lograr el impulso necesario para vencer la fuerza originada por el plano inclinado.

El tiempo total de accionamiento, y el ruido originado en ambos sentidos, es reducido significativamente por efectos de funcionamiento del accionador, y por la ausencia de elementos de rozamiento y engranajes de colisión recta. No obstante, la incorporación de actuadores lineales incluye un costo adicional de inversión y en mantenimiento.

Conclusiones

En el Perú, la inclusión social de las personas con discapacidad y su reinserción en el mercado laboral es una tarea ardua, que implica comprometer no solo a las autoridades, sino también a la ciudadanía. De ambas partes depende que la brecha entre las personas con discapacidad y las personas que no padecen de algo similar, se reduzca, al punto de recibir las mismas oportunidades.

En esta investigación se ha presentado un vehículo cuyo objetivo principal es la reinserción laboral de este sector de la población, específicamente, con paraplejía de las extremidades inferiores.

Una de las principales ventajas del vehículo presentado es su costo. El TRIDISC no implica una alta inversión como los vehículos que ofrece el mercado.

Otro aspecto importante y poco difundido es la falta de normas que regulan el tránsito de estos vehículos. Actualmente en el Perú, se desconoce la existencia de leyes específicas que regulen las licencias de conducción para personas con discapacidad motora en vehículos personalizados, como el propuesto en la presente tesis. Además, es sabido que se restringe la licencia de conducir por discapacidad física a quienes cuentan con un vehículo automotor con transmisión automática, o un vehículo automotor especialmente acondicionado.

Según el Decreto Supremo N° 040-2008-MTC, el postulante con discapacidad física sólo puede obtener licencia de conducir, siempre y cuando las medidas que adopte le permitan conducir el vehículo sin riesgo, las mismas que deberán estar señaladas en las restricciones de la licencia de conducir⁸².

Se concluye que es de suma importancia emprender e innovar en nuevos vehículos de transporte personal que les permitan ser más independientes y autónomos respecto a su desplazamiento. La repercusión social de estas iniciativas podrá incentivar la igualdad de oportunidades e inclusión en todos los aspectos cotidianos.

Respecto a sus aspectos técnicos, el vehículo cuenta con las mejoras que se mencionan a continuación:

⁸² *DECRETO SUPREMO N° 040-2008-MTC*. (2014). Lima: Misnisterio de Transporte y Telecomunicaciones.

- a. Sistema de suspensión: Siendo este un 15.58% mejor al propuesto anteriormente (2015 – I), que repetía el mismo modelo de amortiguación similar a la de las mototaxis.
- b. Sistema de repliegue de rampa: El mecanismo eliminó los puntos de deslizamiento, para evitar golpeteos de la rampa durante la conducción y mejorar los tiempos de repliegue.
- c. Sistema de transmisión: Se adicionó un sistema diferencial para transmitir la potencia a ambas ruedas, y mejorar la tracción y la estabilidad. Ahora el vehículo puede avanzar en terrenos con desprendimiento superficial, sin deslizamiento o maniobras inseguras.
- d. Cobertura: Encierra al conductor, y lo protege de agentes externos y climatológicos.

El vehículo presenta diferentes sistemas que podrían desarrollarse de manera independiente, dentro de un equipo de investigación multidisciplinario. Para extender y perfeccionar la propuesta, con sistemas más confiables y económicos. Por ello sería importante proponerlo como trabajo de futuras tesis que den continuación a la presente investigación.

Bibliografía

- [1] @AssicTL, F. (16 de Agosto de 2018). *El Financiero*. Obtenido de <http://www.elfinanciero.com.mx>
- [2] A. Zanarini, E. B. (2012). *Frequency analysis of a motorbike under motion conditions*. Bologna, Italy: University of Bologna.
- [3] Andrés, G. G. (2003). *Diseño y validación experimental de anclajes y asientos de vehiculos destinados al transporte de personas en sillas de ruedas*. España: Universidad Politécnica de Madrid.
- [4] C. Chapra, S., & P. Canale, R. (2007). *Métodos numéricos para ingenieros*. México: Mc Graw Hill.
- [5] C.Giancoli, D. (2006). *Física. Principios con aplicaciones. Sexta edición*. Mexico: Pearson Eduacación.
- [6] Campos, B. S. (2015). *Rediseño de las zonas de acceso de un autobús interurbano para mejorar su accesibilidad y facilitar la conducción*. España: Universidad de Jaume.
- [7] CDMX. (2016). *Manual de Normas Técnicas de Accesibilidad*. Ciudad de México: Instituto para la Integración al Desarrollo de las Personas con Discapacidad de la Ciudad de México.
- [8] Cossalter, V. (2006). *Motorcycle Dynamics*. Italia.
- [9] Crean en el Politécnico vehículo para minusválidos. (16 de Julio de 2018). *La Jornada*, pág. 36.
- [10] *DECRETO SUPREMO N° 040-2008-MTC*. (2014). Lima: Misnisterio de Transporte y Telecomunicaciones.
- [11] Foale, T. (2003). *Motocicletas. Comportameinto dinámico y diseño de chasis: el arte y la ciencia*. FOALE, A.E.
- [12] Foale, T. (2006). *Motorcycle Handling and Chassis Desing. The art and science*. España: Tony Folae Desings.

- [13] Foresi, V. M. (1998). *Curso de Métodos Numéricos*. Lejona, España: Universidad del País Vasco.
- [14] García, V. (2017). *Diseño y desarrollo de la suspensión trasera de una motocicleta para la competición Motostudent*. Cantabria: Universidad de Cantabria.
- [15] Gina E. Bertocci, e. a. (2000). *Development of frontal impact crashworthy wheelchair seating design criteria using computer simulation*. Pittsburgh: Department of Veterans Affairs.
- [16] Hawking, S. W. (2011). *Informe mundial sobre la discapacidad*. Malta: Organización Mundial de la Salud.
- [17] Holloway Campos, D. (2014). *Diseño de mecanismo de suspensión trasera flotante para motocicletas de competición*. Sevilla: Escuela Técnica Superior de Ingeniería - Universidad de Sevilla.
- [18] Justice, D. o. (2010). *Standars for Accessible Desing*. E.E.U.U.: Americans With Disabilities Act.
- [19] Martínez, R. A. (2010). *Manual de Lineamientos Técnicos de Seguridad, Comodidad y Ambientales*. Ciudad de México: Gobierno del Distrito Federal.
- [20] Medical, S. (2009). WC20: A New Standard for Custom Seating Product Design. *A Sunrise Medical White Paper*, 7.
- [21] Medina Domínguez, A., & Ovejero Sánchez, J. (2010). Leyes de Newton y sus aplicaciones. En Departamento de Física Aplicada, *Física I* (págs. 4-5). España: Universidad de Salamanca.
- [22] (2014). *Mejoramiento del vehículo trimóvil destinado para personas discapacitadas*. Piura: Curso Mecánica Dinámica.
- [23] Normalización, A. E. (2008). *UNE-EN 61310-1: Seguridad de las máquinas. Indicación, marcado y maniobra. Parte 1: Especificaciones para las señales visuales, audibles y táctiles*. España: Normalización Española.
- [24] Paico, J. (19 de Diciembre de 2012). Desarrollan vehículo motorizado para personas discapacitadas. *Nota de prensa. Udep [Hoy]*, págs. 1-2.
- [25] Pinilla, S. D. (1998). *Los métodos de Runge - Kutta en la resolución de ecuaciones diferenciales*. Zaragoza: Academia de Ciencias Exactas, Físicas, Químicas y Naturales de Zaragoza.
- [26] Quiñones Infante, S., & Rodríguez Guillén, C. (2015). La inclusión laboral de las personas con discapacidad. *Foro jurídico*, 32 - 41.
- [27] Robert, D. M. (2011). *Informe mundial sobre la discapacidad*. Malta: Organización Mundial de la Salud.
- [28] Rodríguez Torres, R. (2015). *Innovación en la enseñanza de mecánica dinámica bajo el principio pedagógico de aprender haciendo*. Piura: Universidad de Piura.

- [29] Rodríguez, J. I. (2003). El riesgo de viajar en silla de ruedas. *Tráfico*, 1-3.
- [30] Rodríguez, P. G. (s.f.). Visión y conducción. *Artículo científico* , 1-7.
- [31] Ruiz, J. F. (s.f.). *La Seguridad Vial y las Personas de Movilidad Reducida*. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia. Tello Pantoja, D. A. (2007). *Diseño y construcción de un módulo automático de automóvil ortopédico para uso de una persona con discapacidad para desplazarse*. Quito: Escuela Politécnica Nacional.
- [32] Uil, R. (2006). Non-lagging effect of motorcycle tyres. *Technische Universiteit Eindhoven*, 11.
- [33] Valbuena Rodríguez, O. (2012). Sistemas de suspensión: eje delantero y eje trasero, tipos, constitución, características y funcionamiento. En O. Valbuena Rodríguez, *Organización y Procesos de Mantenimiento de Vehículos. Temario. Volumen 2* (págs. 1 - 13). España: MAD.
- [34] Valdivia, A. Á. (2008). *Visión y trabajo*. España: Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo.
- [35] Young, H. D. (2009). *Física Universitaria. Volumen 1*. Naucalpan de Juárez: PEARSON.
- [36] Zamorano, E. (14 de Febrero de 2014). *Desarrollan un pequeño auto eléctrico sin asientos ideal para personas en silla de ruedas*. Obtenido de FayerWayer: <https://www.fayerwayer.com/>
- [37] Zegelaar, P. W. (1998). *The Dynamic Response of Tyres to Brake Torque Variations and Road Unevennesses*. Delft, Netherlands: Delft University of Technology.

Apéndices

Apéndice A: Presupuesto total de fabricación del vehículo.

En la Tabla A1 se muestra el presupuesto para la construcción del vehículo propuesto.

Tabla A1. Presupuesto para la fabricación del vehículo propuesto.

| Presupuesto total de fabricación | | | | | |
|----------------------------------|---|----------|-----------|-------------|-------------|
| Item | Descripción | Cantidad | Und. Med. | Prec. unit. | Prec. total |
| 1 | Sistema estructural | | | | S/971,00 |
| 1.1 | Tubo LAF 1" x 2.00 mm | 4,0 | UND | S/38,00 | S/152,00 |
| 1.2 | Soldadura cellecord | 15,0 | Kg | S/13,50 | S/202,50 |
| 1.3 | Platina de 1" x 1/8" | 1,0 | UND | S/12,50 | S/12,50 |
| 1.4 | Secciones de metales laminares | | | | S/60,00 |
| 1.5 | Triplay tapizado | | | | S/94,00 |
| 1.6 | Fabricación de bastidor y estructura antivuelco | | | | S/450,00 |
| 2 | Sistema de tracción | | | | S/1.589,00 |
| 2.1 | Motor semiautomático 110 cc | 1,0 | UND | S/1.115,00 | S/1.115,00 |
| 2.2 | Cadena de tracción | 3,0 | UND | S/12,00 | S/36,00 |
| 2.3 | Catalina de 250.00 de diámetro | 2,0 | UND | S/14,00 | S/28,00 |
| 2.4 | Catalina ciega de 200.00 mm de diámetro | 1,0 | UND | S/8,00 | S/8,00 |
| 2.5 | Diferencial, corona y engranajes planetarios | | | | S/120,00 |
| 2.6 | Ejes de tracción con ranura y brida | 2,0 | UND | S/45,00 | S/90,00 |
| 2.7 | Llanta y aro posterior | 2,0 | UND | S/96,00 | S/192,00 |
| 3 | Sistema de dirección | | | | S/286,00 |
| 3.1 | Timón de dirección | 1,0 | UND | S/18,00 | S/18,00 |
| 3.2 | Kit para control de timón | 1,0 | UND | S/22,00 | S/22,00 |
| 3.3 | Cruceta para transmisión | 1,0 | UND | S/38,00 | S/38,00 |
| 3.4 | Barras de trapecio | 2,0 | UND | S/6,00 | S/12,00 |
| 3.5 | Barras de dirección | 1,0 | UND | S/112,00 | S/112,00 |
| 3.6 | Llanta y aro delantero | 1,0 | UND | S/84,00 | S/84,00 |
| 4 | Sistema de frenado | | | | S/121,00 |
| 4.1 | Kit de freno de tambor | 2,0 | UND | S/48,00 | S/96,00 |
| 4.2 | Varilla templador de frenos posterior | 2,0 | UND | S/8,00 | S/16,00 |
| 4.3 | Cable de frenado | 1,0 | UND | S/9,00 | S/9,00 |
| 5 | Rampa de acceso | | | | S/478,00 |
| 5.1 | Plancha corrugada de 1/20" | 1,0 | UND | S/68,00 | S/68,00 |
| 5.2 | Vigas tipo "C" de 1" x 1/2" x 1/8" | 1,0 | UND | S/52,00 | S/52,00 |
| 5.3 | Rodamiento SKF de 22 mm | 4,0 | UND | S/22,00 | S/88,00 |
| 5.4 | Bisagra de 5/8" x 3" | 3,0 | UND | S/6,00 | S/18,00 |
| 5.5 | Actuadores lineales eléctricos | 2,0 | UND | S/126,00 | S/252,00 |
| 6 | Sistema eléctrico | | | | S/438,20 |
| 6.1 | Cable eléctrico de 10 mm | 6,0 | MTS | S/4,00 | S/24,00 |
| 6.2 | Cable eléctrico de 14 mm | 10,0 | MTS | S/6,00 | S/60,00 |
| 6.3 | Fisubles | 6,0 | UND | S/0,70 | S/4,20 |
| 6.4 | Faro direccional posterior | 2,0 | UND | S/12,00 | S/24,00 |
| 6.5 | Faro delantero | 1,0 | UND | S/38,00 | S/38,00 |
| 6.6 | Batería 12 V | 1,0 | UND | S/58,00 | S/58,00 |
| 6.7 | Instalación de sistema eléctrico | | | | S/230,00 |
| 7 | Sistema de suspensión posterior | | | | S/274,00 |
| 7.1 | Horquilla | 2,0 | UND | S/62,00 | S/124,00 |
| 7.2 | Bieleta superior de pivoteo | 2,0 | UND | S/29,00 | S/58,00 |
| 7.3 | Barra de empuje | 2,0 | UND | S/8,00 | S/16,00 |
| 7.4 | Amortiguador posterior | 2,0 | UND | S/38,00 | S/76,00 |

Fuente: Elaboración propia.

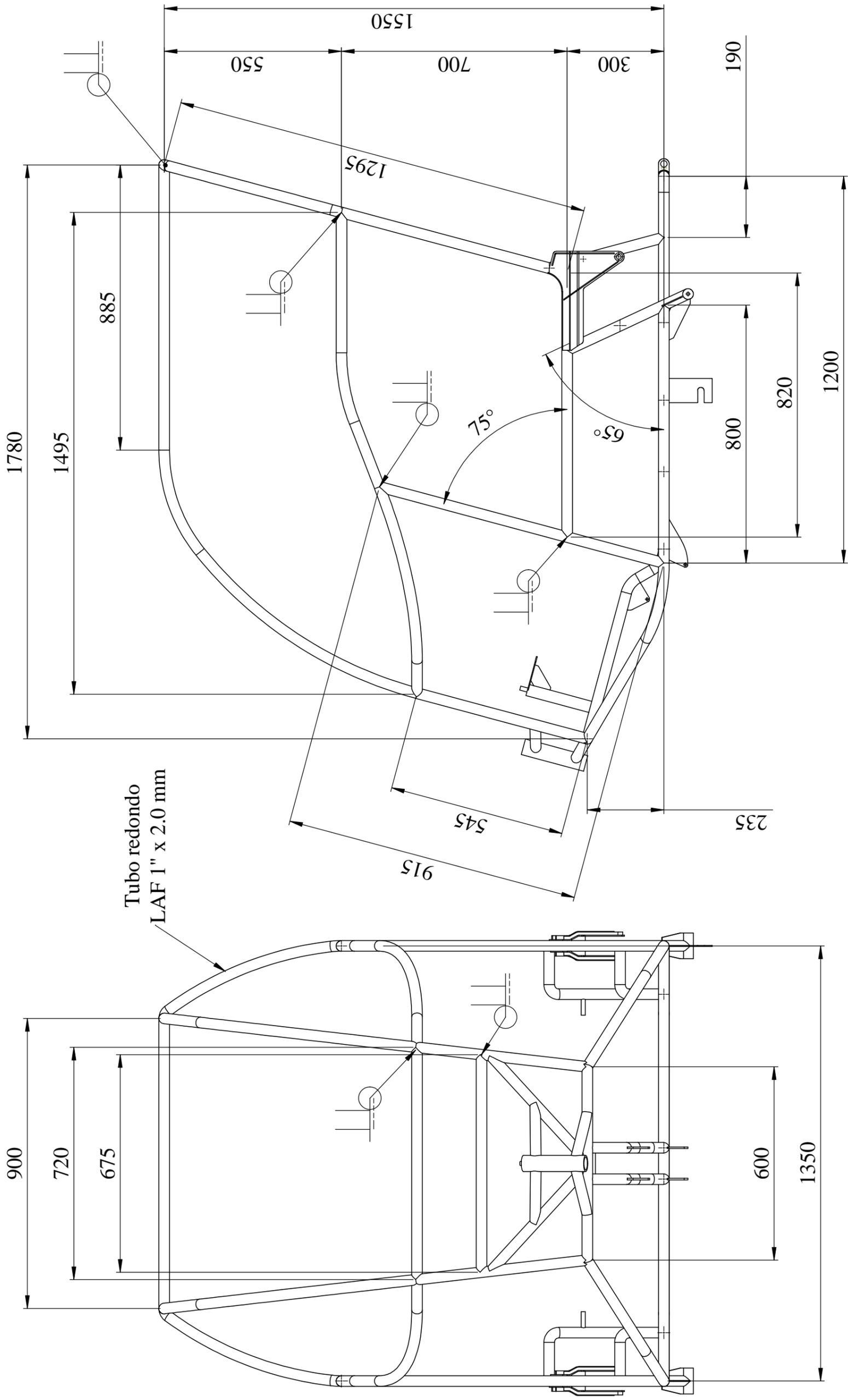
Tabla A1. Presupuesto para la fabricación del vehículo propuesto (continuación)

| 8 | Sistema de enganche | | | | S/150,00 |
|--------------|-----------------------------------|----------|-----------|-------------|-------------------|
| Item | Descripción | Cantidad | Und. Med. | Prec. unit. | Prec. total |
| 8,1 | Fabricación de caja de enganche | | | | S/100,00 |
| 8,2 | Adaptación de silla de ruedas | | | | S/50,00 |
| 9 | Cobertura | | | | S/420,00 |
| 9.1 | Planta galvanizada de 0,3 mm | 2,0 | UND | S/35,00 | S/70,00 |
| 9,2 | Armado de cobertura y enmasillado | | UND | | S/350,00 |
| 10 | Recubrimiento superficial | | | | S/391,00 |
| 10.1 | Pintura epoxica anticorrosiva | 1,0 | GL | S/75,00 | S/75,00 |
| 10.2 | Esmalte automotriz GLOSS | 1,0 | GL | S/66,00 | S/66,00 |
| 10.3 | Recubrimiento superficial | | | | S/250,00 |
| Total | | | | | S/5.118,20 |

Fuente: Elaboración propia.

Apéndice B

Apéndice B1: Plano de la estructura del vehículo.



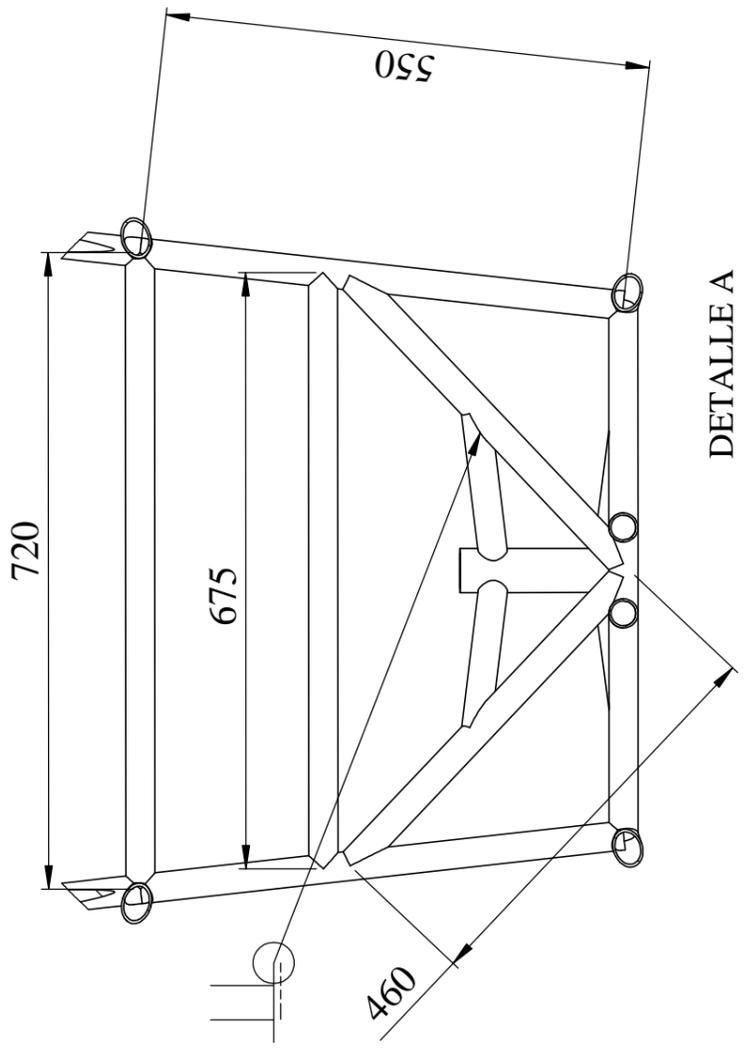
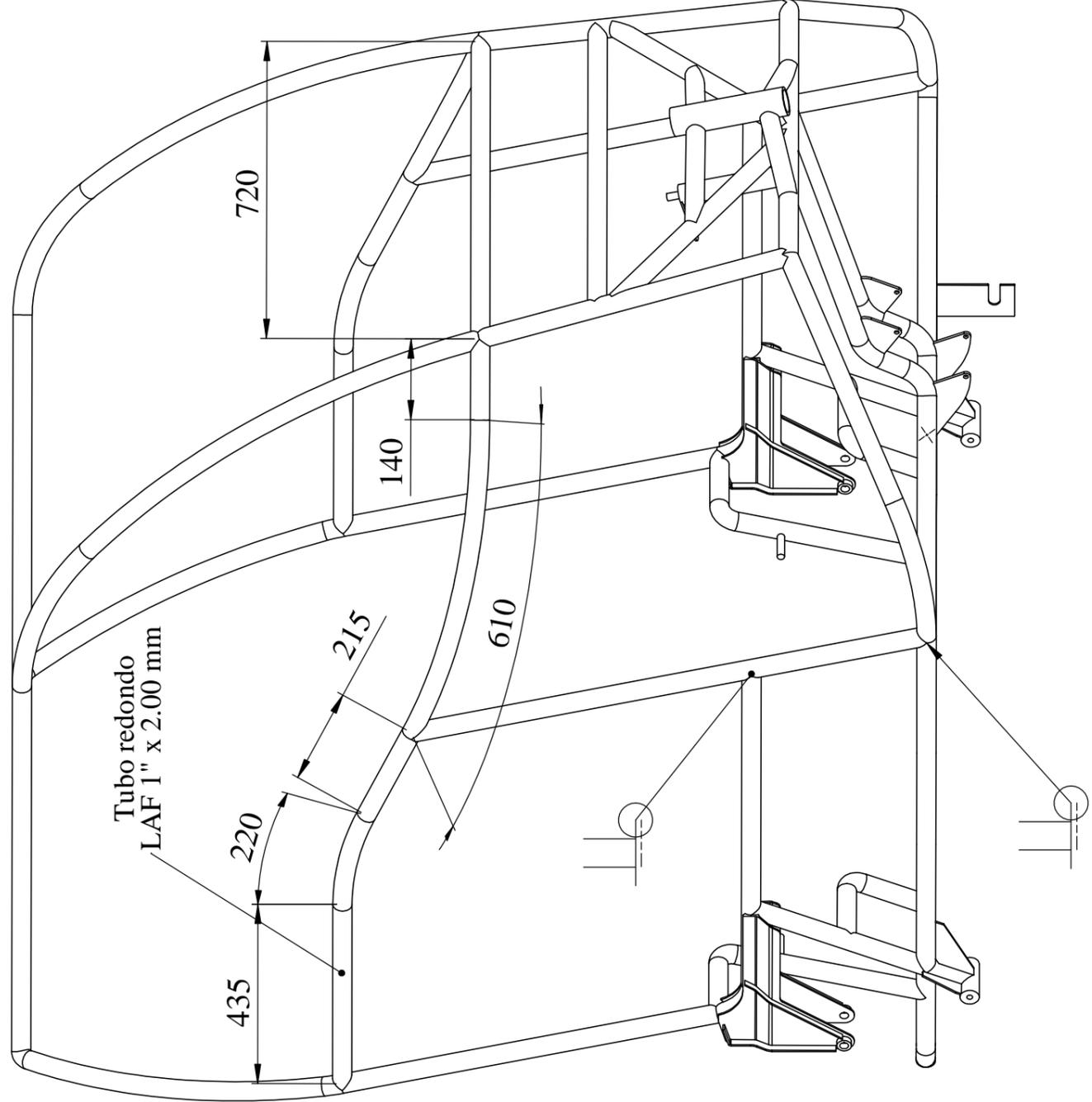
| FECHA | NOMBRE |
|-------------------|-----------------|
| DIBUJADO 02/01/18 | Flavio Gonzalez |
| REVISADO 26/02/18 | Flavio Gonzalez |

UNIVERSIDAD DE PIURA
FACULTAD DE INGENIERÍA

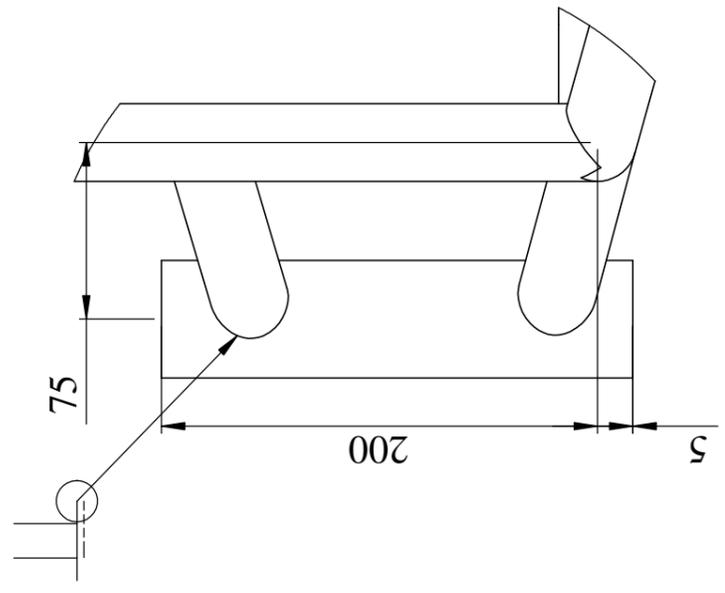
| | | | |
|--|---------------------------------|--------|------|
| "Diseño y fabricación de un vehículo autónomo para discapacitados aplicado en la Región Piura" | Estructura tubular: Bastidor | Escala | 1:12 |
| | | Plano | D1 |

Unidad de medida [mm]

Flavio Cesar Gonzalez Cruz



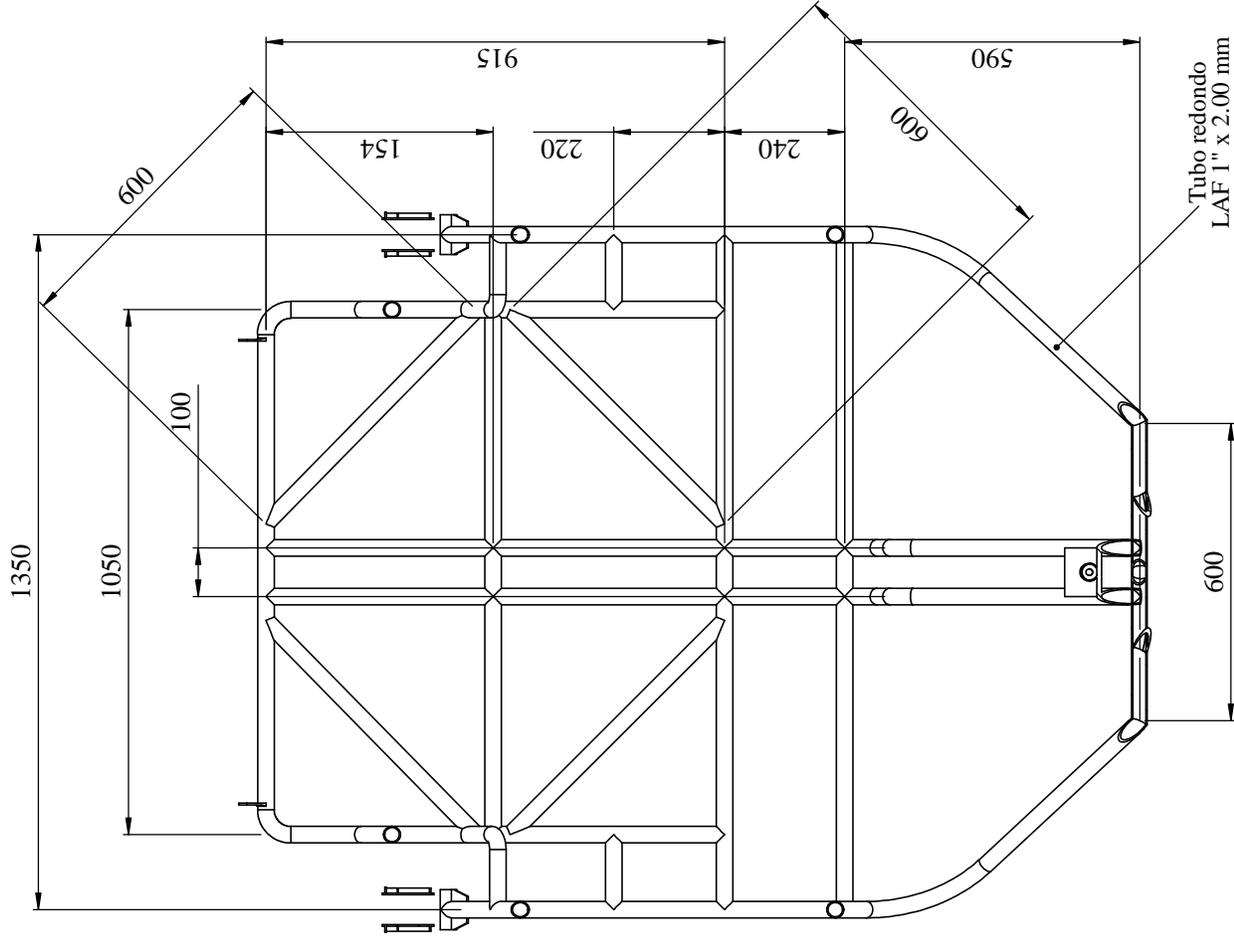
DETALLE A
ESCALA 1 : 20



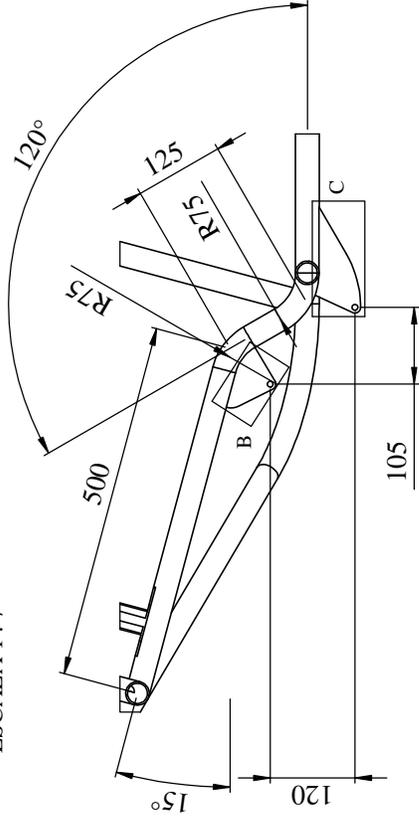
DETALLE B
ESCALA 1 : 3
Montaje de eje
direccional

| | | | |
|--|----------|---------------------------------|-----------------|
| UNIVERSIDAD DE PIURA FACULTAD DE INGENIERÍA | | Escala 1:10 | |
| "Diseño y fabricación de un vehículo autónomo para discapacitados aplicado en la Región Piura" | | Plano D2 | |
| Flavio Cesar Gonzalez Cruz | | Estructura tubular: Bastidor | |
| DIBUJADO | 02/01/18 | NOMBRE | Flavio Gonzalez |
| REVISADO | 26/02/18 | NOMBRE | Flavio Gonzalez |

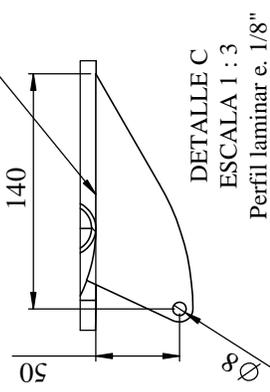
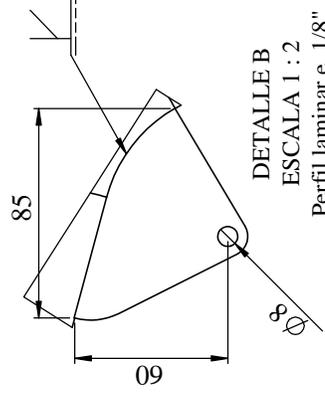
Unidad de medida [mm]



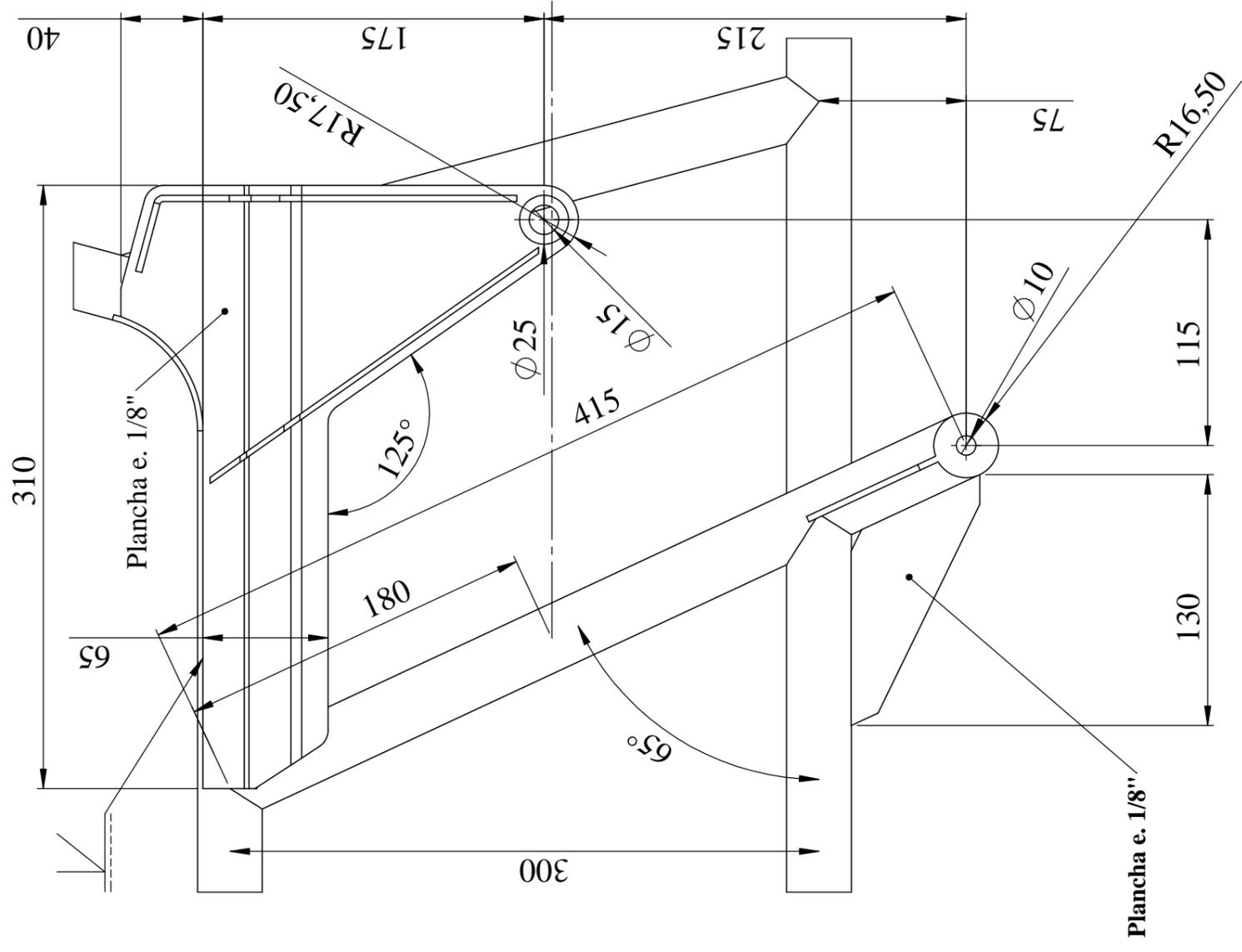
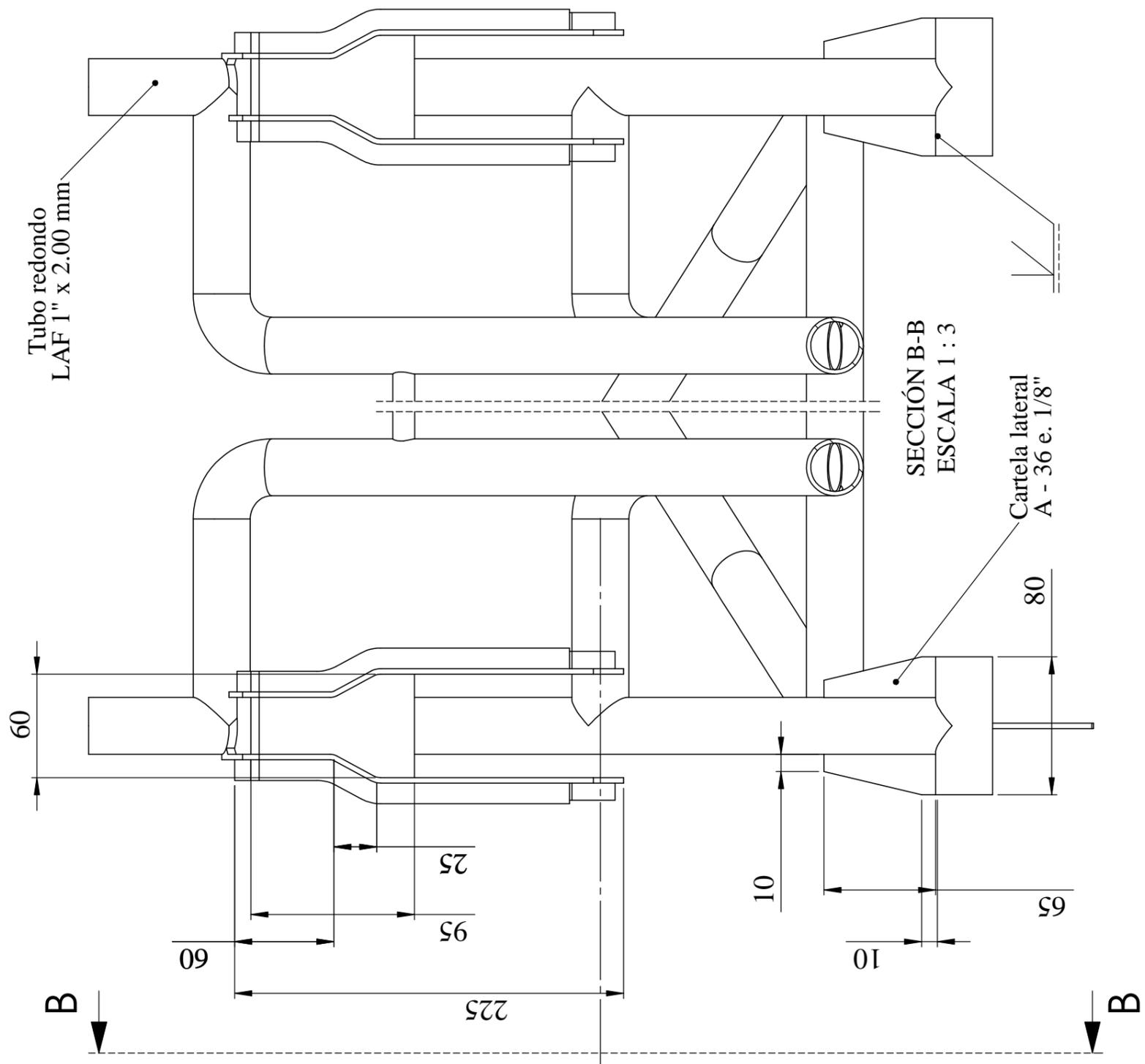
DETALLE A
ESCALA 1 : 7



APOYOS FIJOS
DE MOTOR
SEMI - AUTOMATICO



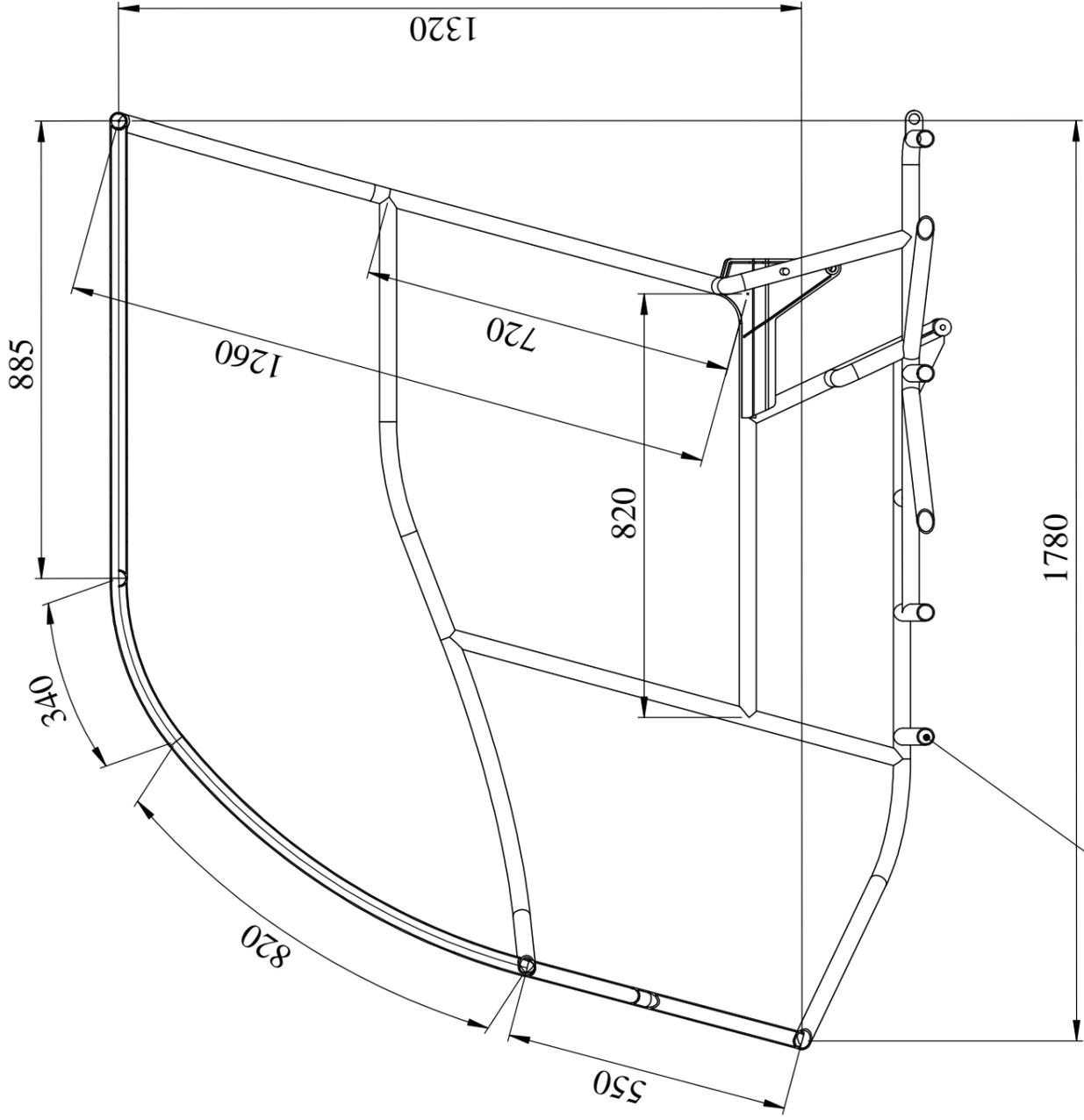
| | | | |
|--|-----------------|---|--|
| UNIVERSIDAD DE PIURA FACULTAD DE INGENIERIA | | Escala 1:10 | |
| "Diseño y fabricación de un vehículo autónomo para discapacitados aplicado en la Región Piura" | | Plano D3 | |
| FECHA | NOMBRE | Estructura para plataforma de conductor | |
| DIBUJADO 02/01/18 | Flavio Gonzalez | | |
| REVISADO 26/02/18 | Flavio Gonzalez | Flavio Cesar Gonzalez Cruz | |
| Unidad de medida [mm] | | | |



DETALLE A
ESCALA 1:3

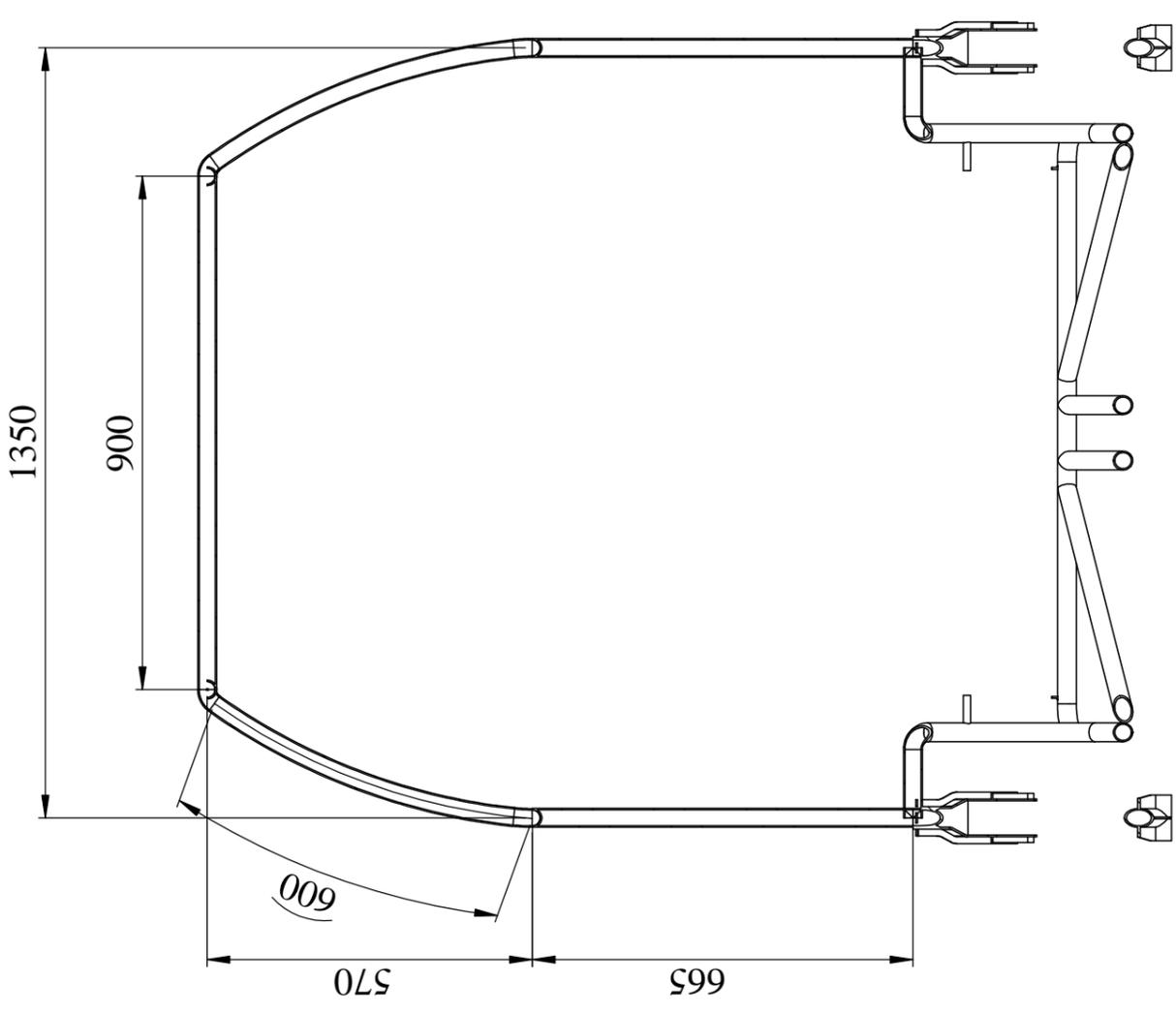
| | | | |
|--|----------|-------------------------------------|-----------------|
| UNIVERSIDAD DE PIURA FACULTAD DE INGENIERÍA | | Escala | 1:3 |
| "Diseño y fabricación de un vehículo autónomo para discapacitados aplicado en la Región Piura" | | Plano | D4 |
| Flavio Cesar Gonzalez Cruz | | Estructura de apoyo para suspensión | |
| DIBUJADO | 02/01/18 | NOMBRE | Flavio Gonzalez |
| REVISADO | 26/02/18 | NOMBRE | Flavio Gonzalez |

Unidad de medida [mm]



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 12

Tubo redondo
LAF 1" x 2.00 mm



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 12

Unidad de medida [mm]

| DIBUJADO | FECHA | NOMBRE |
|----------|----------|-----------------|
| REVISADO | 02/01/18 | Flavio Gonzalez |
| | 26/02/18 | Flavio Gonzalez |

UNIVERSIDAD DE PIURA
FACULTAD DE INGENIERÍA

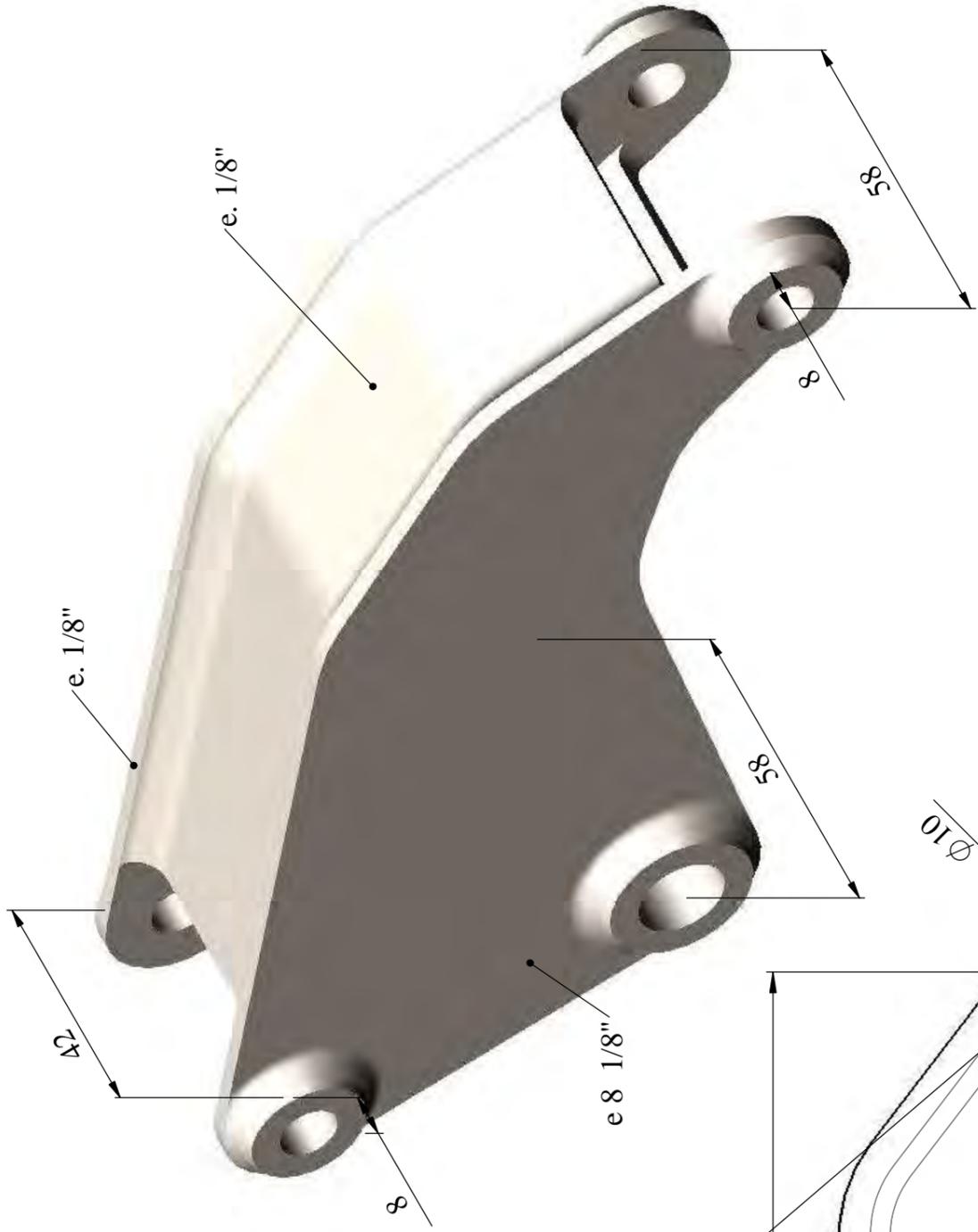
"Diseño y fabricación de un vehículo autónomo
para discapacitados aplicado en la Región Piura"

Flavio Cesar Gonzalez Cruz

Estructura tubular:
Marco de bastidor

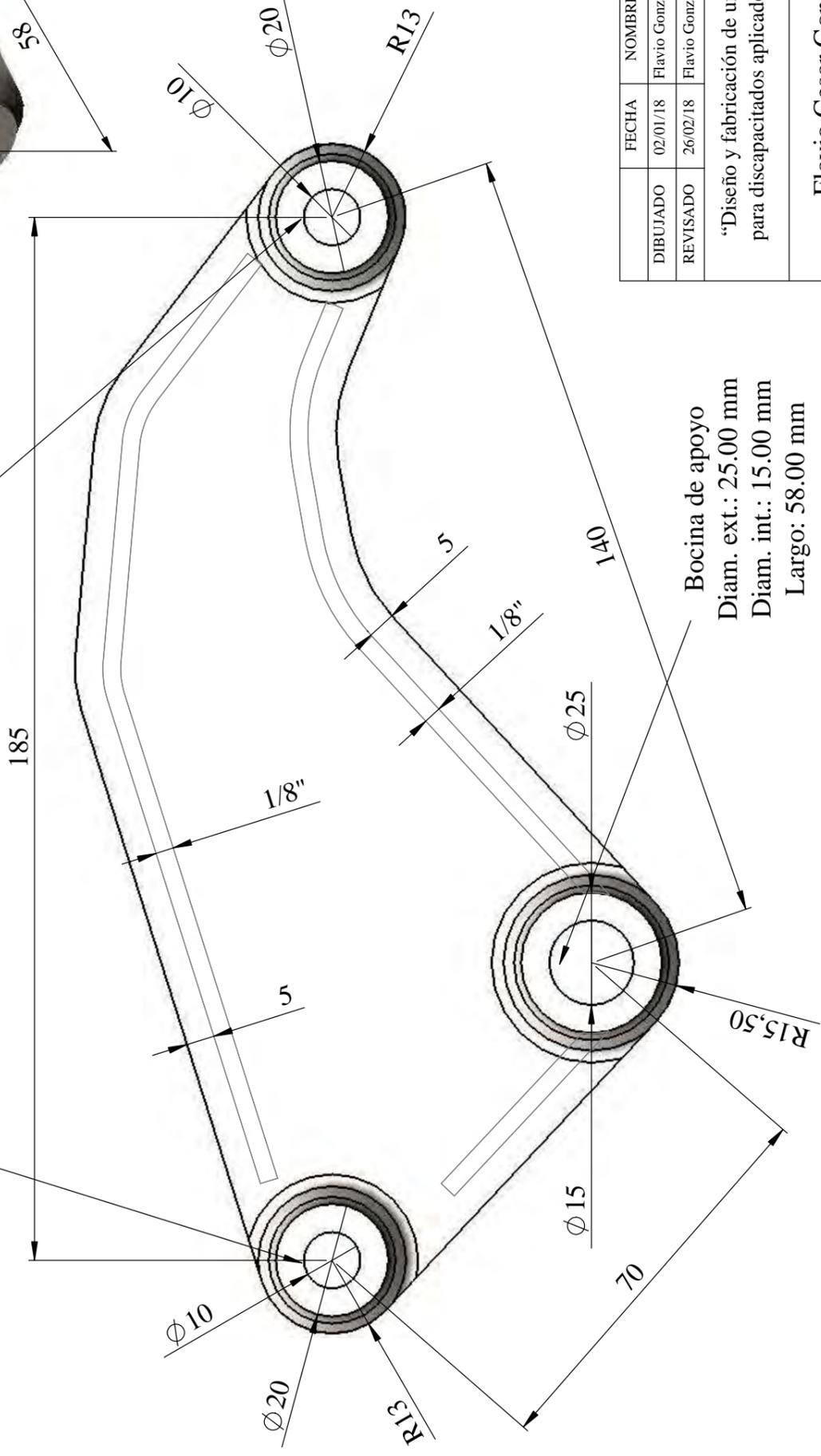
Escala
1:12

Plano
D5



Bocina de apoyo
 Diam. ext.: 20.00 mm
 Diam. int.: 10.00 mm
 Largo: 8.00 mm

Bocina de apoyo
 Diam. ext.: 20.00 mm
 Diam. int.: 10.00 mm
 Largo: 8.00 mm



Bocina de apoyo
 Diam. ext.: 25.00 mm
 Diam. int.: 15.00 mm
 Largo: 58.00 mm

Unidad de medida [mm]

| DIBUJADO | FECHA | NOMBRE |
|----------|----------|-----------------|
| REVISADO | 02/01/18 | Flavio Gonzalez |
| | 26/02/18 | Flavio Gonzalez |

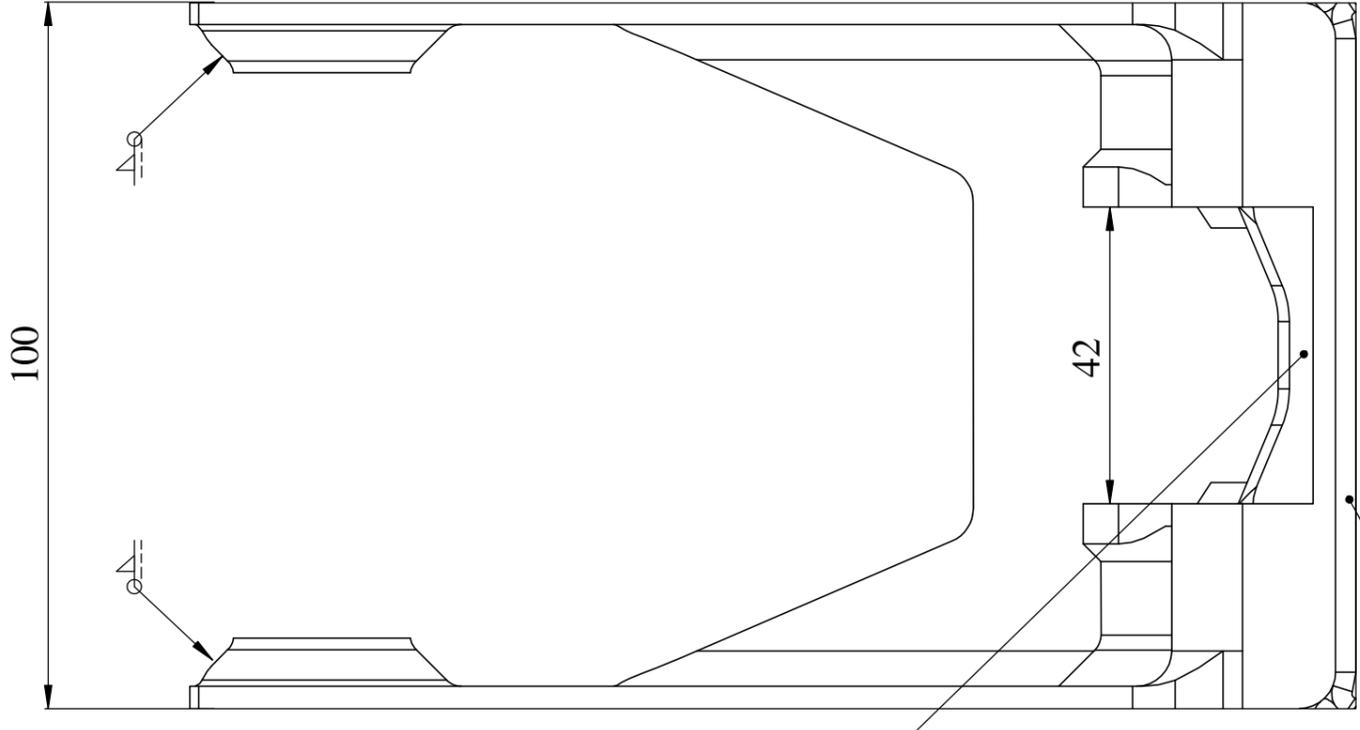
UNIVERSIDAD DE PIURA
 FACULTAD DE INGENIERÍA

“Diseño y fabricación de un vehículo autónomo para discapacitados aplicado en la Región Piura”

Flavio Cesar Gonzalez Cruz

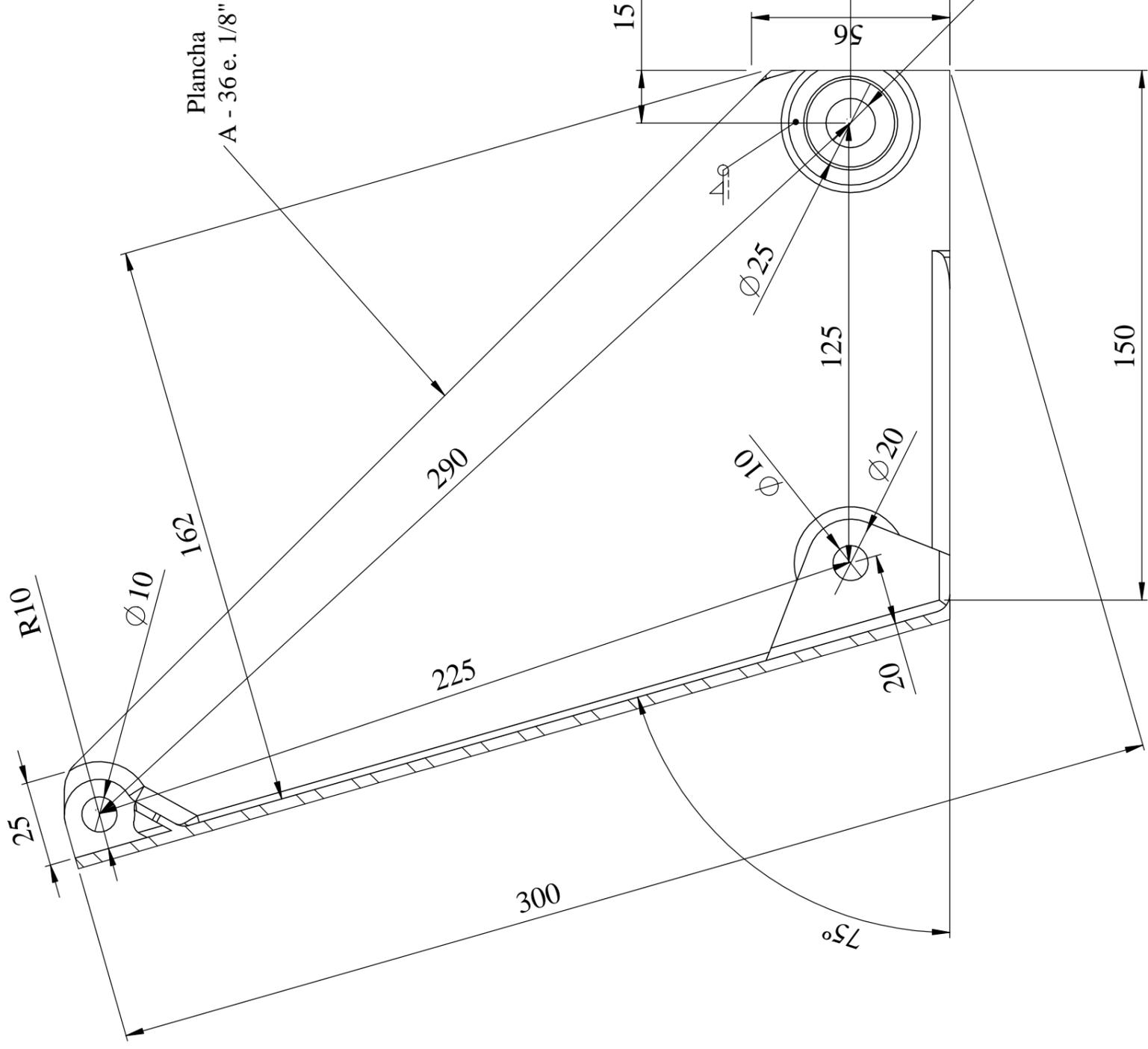
Estructura de pivoteo superior

Escala
 1:1
 Plano
 D6



Plancha e. 1/8"

Plancha de apoyo
A - 36 e. 1/8"



Plancha
A - 36 e. 1/8"

Unidad de medida [mm]

UNIVERSIDAD DE PIURA
FACULTAD DE INGENIERÍA

| DIBUJADO | FECHA | NOMBRE |
|----------|----------|-----------------|
| REVISADO | 02/01/18 | Flavio Gonzalez |
| | 26/02/18 | Flavio Gonzalez |

"Diseño y fabricación de un vehículo autónomo
para discapacitados aplicado en la Región Piura"

Flavio Cesar Gonzalez Cruz

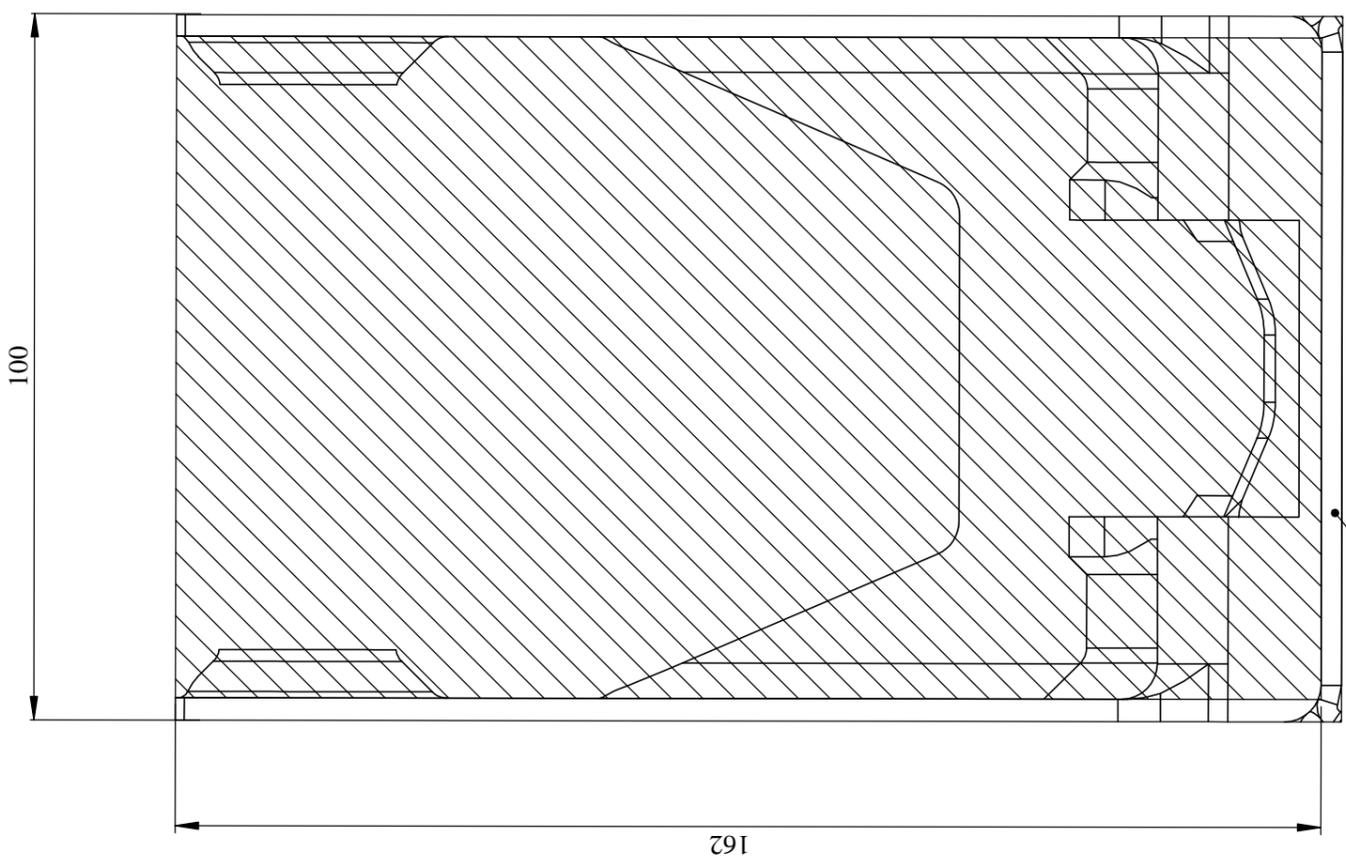
Escala

Horquilla
basculante

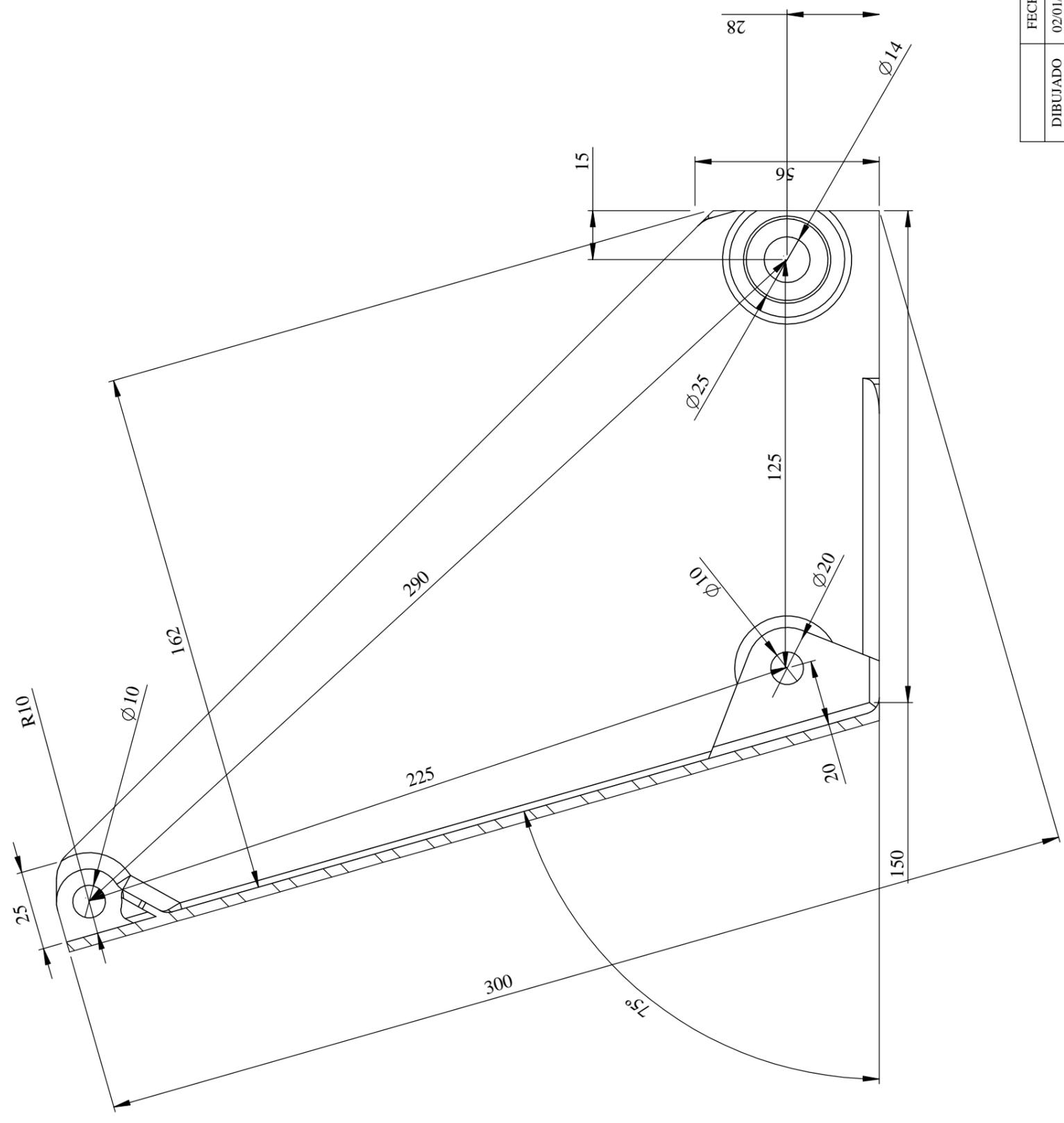
2:3

Plano

D7



Plancha e. 1/8"



UNIVERSIDAD DE PIURA
FACULTAD DE INGENIERÍA

| DIBUJADO | FECHA | NOMBRE |
|----------|----------|-----------------|
| REVISADO | 02/01/18 | Flavio Gonzalez |
| | 26/02/18 | Flavio Gonzalez |

"Diseño y fabricación de un vehículo autónomo para discapacitados aplicado en la Región Piura"

Escala
1:1.2

Plano
D8

Horquilla
basculante

Flavio Cesar Gonzalez Cruz

Bocina de apoyo de bieleta
 Diam. ext.: 20.00 mm
 Diam. int.: 10.00 mm
 Largo: 35.00 mm

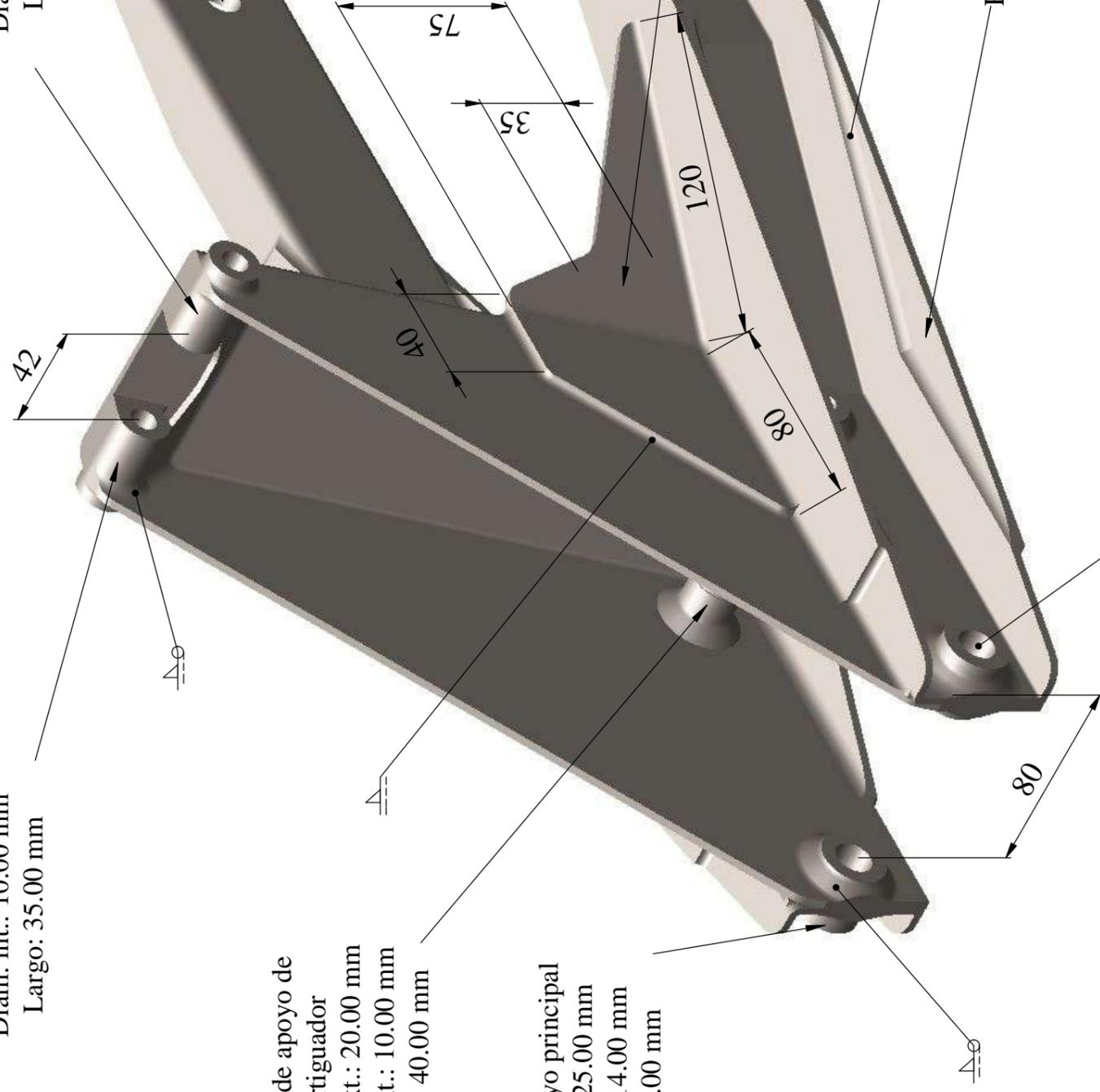
Bocina de apoyo de bieleta
 Diam. ext.: 20.00 mm
 Diam. int.: 10.00 mm
 Largo: 35.00 mm

Ranura de alojamiento
 de eje de rueda
 de tracción

Bocina de apoyo de
 amortiguador
 Diam. ext.: 20.00 mm
 Diam. int.: 10.00 mm
 Largo: 40.00 mm

Bocina de apoyo principal
 Diam. ext.: 25.00 mm
 Diam. int.: 14.00 mm
 Largo: 25.00 mm

Bocina de apoyo
 Diam. ext.: 25.00 mm
 Diam. int.: 14.00 mm
 Largo: 25.00 mm



Refuerzo esquinual
 e. 1/8"

Refuerzo inferior
 de horquilla
 e. 1/8"

| UNIVERSIDAD DE PIURA FACULTAD DE INGENIERÍA | |
|--|-----------------------------|
| DIBUJADO | 02/01/18 Flavio Gonzalez |
| REVISADO | 26/02/18 Flavio Gonzalez |

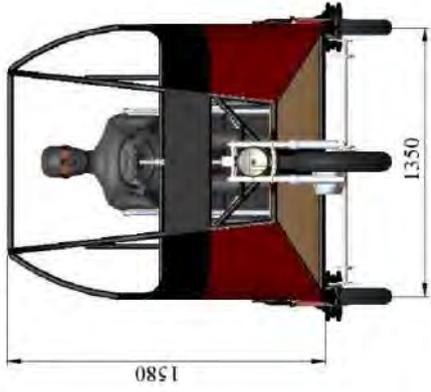
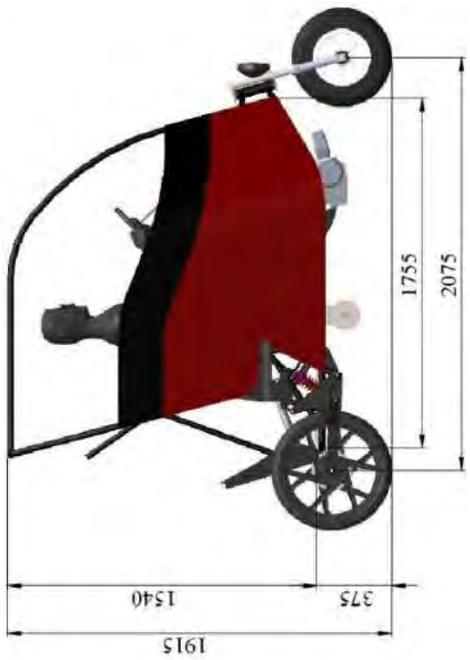
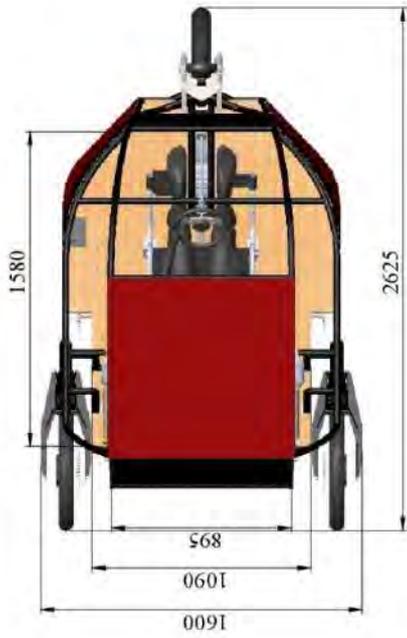
"Diseño y fabricación de un vehículo autónomo
 para discapacitados aplicado en la Región Piura"

Escala
 1:2
 Plano
 D9

Horquilla principal

Flavio Cesar Gonzalez Cruz

Unidad de medida [mm]



| | | | |
|---|----------|-----------------|--|
| DISEÑADO | FECHA | NO. DE DISEÑO | UNIVERSIDAD DE PIURA FACULTAD DE INGENIERÍA |
| REVISADO | 02/01/18 | Flavio Gonzalez | |
| | 26/02/18 | Flavio Gonzalez | |
| "Diseño y fabricación de un vehículo autónomo para discapacitados aplicable en la Región Piura" | | | Escala |
| Flavio Cesar Gonzalez Cruz | | | 1:20 |
| | | | Plano |
| | | | D10 |

TRIDISC. Medidas referenciales

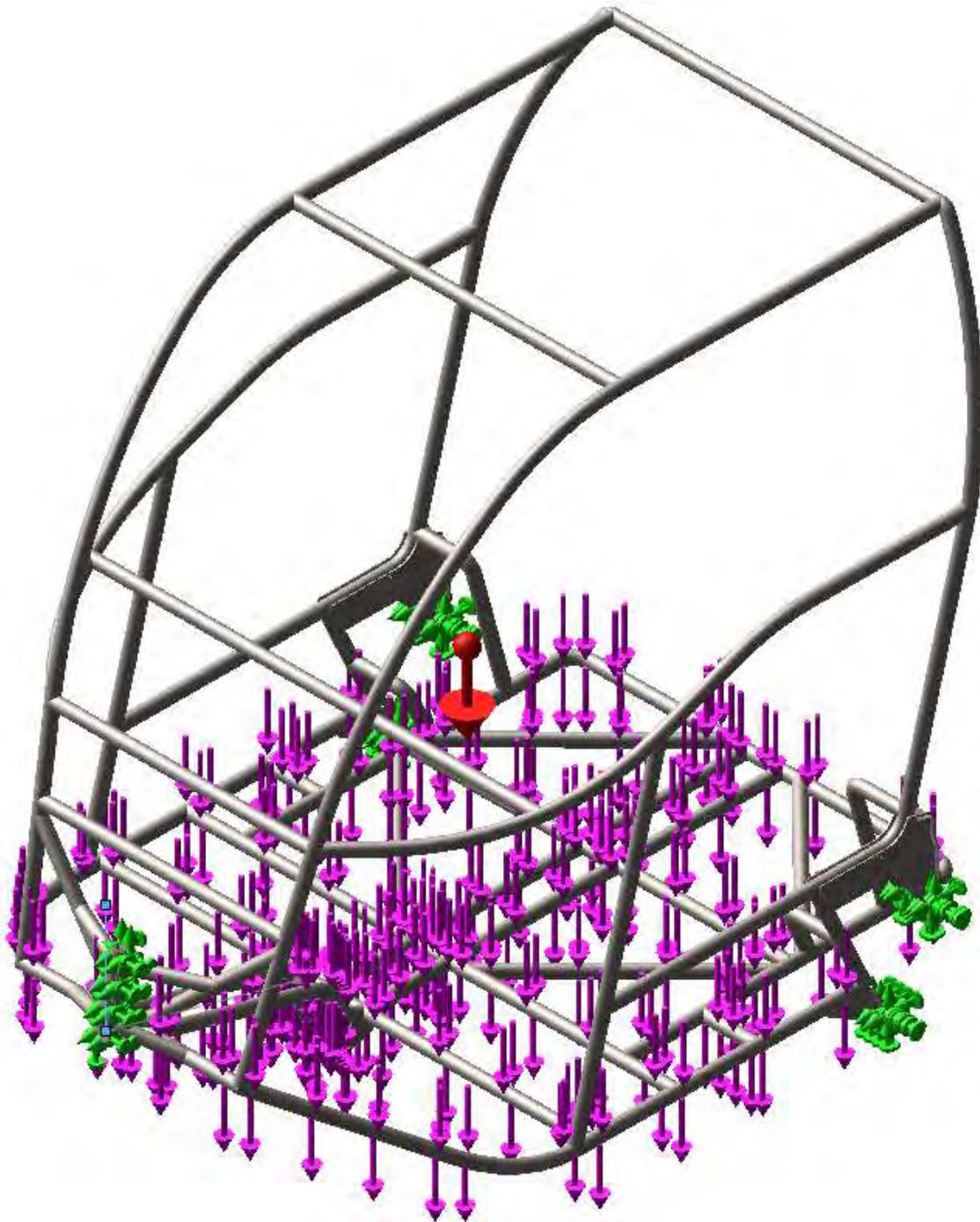
Unidad de medida [mm]

Apéndice B2:
Mallado del bastidor



Nombre de la pieza: Bastidor tubular.
Material: Acero estructural A – 36.
Esfuerzo máximo de fluencia: 250 MPa
Número total de nodos: 576640.
Número total de elementos: 291425.
Masa: 81.0821 kg
Volumen: 0.0103283 m³
Densidad: 7850.49 kg/m³
Peso: 794.605 N

Definición de cargas estáticas



Nombre de la pieza: Bastidor tubular.

Material: Acero estructural A – 36.

Sujeción fija: Apoyos de suspensión delantera y posterior.

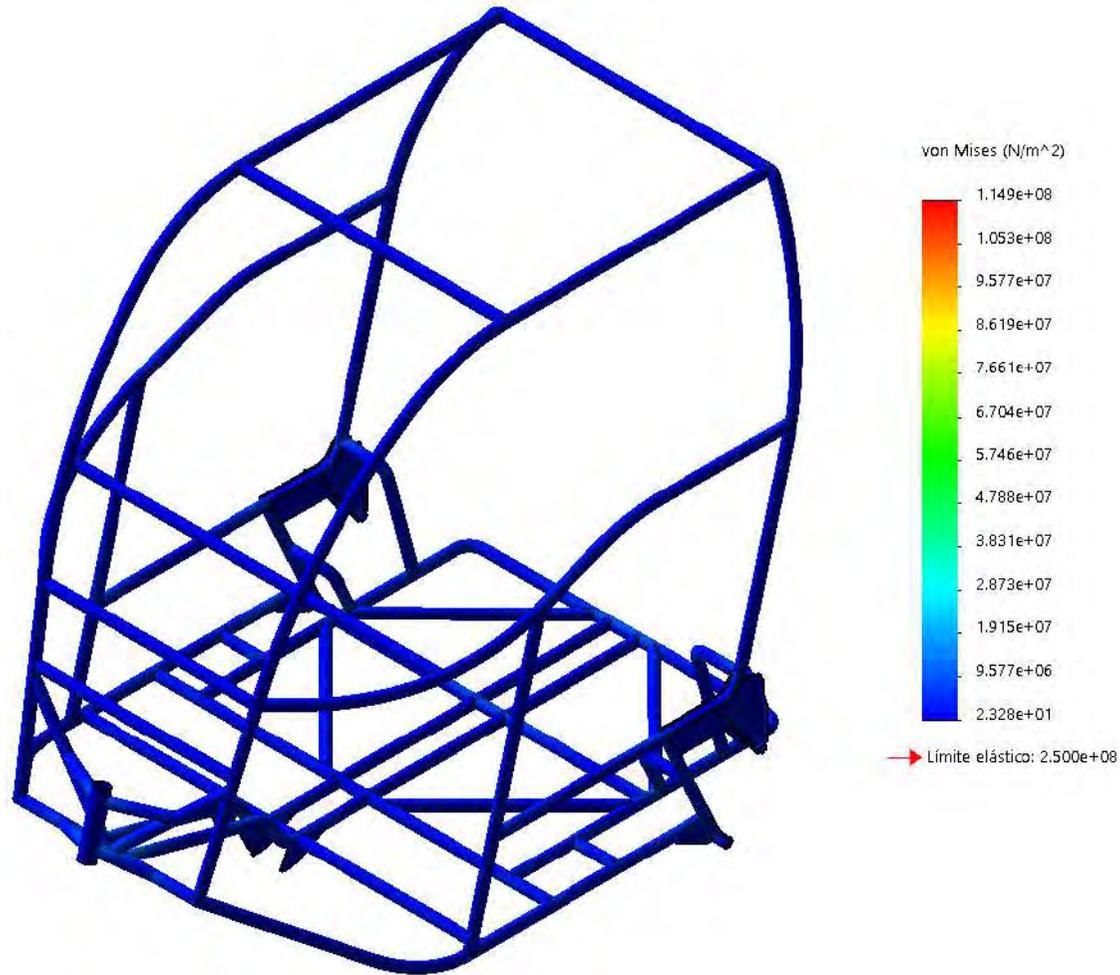
Carga de gravedad: 9.81 m/s².

Carga del motor: 15kg

Carga total vertical: 114 kg.

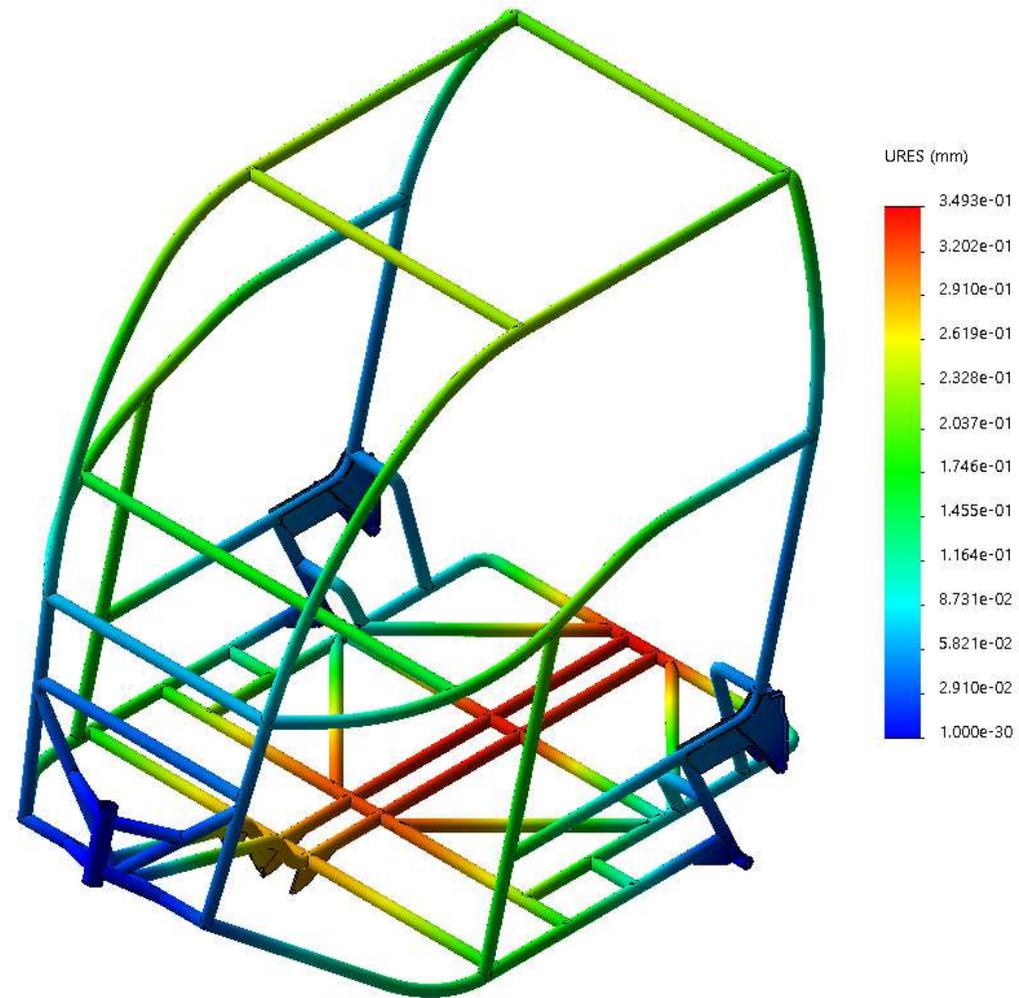
Vista de pieza: Isométrica.

Resultado de esfuerzos Von Mises



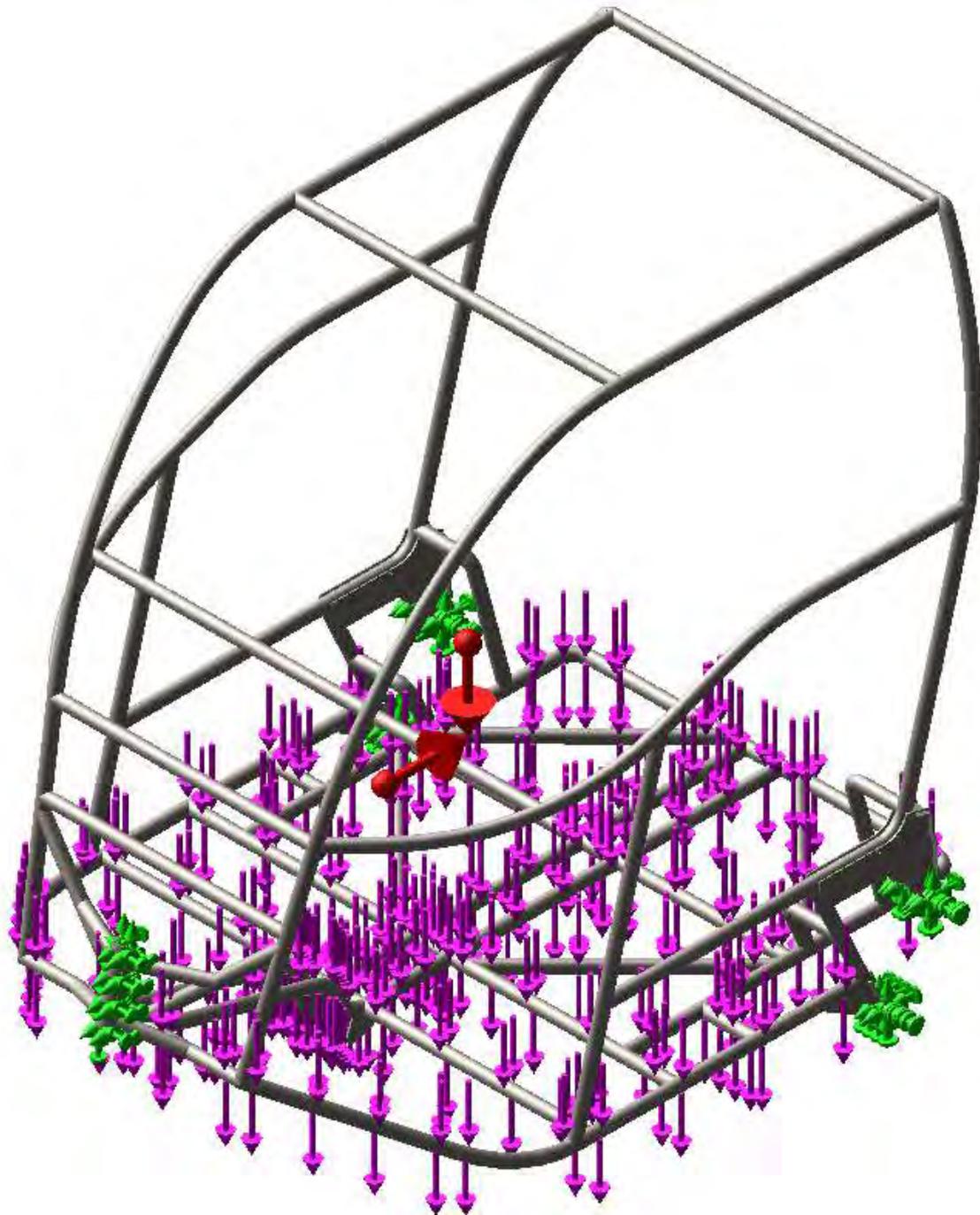
Nombre de la pieza: Bastidor tubular.
Esfuerzo máximo permisible: 114.9 MPa.
Fuerza resultante de reacción: 2059.48 N.
Factor de seguridad: 2.18.

Resultado de deformaciones resultantes



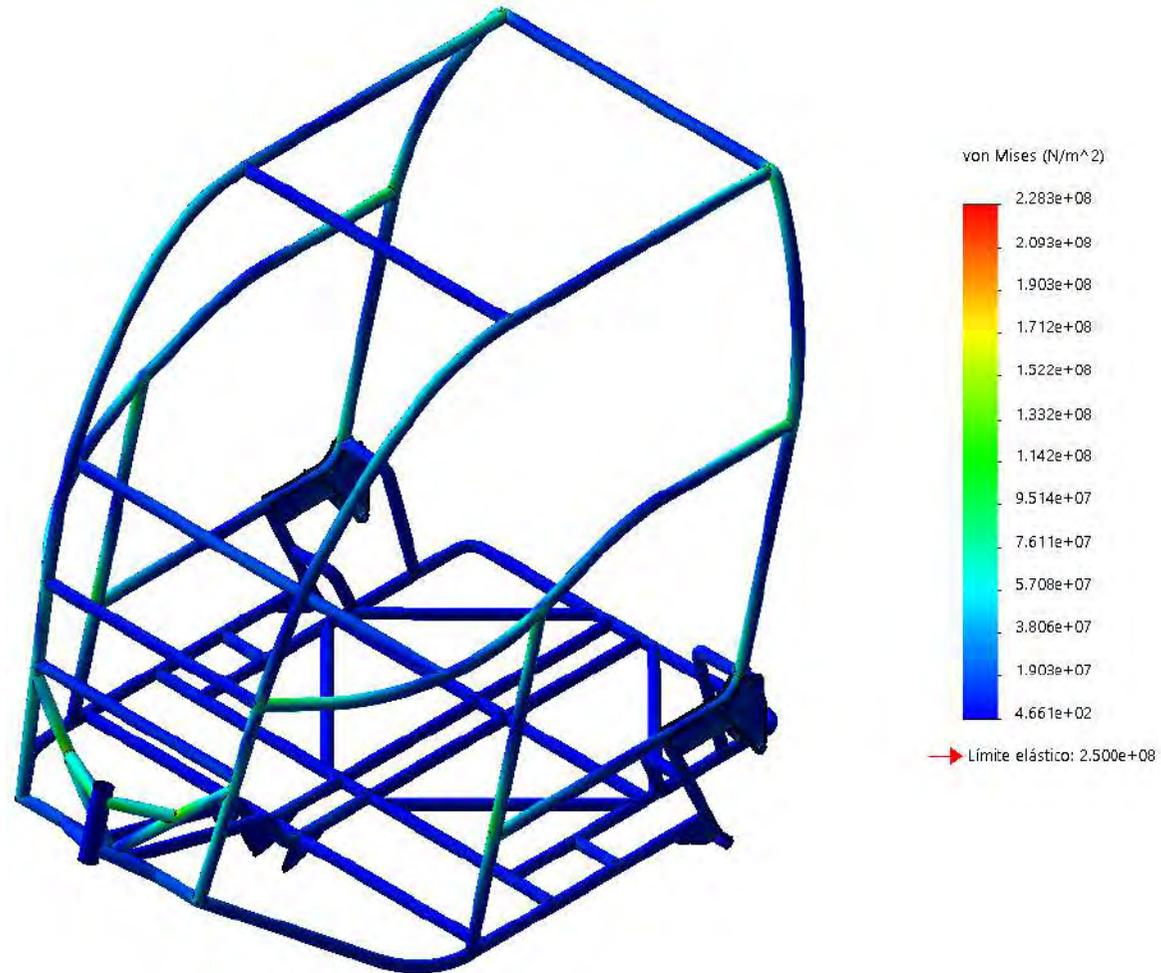
Nombre de la pieza: Bastidor tubular.
Deformación máximo permisible: 0.3493 mm.

Apéndice B3
Definición de cargas



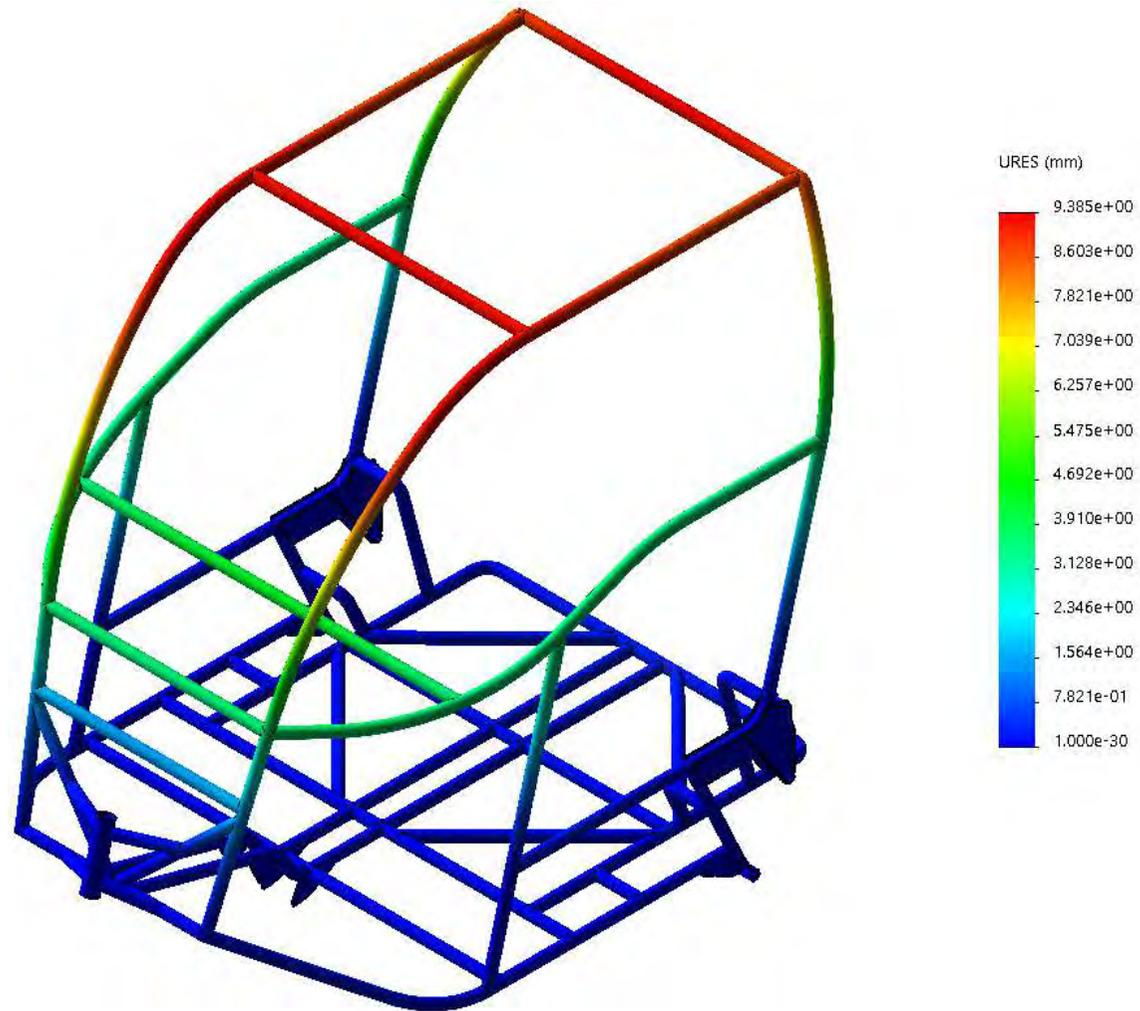
Nombre de la pieza: Bastidor tubular.
Material: Acero estructural A – 36.
Sujeción fija: Apoyos de suspensión delantera y posterior.
Carga de gravedad: 9.81 m/s².
Carga del motor: 15kg.
Carga de desaceleración: 147,15 m/s².
Carga total vertical: 114 kg.
Vista de pieza: Isométrica.

Resultado de esfuerzos Von Mises



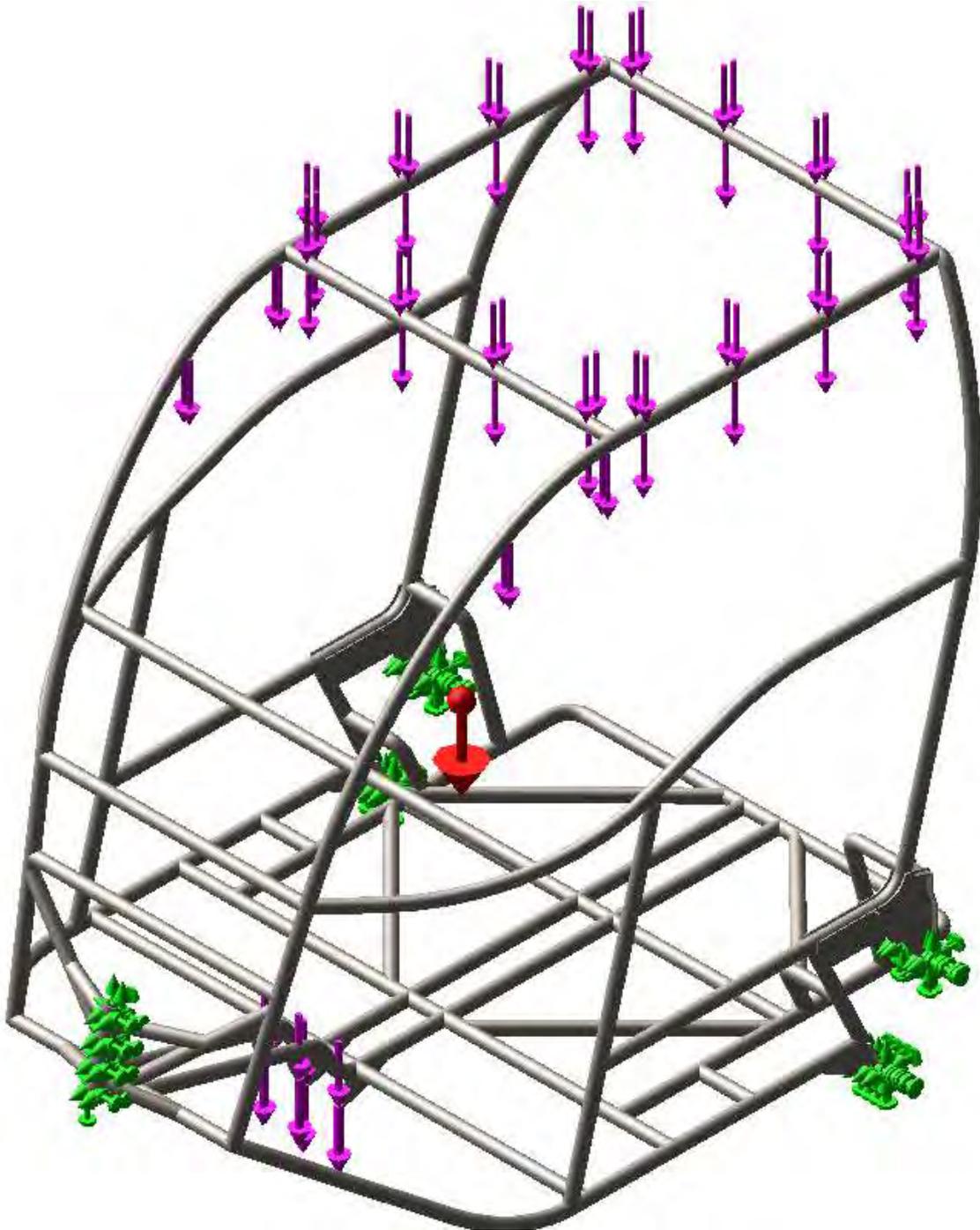
Nombre de la pieza: Bastidor tubular.
Esfuerzo máximo permisible: 228.3 MPa.
Fuerza resultante de reacción: 12067.3 N.
Factor de seguridad: 1.64.

Resultado de deformaciones resultantes



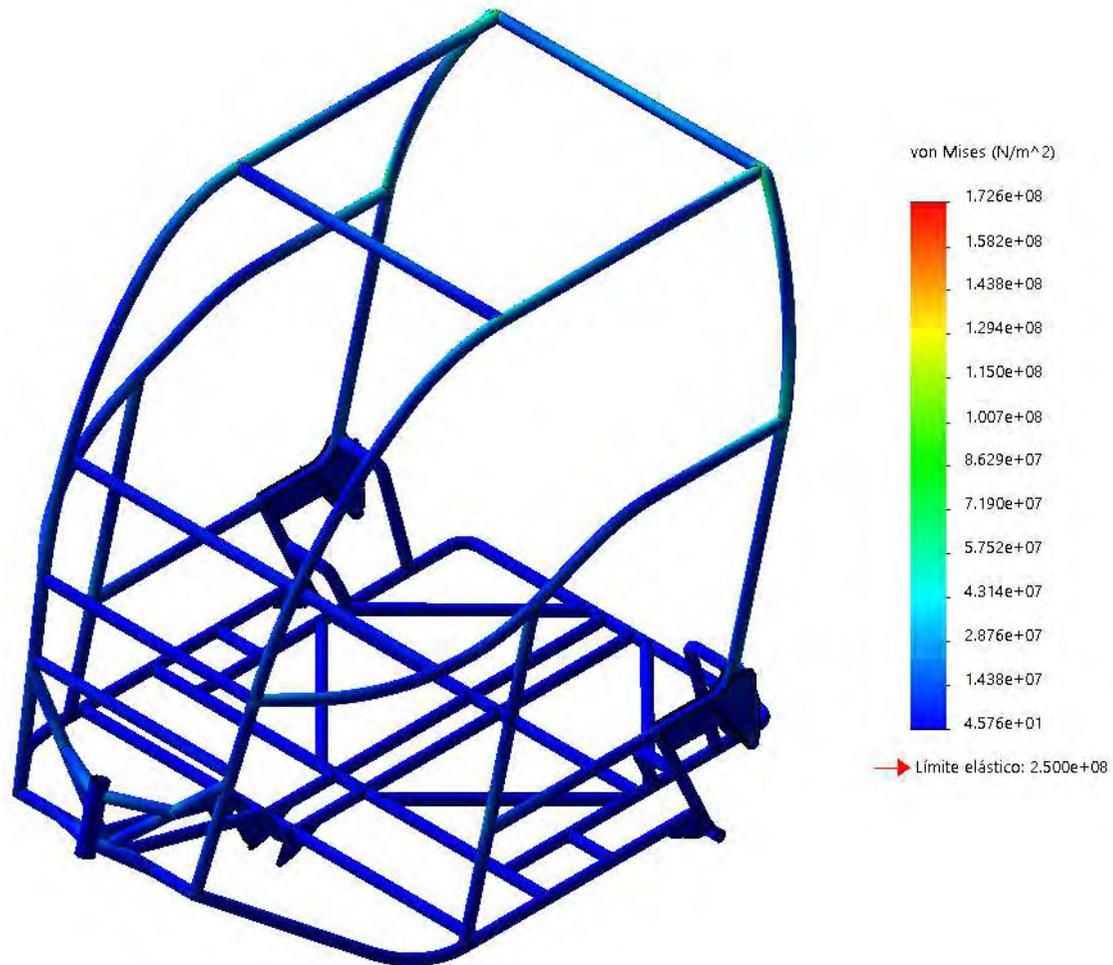
Nombre de la pieza: Bastidor tubular.
Deformación máximo permisible: 9.385 mm.

Apéndice B4
Definición de cargas



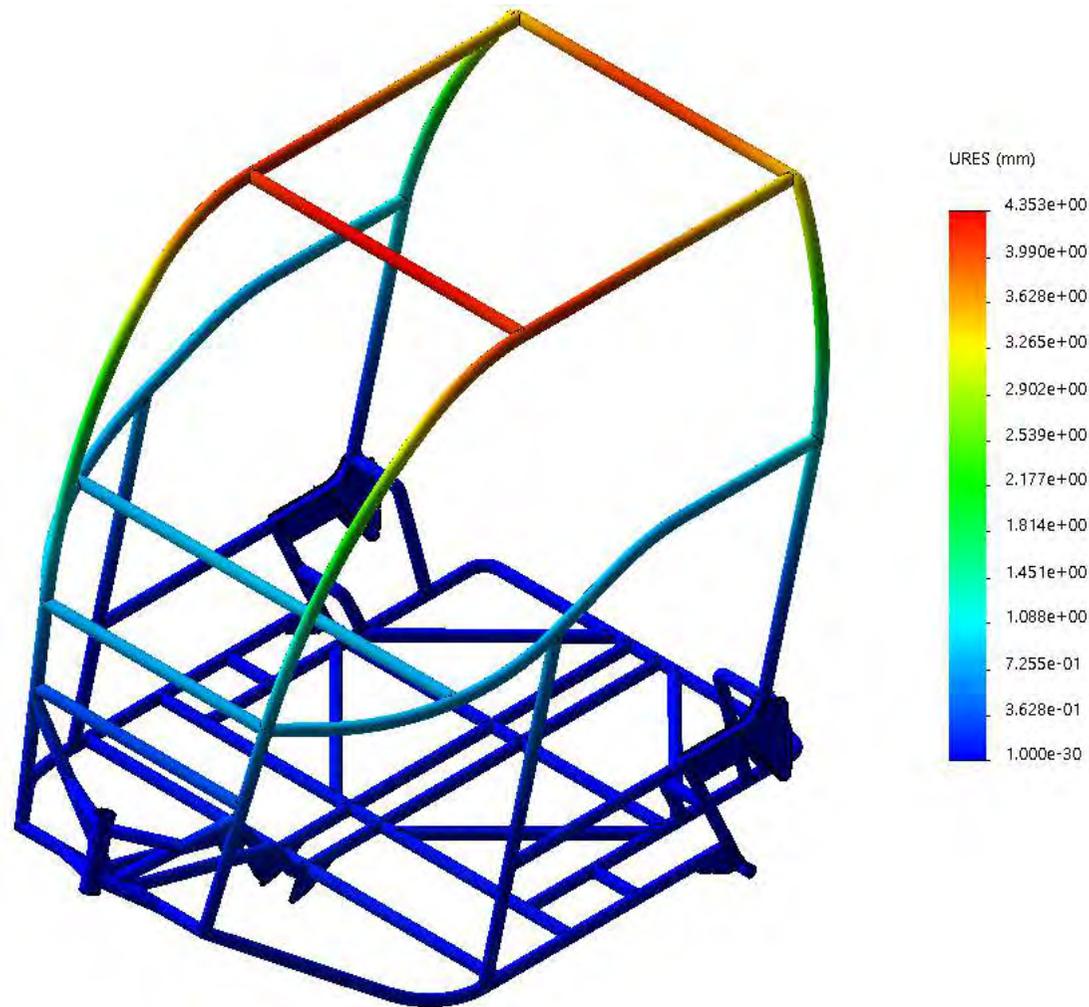
Nombre de la pieza: Bastidor tubular.
Material: Acero estructural A – 36.
Sujeción fija: Apoyos de suspensión delantera y posterior.
Carga de gravedad: 9.81 m/s².
Carga del conductor y demás accesorios: 2670 N.
Vista de pieza: Isométrica.

Resultado de esfuerzos Von Mises



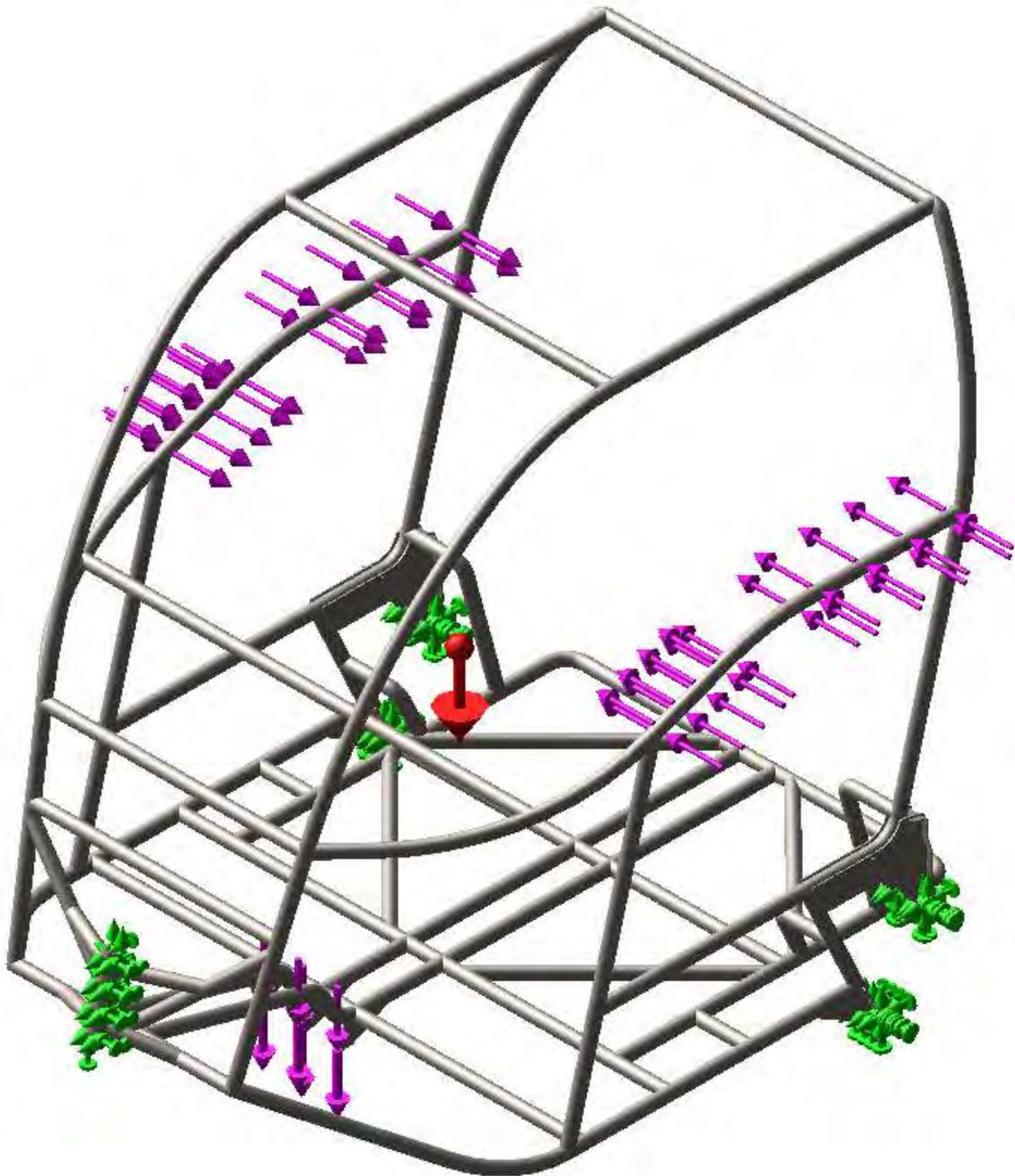
Nombre de la pieza: Bastidor tubular.
Esfuerzo máximo permisible: 1.726 MPa.
Fuerza resultante de reacción: 3341.5 N.
Factor de seguridad: 1.45.

Resultado de deformaciones resultantes



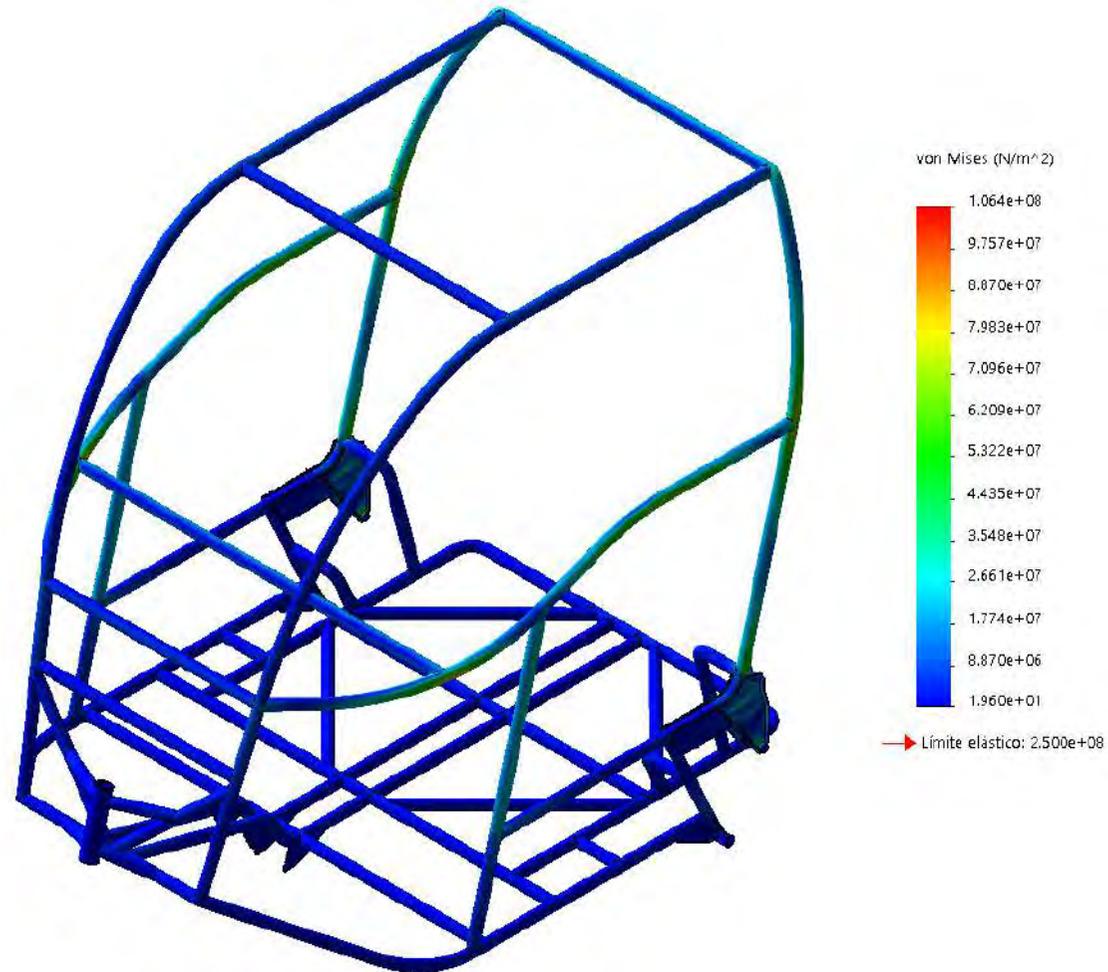
Nombre de la pieza: Bastidor tubular.
Deformación máximo permisible: 4.353 mm.

Apéndice B5
Definición de cargas



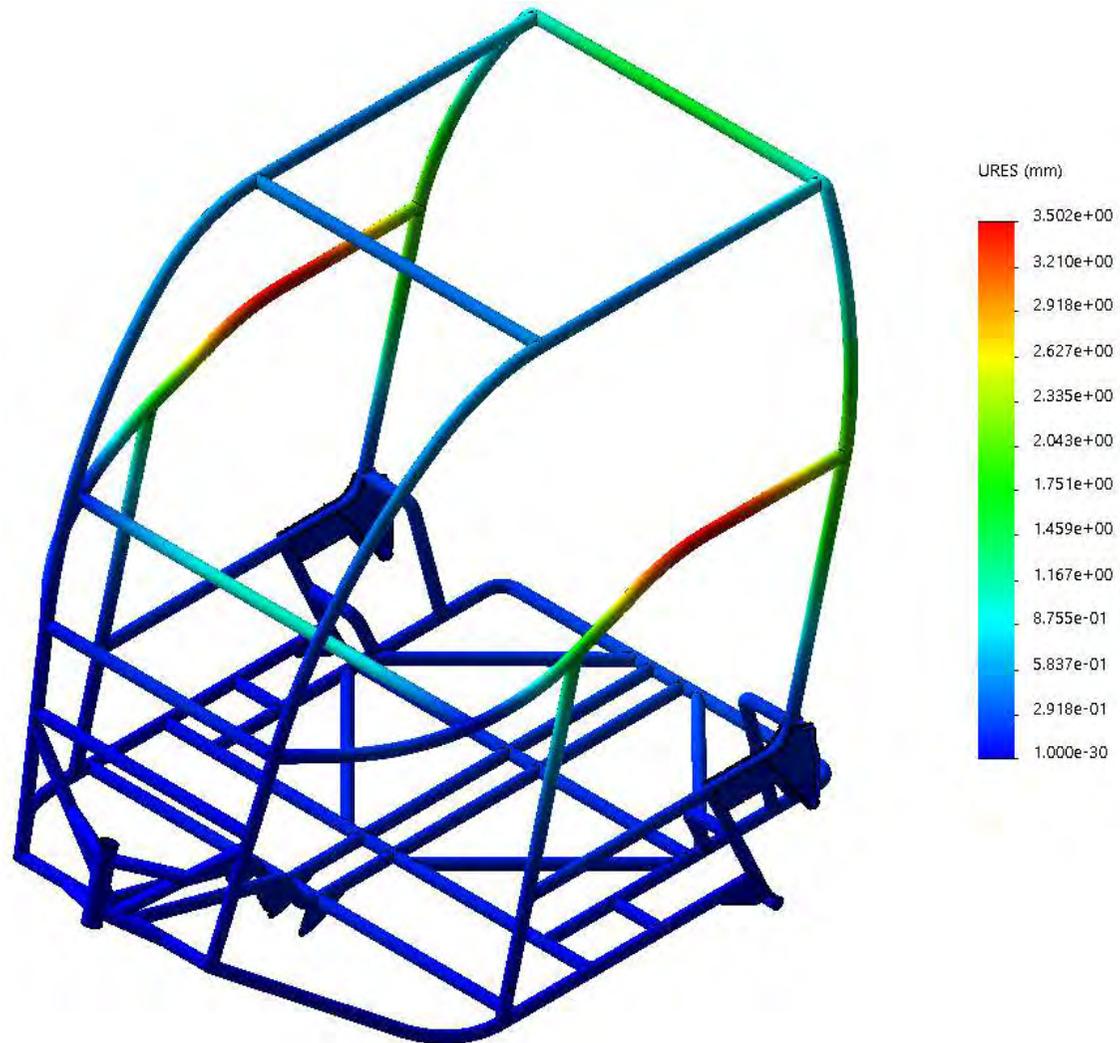
Nombre de la pieza: Bastidor tubular.
Material: Acero estructural A – 36.
Sujeción fija: Apoyos de suspensión delantera y posterior.
Carga de gravedad: 9.81 m/s².
Carga del horizontal simétrica: 1330 N.
Vista de pieza: Isométrica.

Resultado de esfuerzos Von Mises



Nombre de la pieza: Bastidor tubular.
Esfuerzo máximo permisible: 106.4 MPa.
Fuerza resultante de reacción: 941.273 N.
Factor de seguridad: 2.35.

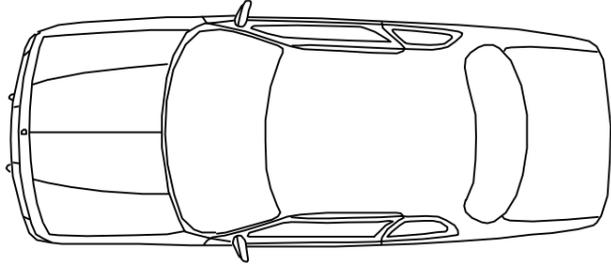
Resultado de deformaciones resultantes



Nombre de la pieza: Bastidor tubular.
Deformación máximo permisible: 3.502 mm.

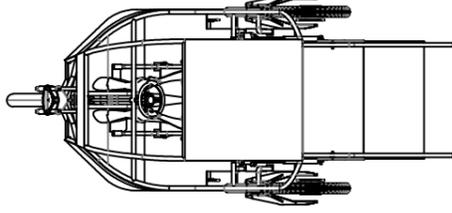
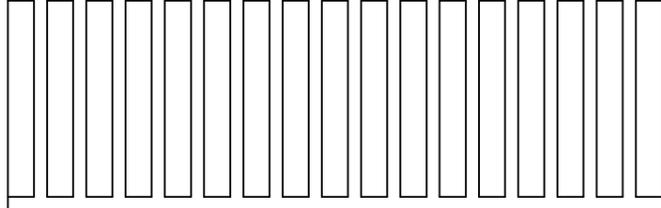
Apéndice B6

AREA
DE
ESTACIONAMIENTO

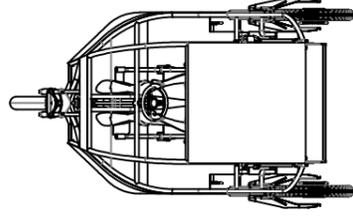


2.50

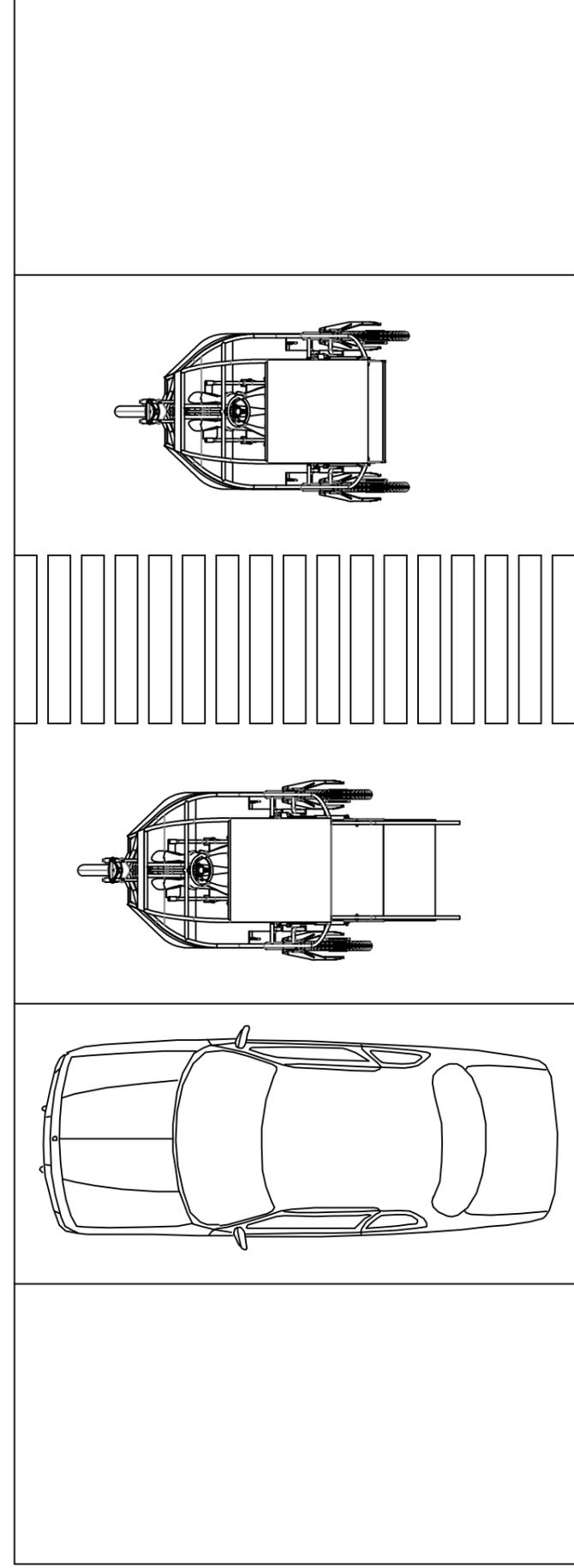
AREA
DE
ESTACIONAMIENTO



1.50 2.50



4.00



5.00

ESCALA:

1/50

UNIVERSIDAD DE PIURA
FACULTAD DE INGENIERIA

AREA DE PARQUEO
VEHICULAR:
ESTACIONAMIENTO
PARA
DISCAPACITADOS

FECHA

NOMBRE

01/01/2019

06/02/2019

FLAVIO GONZALEZ

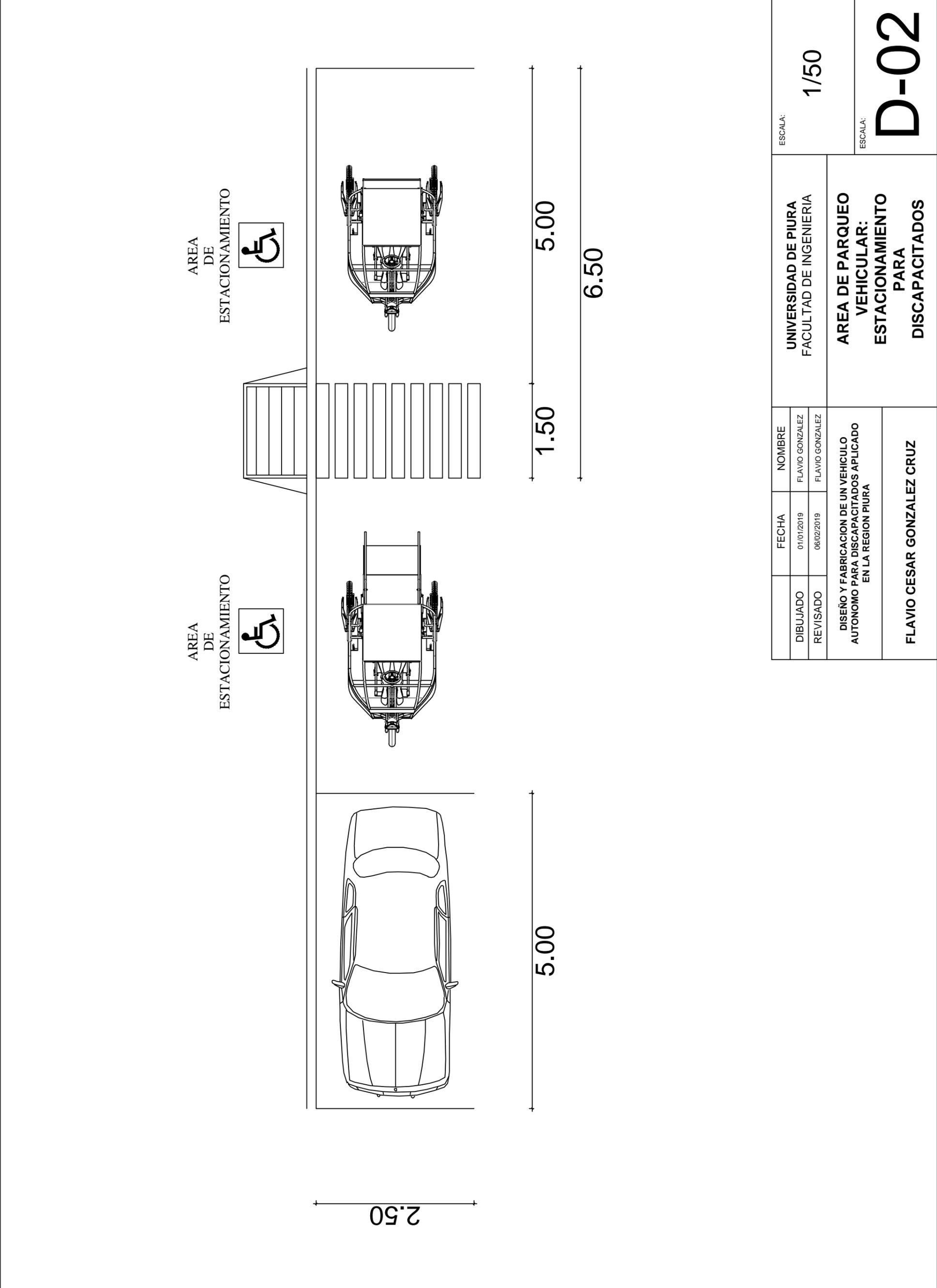
FLAVIO GONZALEZ

DISEÑO Y FABRICACION DE UN VEHICULO
AUTONOMO PARA DISCAPACITADOS APLICADO
EN LA REGION PIURA

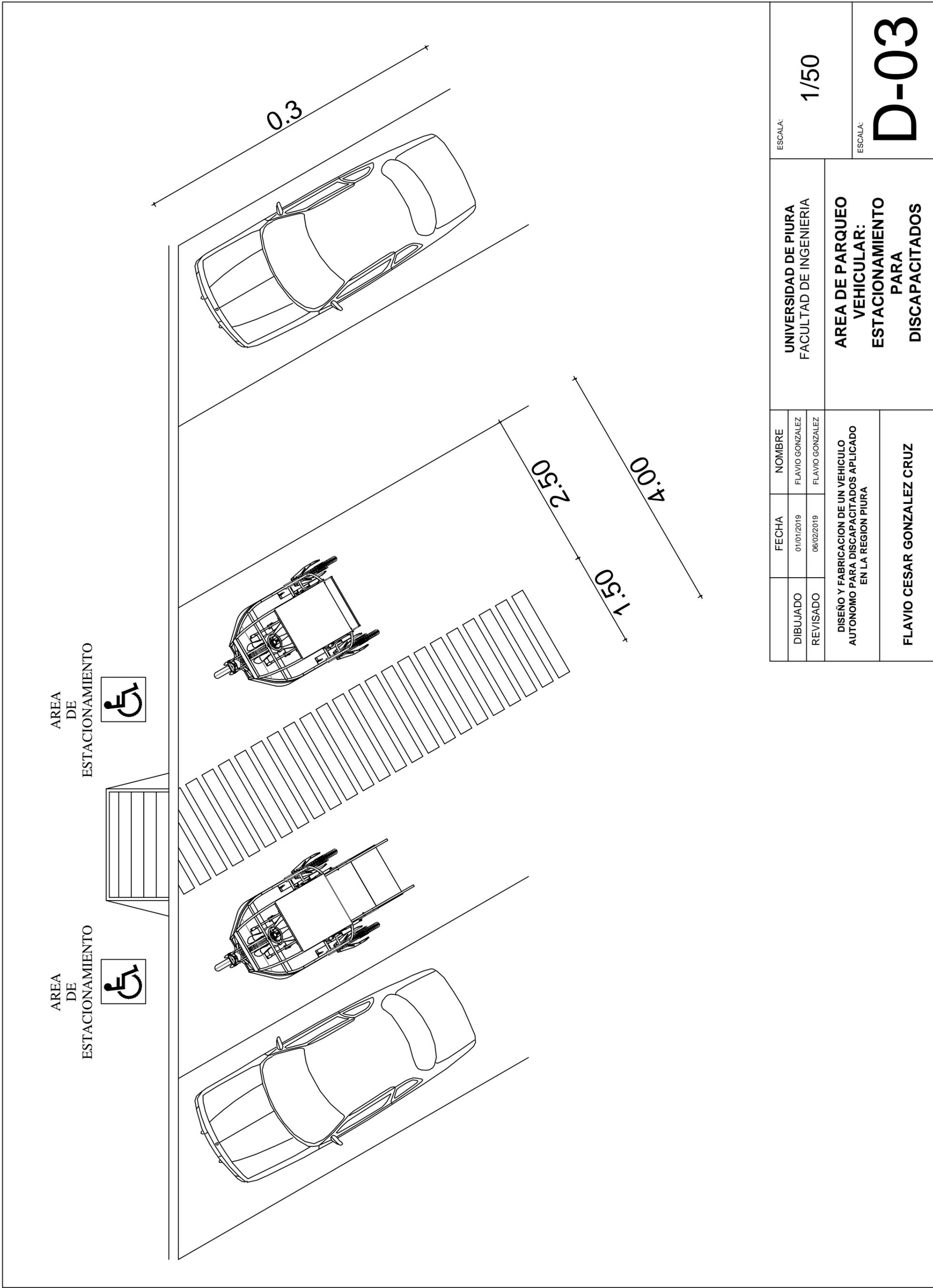
FLAVIO CESAR GONZALEZ CRUZ

ESCALA:

D-01



| | | | |
|--|--------------------------|------------------------------------|--|
| UNIVERSIDAD DE PIURA FACULTAD DE INGENIERIA | | ESCALA: 1/50 | |
| AREA DE PARQUEO VEHICULAR: ESTACIONAMIENTO PARA DISCAPACITADOS | | ESCALA: D-02 | |
| DIBUJADO | FECHA | NOMBRE | DISEÑO Y FABRICACION DE UN VEHICULO AUTONOMO PARA DISCAPACITADOS APLICADO EN LA REGION PIURA |
| REVISADO | 01/01/2019 06/02/2019 | FLAVIO GONZALEZ FLAVIO GONZALEZ | |
| FLAVIO CESAR GONZALEZ CRUZ | | | |



AREA DE ESTACIONAMIENTO



AREA DE ESTACIONAMIENTO



0.3

2.50

1.50

4.00

ESCALA:

1/50

ESCALA:

D-03

UNIVERSIDAD DE PIURA
FACULTAD DE INGENIERIA

AREA DE PARQUEO
VEHICULAR:
PARA
DISCAPACITADOS

FECHA

NOMBRE

01/01/2019

FLAVIO GONZALEZ

06/02/2019

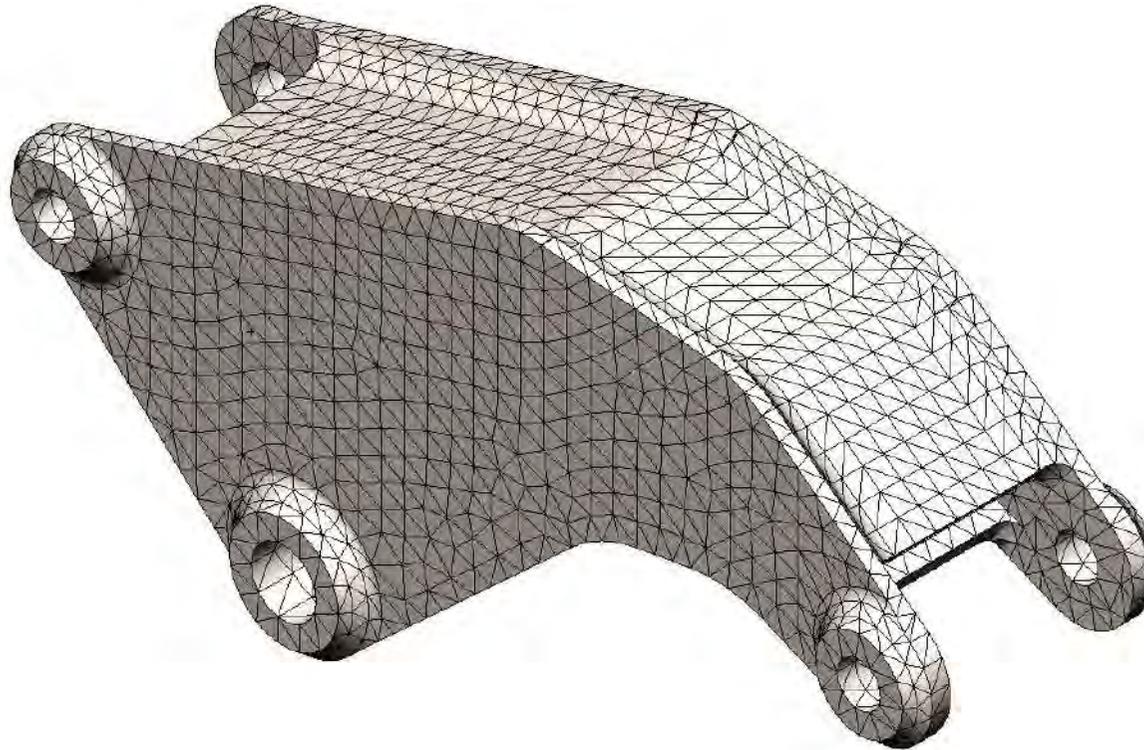
FLAVIO GONZALEZ

DISEÑO Y FABRICACION DE UN VEHICULO
AUTONOMO PARA DISCAPACITADOS APLICADO
EN LA REGION PIURA

FLAVIO CESAR GONZALEZ CRUZ

Apéndice C

Mallado de la bieleta superior



Nombre de la pieza: Bieleta de pivoteo.

Material: Acero estructural A – 36.

Esfuerzo máximo de fluencia: 250 MPa

Número total de nodos: 23755.

Número total de elementos: 12443.

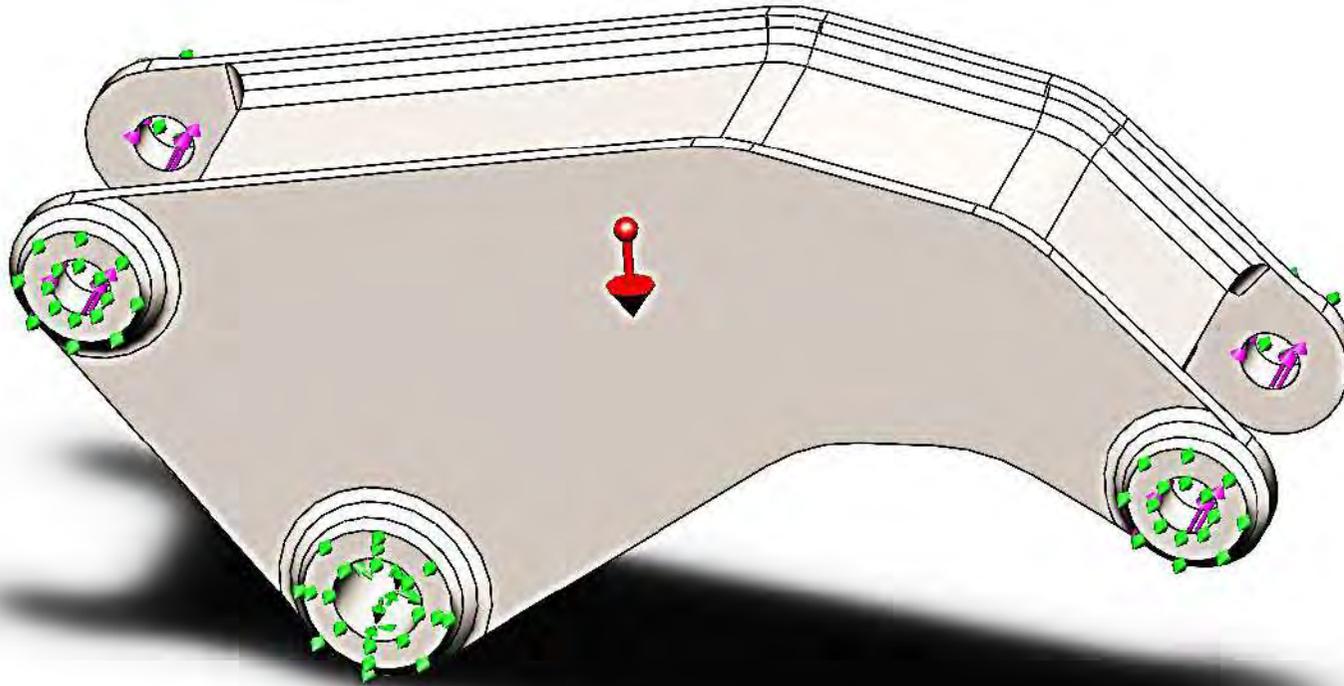
Masa: 1.17522 kg

Volumen: 0.00014971 m³

Densidad: 7850.49 kg/m³

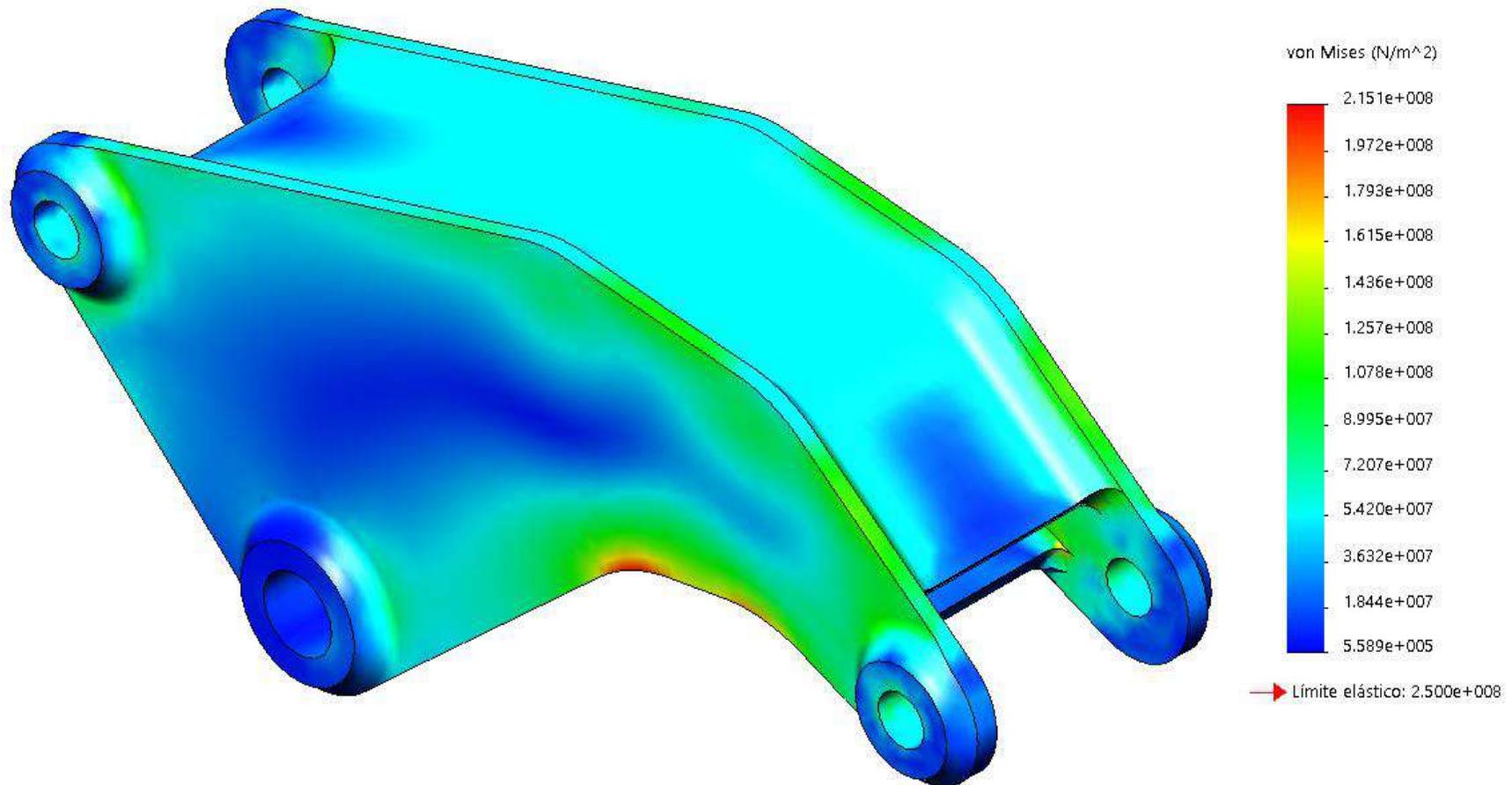
Peso: 11.5172 N

Definición de cargas



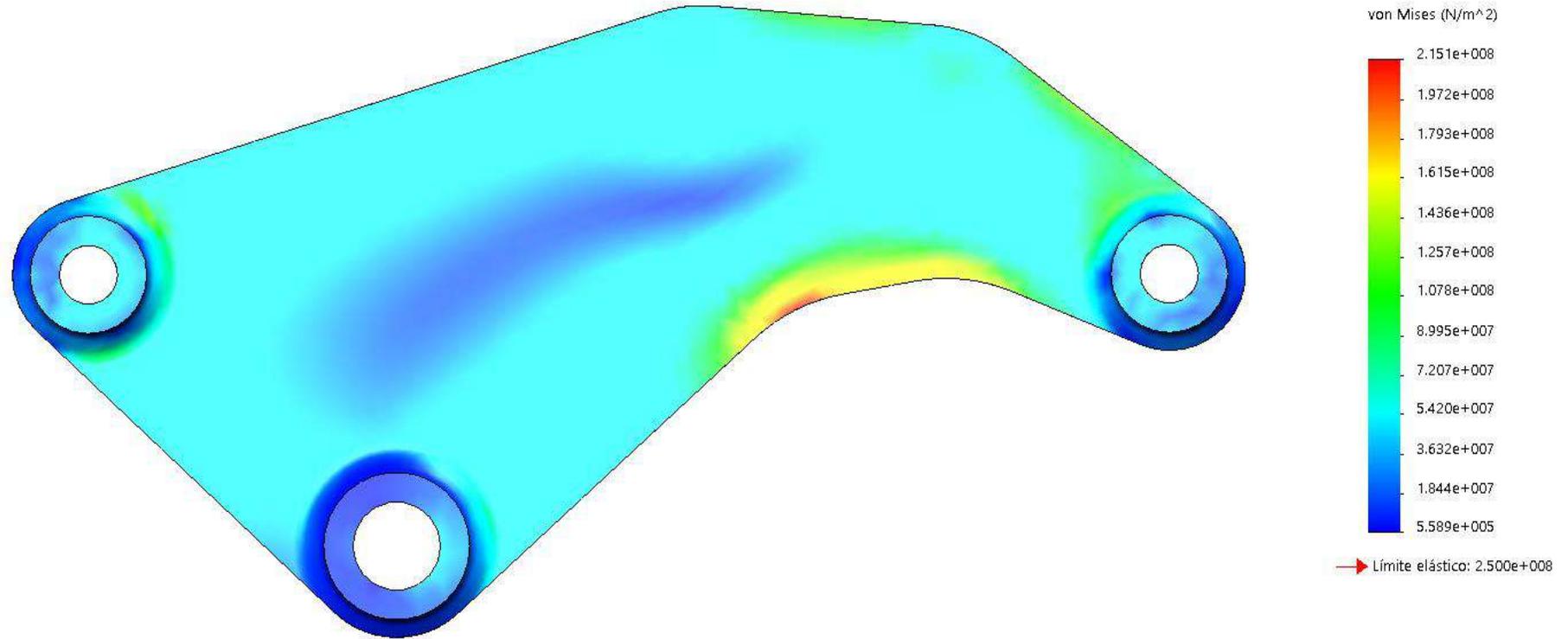
Nombre de la pieza: Bieleta de pivoteo.
Carga de gravedad: 9.81 m/s².
Carga en apoyo derecho: 7995.16 N.
Carga en apoyo izquierdo: 11414.1 N.
Sujeción fija: Apoyo inferior.
Sujeción lateral: apoyo derecho e izquierdo.

Resultado de esfuerzos Von Mises



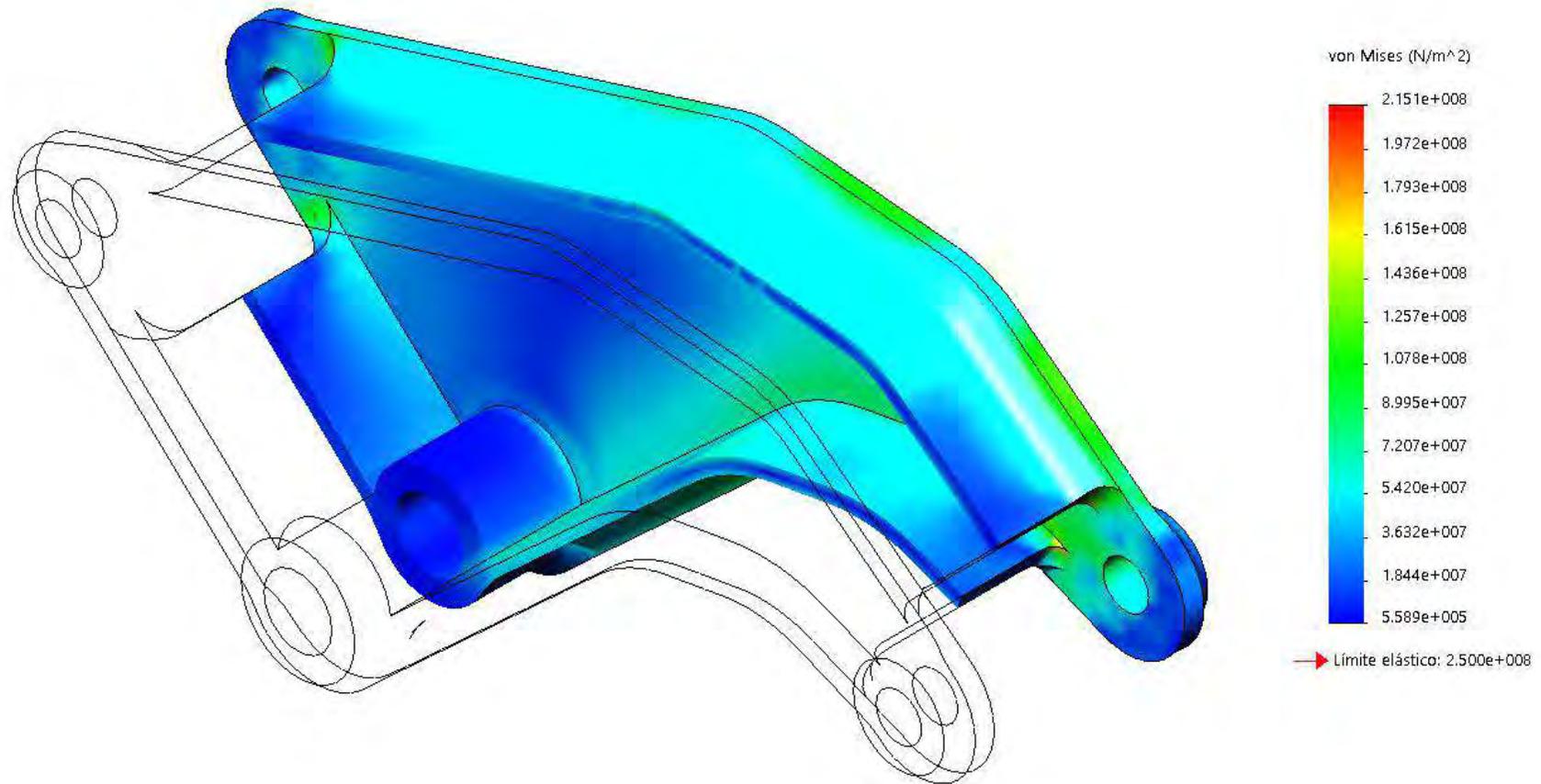
Nombre de la pieza: Bieleta de pivoteo.
Esfuerzo máximo permisible: 215.1 MPa.
Fuerza resultante de reacción: 11.2478 N.
Factor de seguridad: 1.16.
Vista de pieza: Isométrica.

Resultado de esfuerzos Von Mises



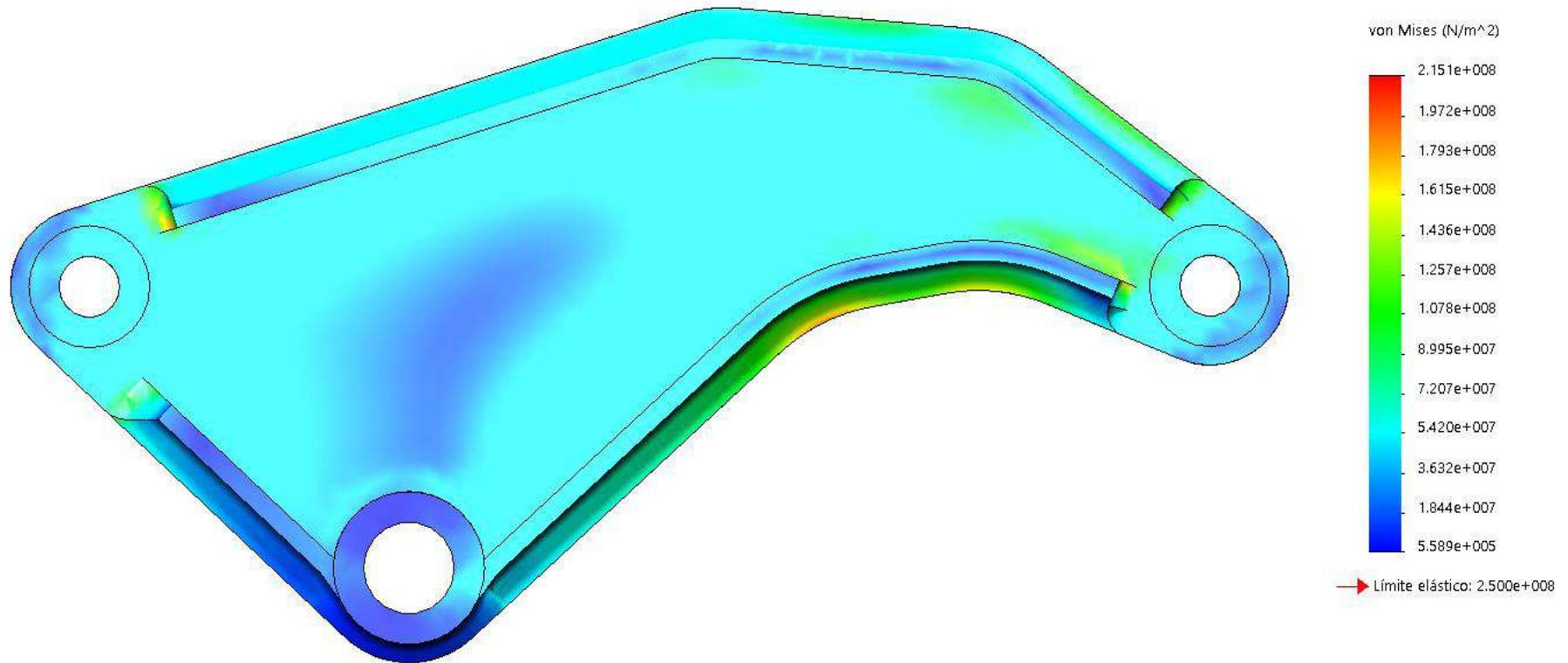
Nombre de la pieza: Bieleta de pivoteo.
Esfuerzo máximo permisible: 215.1 MPa.
Fuerza resultante de reacción: 11.2478 N.
Factor de seguridad: 1.16.
Vista de pieza: Lateral.

Resultado de esfuerzos Von Mises



Nombre de la pieza: Bieleta de pivoteo.
Esfuerzo máximo permisible: 215.1 MPa.
Fuerza resultante de reacción: 11.2478 N.
Factor de seguridad: 1.16.
Vista de pieza: Isométrica con corte en plano intermedio.

Resultado de esfuerzos Von Mises



Nombre de la pieza: Bieleta de pivoteo.
Esfuerzo máximo permisible: 215.1 MPa.
Fuerza resultante de reacción: 11.2478 N.
Factor de seguridad: 1.16.
Vista de pieza: Lateral con corte en plano central.

Mallado de la horquilla



Nombre de la pieza: Horquilla principal.

Material: Acero estructural A – 36.

Esfuerzo máximo de fluencia: 250 MPa

Número total de nodos: 147922.

Número total de elementos: 80134.

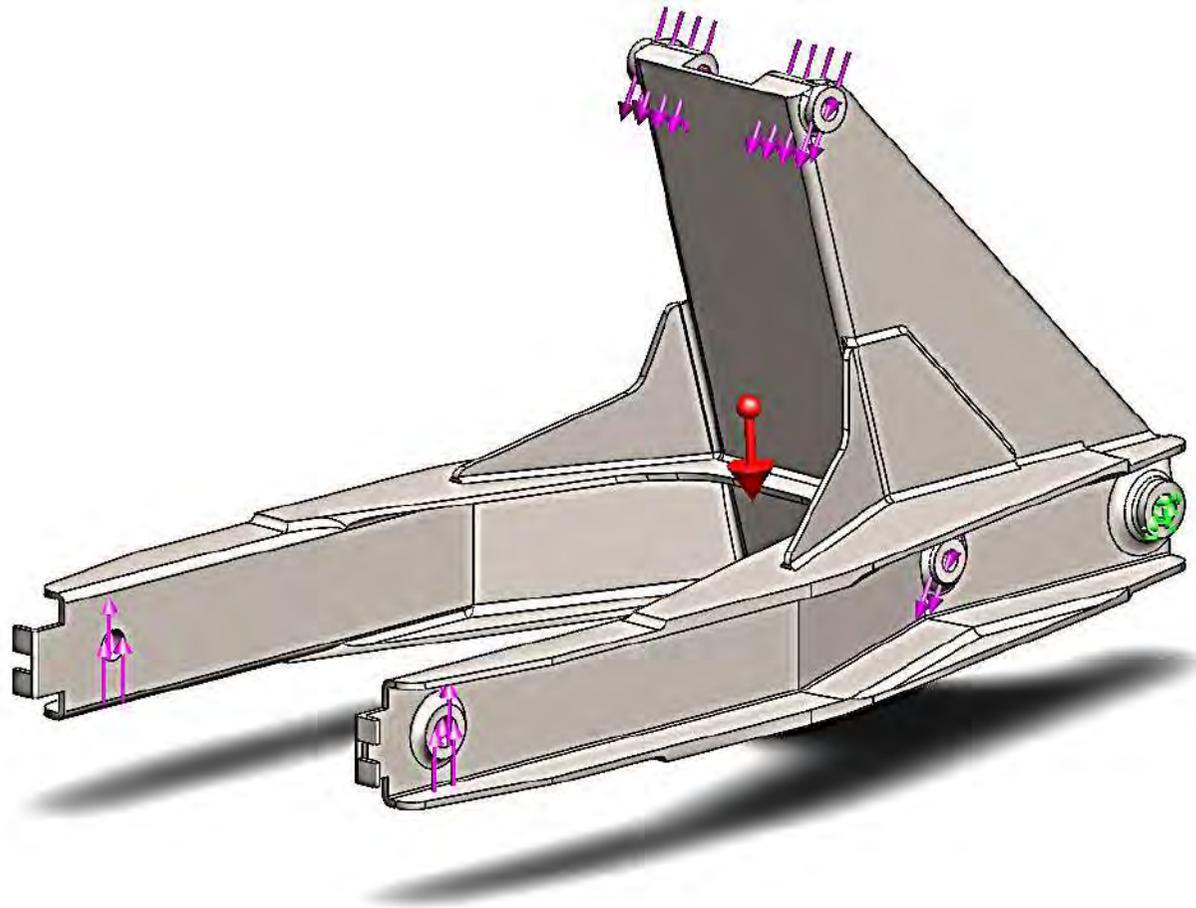
Masa: 7.54732 kg

Volumen: 0.000961427 m³

Densidad: 7850.49 kg/m³

Peso: 73.9637 N

Definición de cargas



Nombre de la pieza: Horquilla principal.

Carga de gravedad: 9.81 m/s².

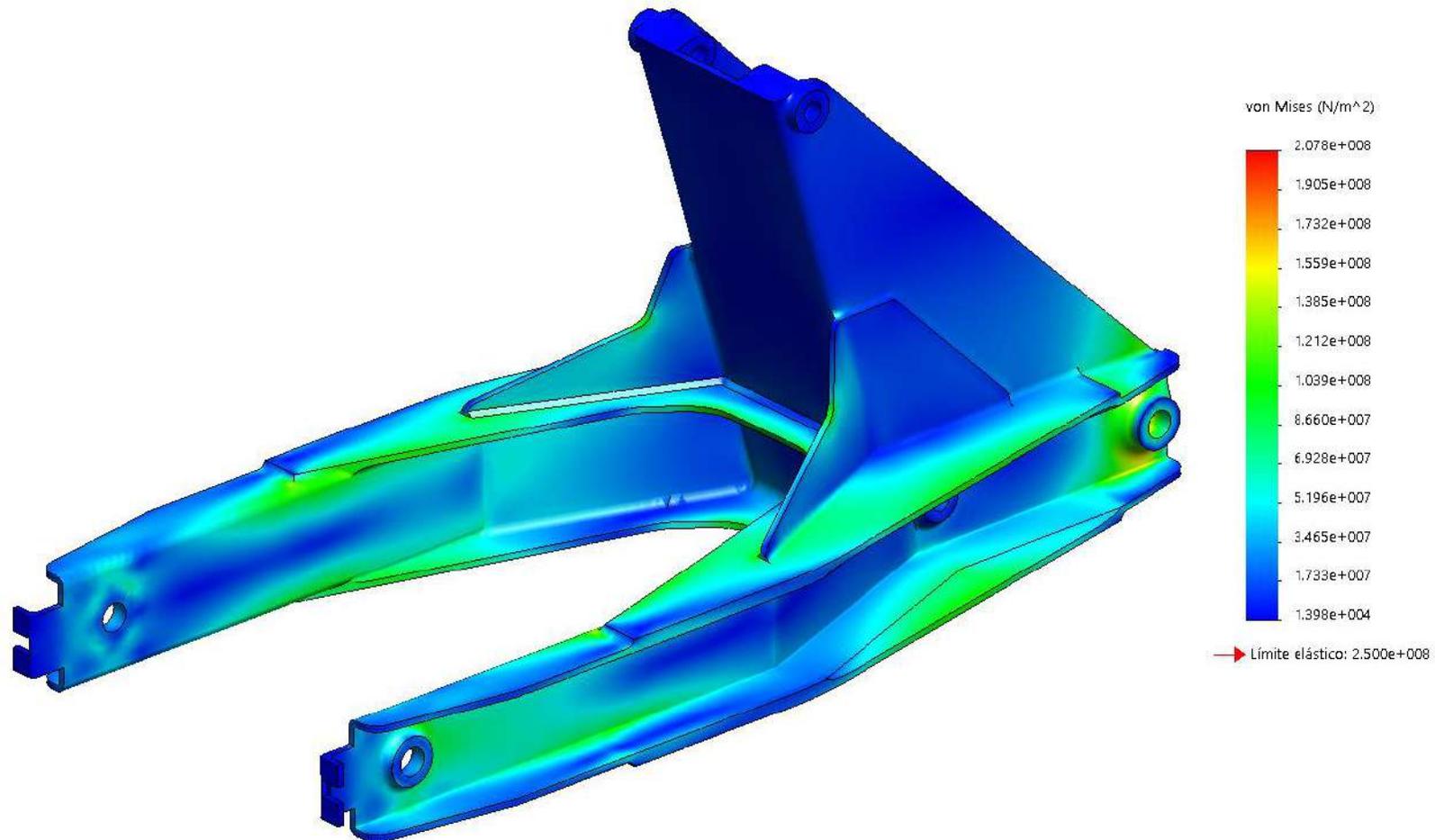
Carga en apoyo central de rueda: 5269.27 N.

Carga en apoyo superior: 11414.1 N.

Carga en apoyo superior: 7995.16 N.

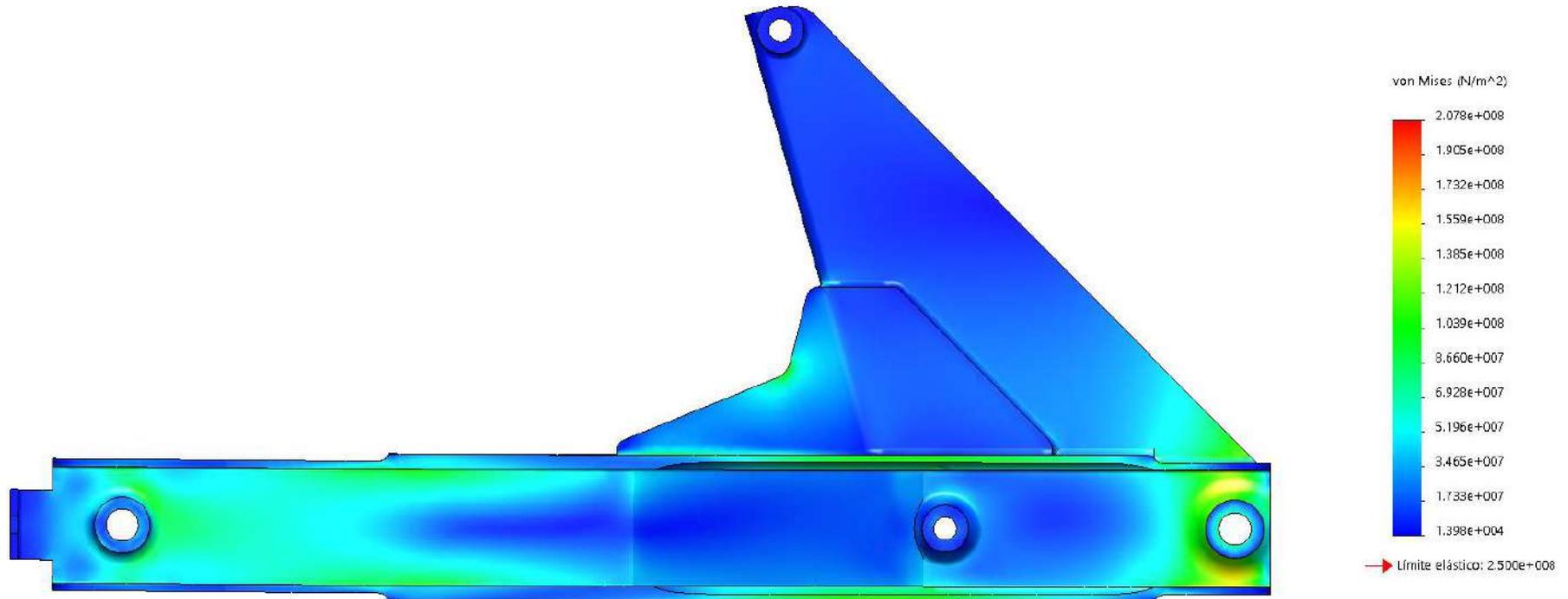
Sujeción fija: Apoyo inferior.

Resultado de esfuerzos Von Mises



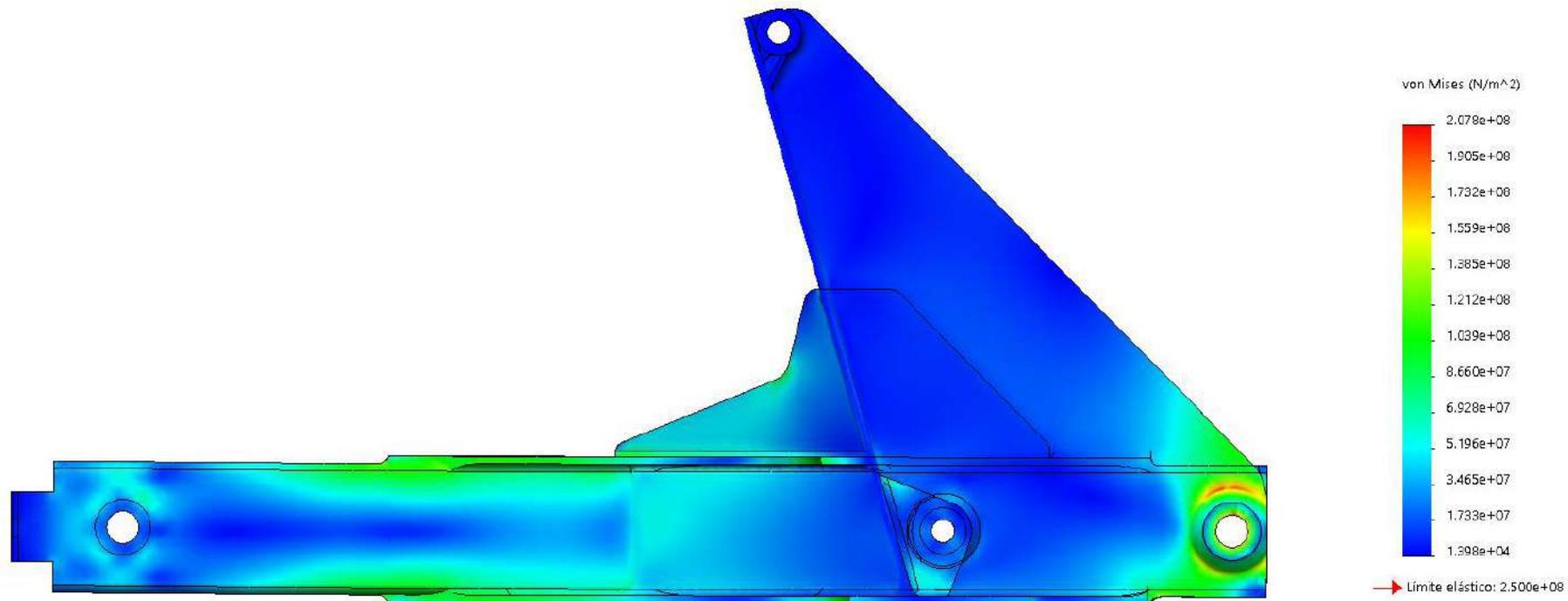
Nombre de la pieza: Horquilla principal.
Esfuerzo máximo permisible: 207.8 MPa.
Fuerza resultante de reacción: 4878.25 N.
Factor de seguridad: 1.2.
Vista de pieza: Isométrica.

Resultado de esfuerzos Von Mises



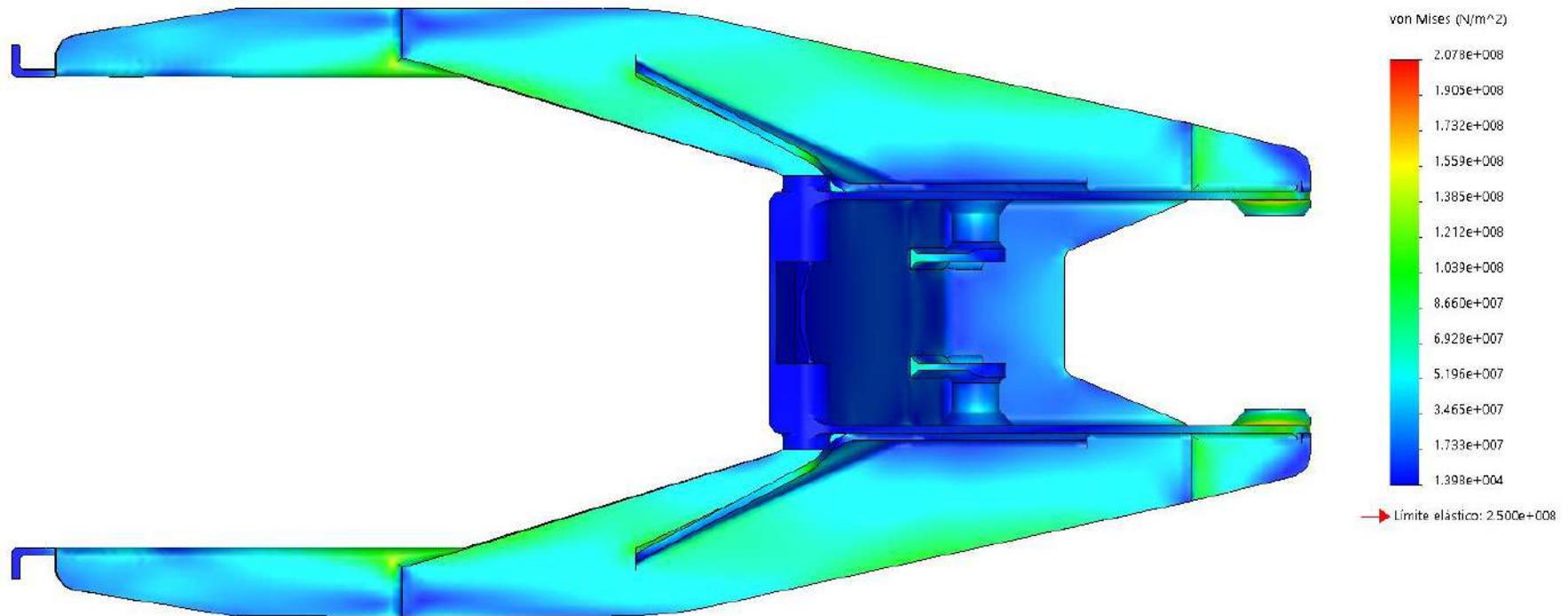
Nombre de la pieza: Horquilla principal.
Esfuerzo máximo permisible: 207.8 MPa.
Fuerza resultante de reacción: 4878.25 N.
Factor de seguridad: 1.2.
Vista de pieza: Lateral con corte en plano central.

Resultado de esfuerzos Von Mises



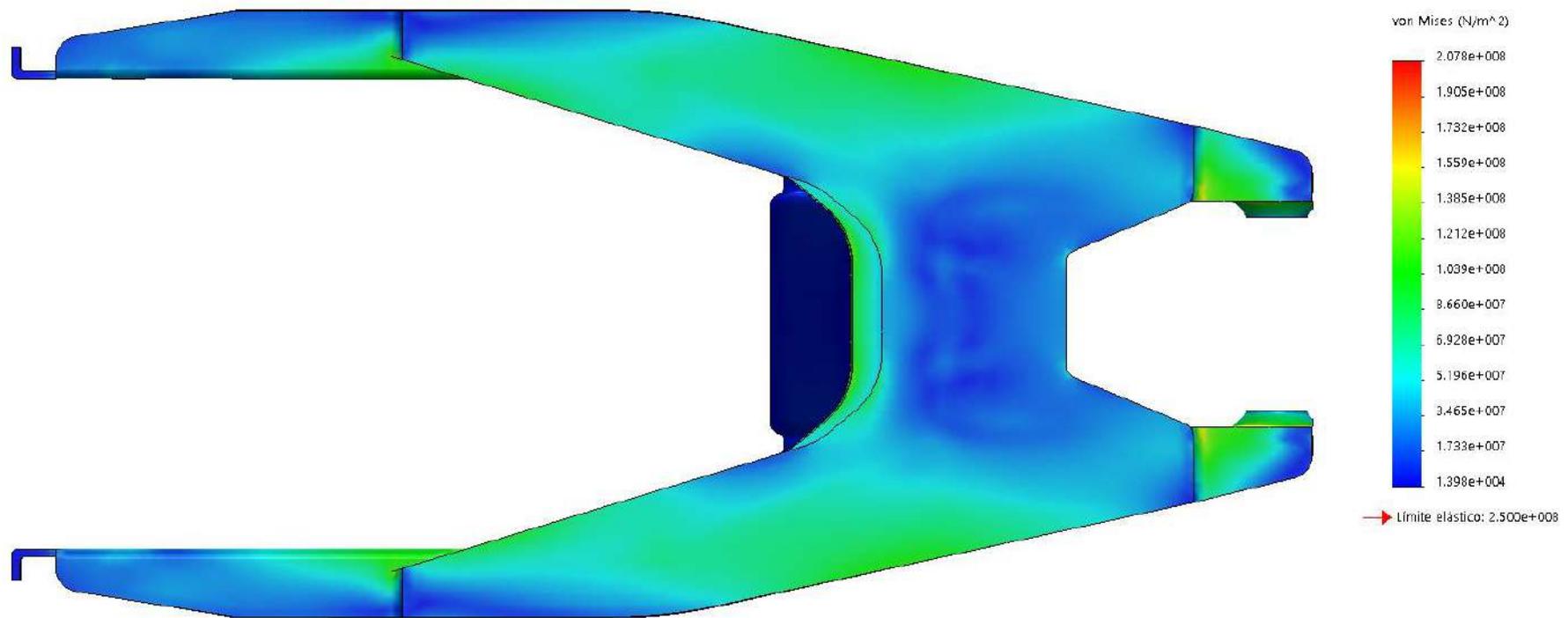
Nombre de la pieza: Horquilla principal.
Esfuerzo máximo permisible: 207.8 MPa.
Fuerza resultante de reacción: 4878.25 N.
Factor de seguridad: 1.2.
Vista de pieza: Lateral.

Resultado de esfuerzos Von Mises



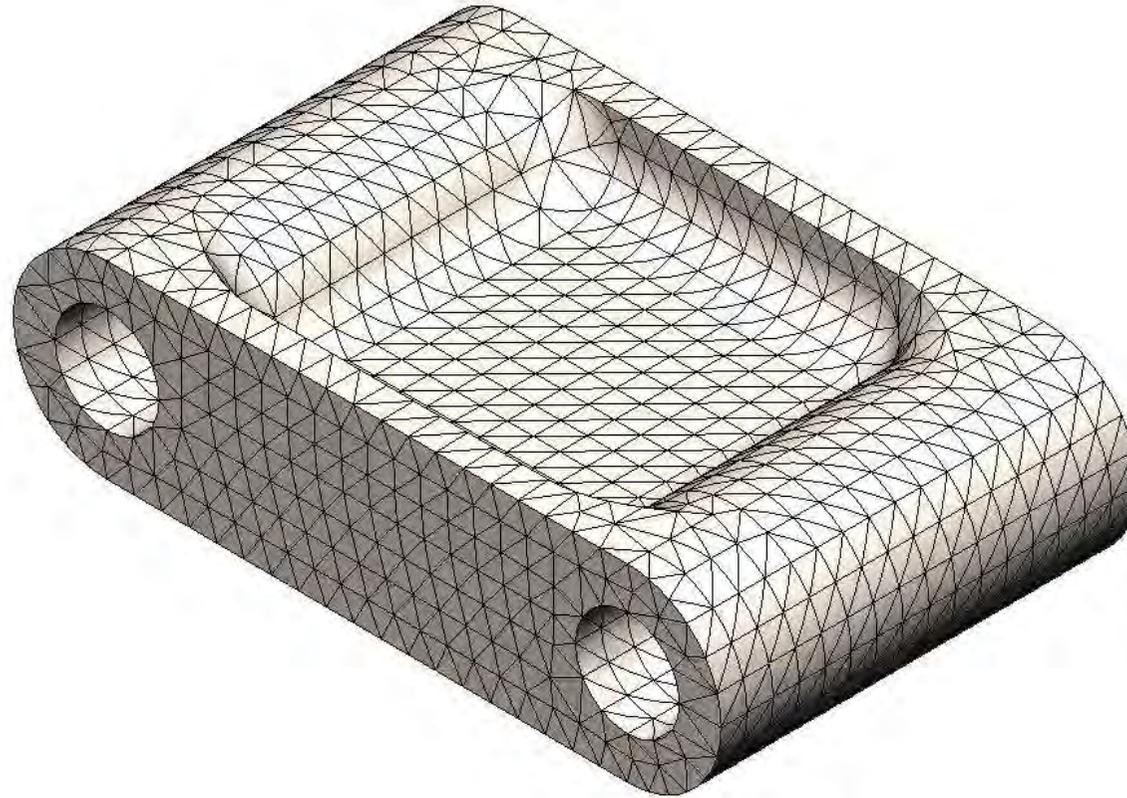
Nombre de la pieza: Horquilla principal.
Esfuerzo máximo permisible: 207.8 MPa.
Fuerza resultante de reacción: 4878.25 N.
Factor de seguridad: 1.2.
Vista de pieza: Planta superior.

Resultado de esfuerzos Von Mises



Nombre de la pieza: Horquilla principal.
Esfuerzo máximo permisible: 207.8 MPa.
Fuerza resultante de reacción: 4878.25 N.
Factor de seguridad: 1.2.
Vista de pieza: Planta inferior

Mallado de la barra de empuje



Nombre de la pieza: Barra de empuje.

Material: Acero estructural A – 36.

Esfuerzo máximo de fluencia: 250 MPa

Detalle de simulación: Modelado de cargas.

Número total de nodos: 16893.

Número total de elementos: 9970.

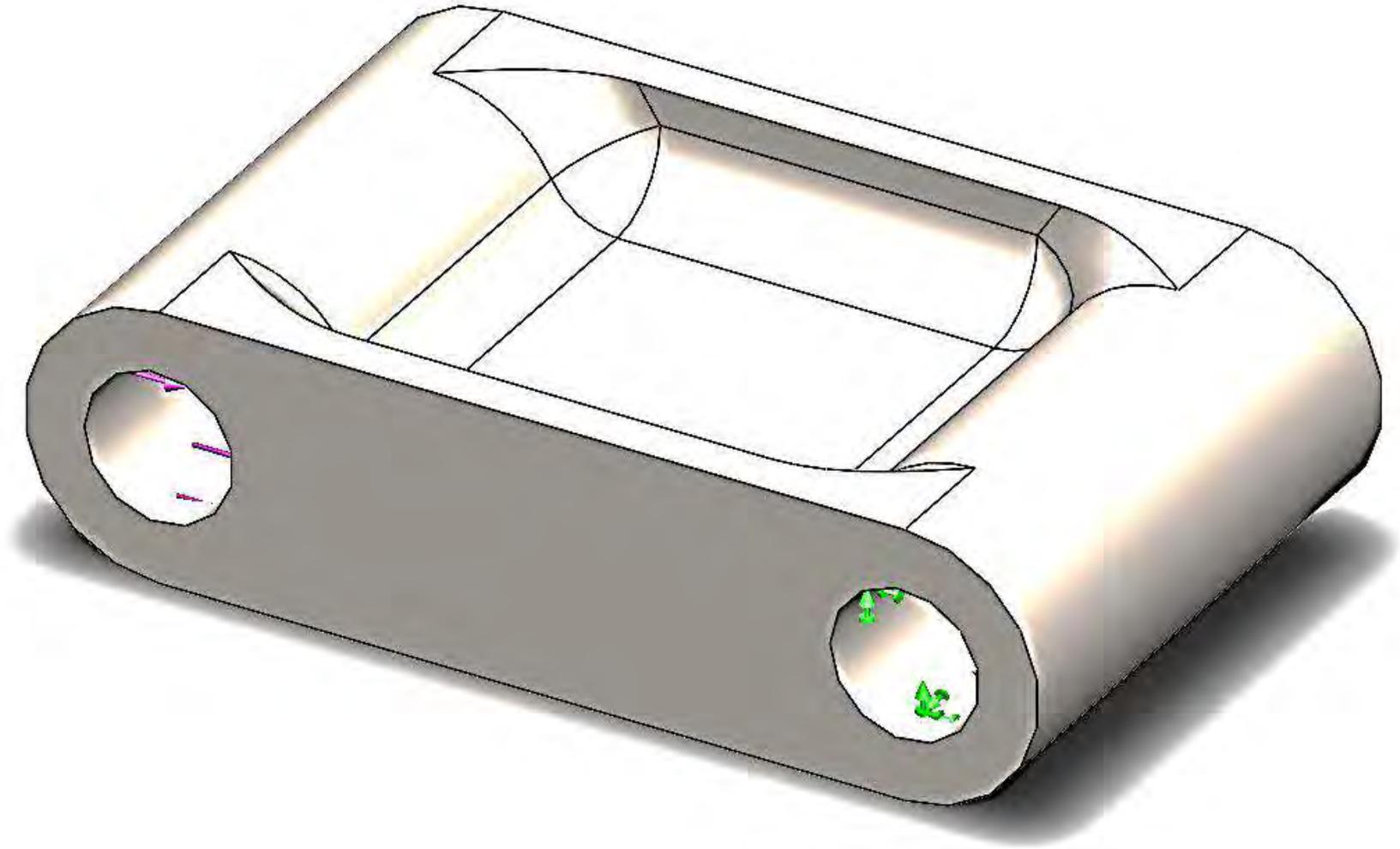
Masa: 0.179494 kg

Volumen: 2.28655e-05 m³

Densidad: 7850.49 kg/m³

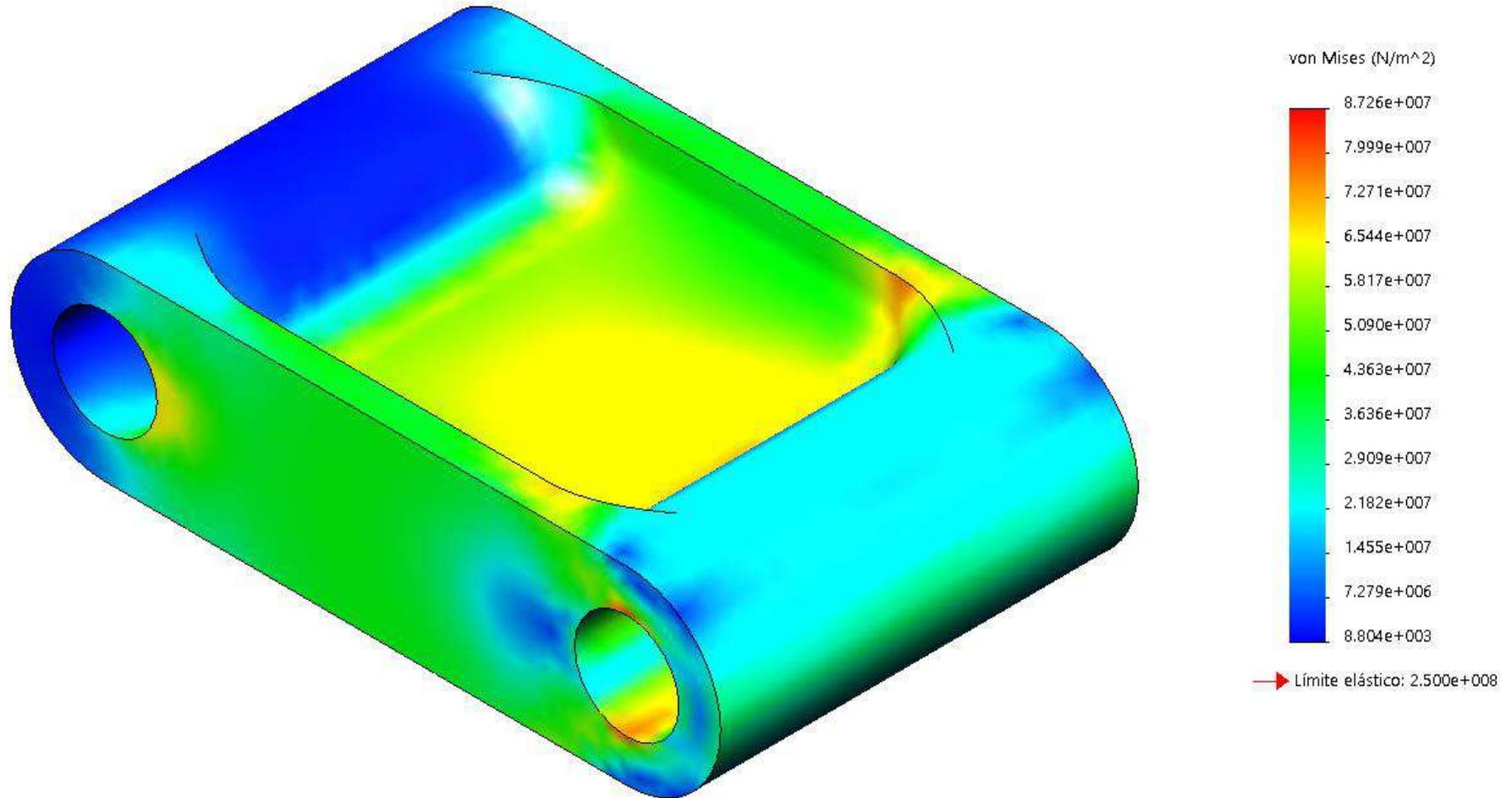
Peso: 1.75904 N

Definición de cargas



Nombre de la pieza: Barra de empuje.
Carga en apoyo superior: 11414.1 N.
Sujeción fija: Apoyo derecho.

Resultado de esfuerzos Von Mises



Nombre de la pieza: Barra de empuje.
Esfuerzo máximo permisible: 87.26 MPa.
Factor de seguridad: 2.87.
Vista de pieza: Isométrica