

Análisis estático de una silla de ruedas con superación de obstáculos
Oscar Farrerons, Noelia Olmedo Torre y José Romero Chacón

Análisis estático de una silla de ruedas con superación de obstáculos

Oscar Farrerons Vidal, Noelia Olmedo Torre,
José Romero Chacón



Barcelona, mayo 2015

Escola Universitària d'Enginyeria Tècnica Industrial de Barcelona.
Consorci Escola Industrial de Barcelona.
C/ Comte d'Urgell 187. BARCELONA 08036.
Universitat Politècnica de Catalunya. Barcelona TECH.
Departament Expressió Gràfica a l'Enginyeria
Teléfono [+34] 93 413 73 77, Fax [+34] 93 413 74 01
oscar.farrerons@upc.edu



Escola Universitària d'Enginyeria
Tècnica Industrial de Barcelona
Consorci Escola Industrial de Barcelona

SUMARIO

1. ANÁLISIS ESTÁTICO DEL CHASIS.....	3
2. GIRO DEL ASIENTO	6
3. BASE DEL ASIENTO.....	7
4. REPOSABRAZOS	9
5. UNIÓN ENTRE REDUCTOR Y LLANTA DE AVANCE	11
6. MECANISMO DE ESCALADA	13
7. ANCLAJE DEL REPOSAPIERNAS A LA GUÍA DEL ASIENTO.....	15
8. CABECEO DEL ASIENTO.....	17
9. LLANTAS DE AVANCE	18
10. ESTRUCTURA DE LA RUEDA DE GIRO.....	20
11. CONCLUSIONES.....	22

1. Análisis estático del chasis

Este documento analiza los esfuerzos estáticos del proyecto de una silla de ruedas de tracción mecánica con superación de obstáculos. Dicho proyecto se ha diseñado con el software CAD paramétrico 3D SolidWorks Simulation® y Motion®.

Las principales características geométricas de la silla son las que muestran las Figuras 1a y 1b:

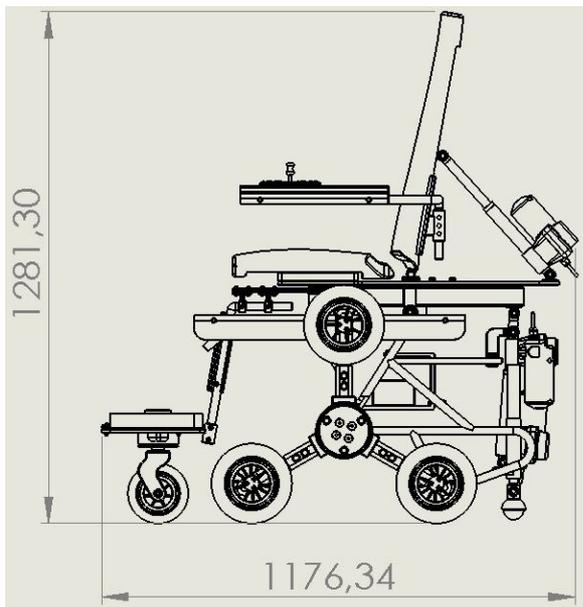


Figura 1a. Longitud y altura totales
(Elaboración propia).

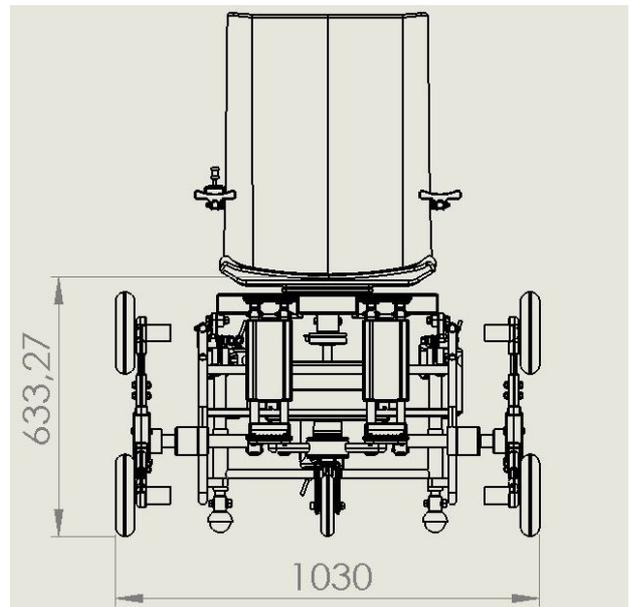


Figura 1b. Anchura total y altura del asiento
(Elaboración propia).

La principal sollicitación del chasis reside en el punto de unión con la estructura del asiento, por lo que se realiza un análisis estático en el que se aplica una fuerza vertical hacia abajo en la parte de la superficie interior del orificio de la pieza de unión entre los propios chasis y asiento.

Además, se destaca que se ha usado un chasis de geometría simplificada para poder llevar a cabo la operación, ya que si no hubiese sido imposible llevar a cabo el análisis.

Respecto al esfuerzo, para saber qué valor hay que aplicar, sumando las masas de todos los componentes de la estructura del asiento que se anclan a esa pieza y que están por encima de ella, más los 120 kg de masa que sostiene, resultan unos 150 kg, por lo que redondeando la aceleración de la gravedad a 10 m/s^2 , finalmente resulta una fuerza de 1500 N, los cuales se reparten en 750 N sobre cada pieza mencionada.

En las Figuras 2a y 2b se muestra la fuerza aplicada y las fijaciones a las que se ha sometido el chasis.

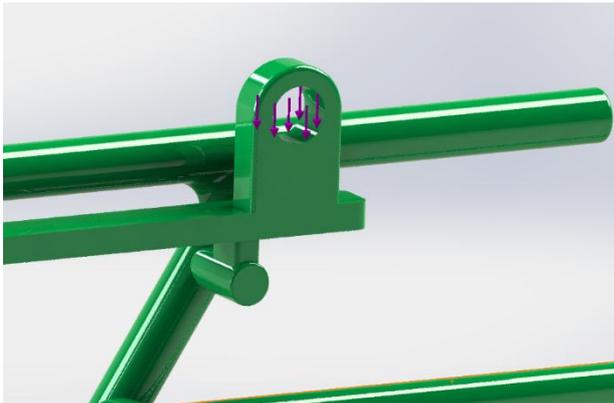


Figura 2a. Fuerza aplicada al chasis (Elaboración propia).



Figura 2b. Fijaciones aplicadas al chasis (Elaboración propia).

Finalmente, ejecutando el análisis se obtienen los resultados mostrados en las Figuras 3 y 4.

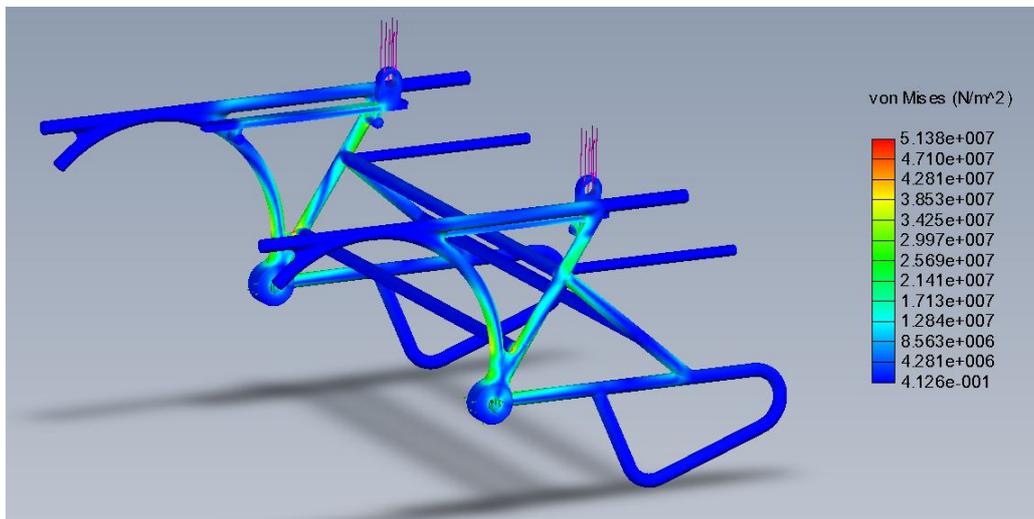


Figura 3. Desplazamientos en el chasis (Elaboración propia).

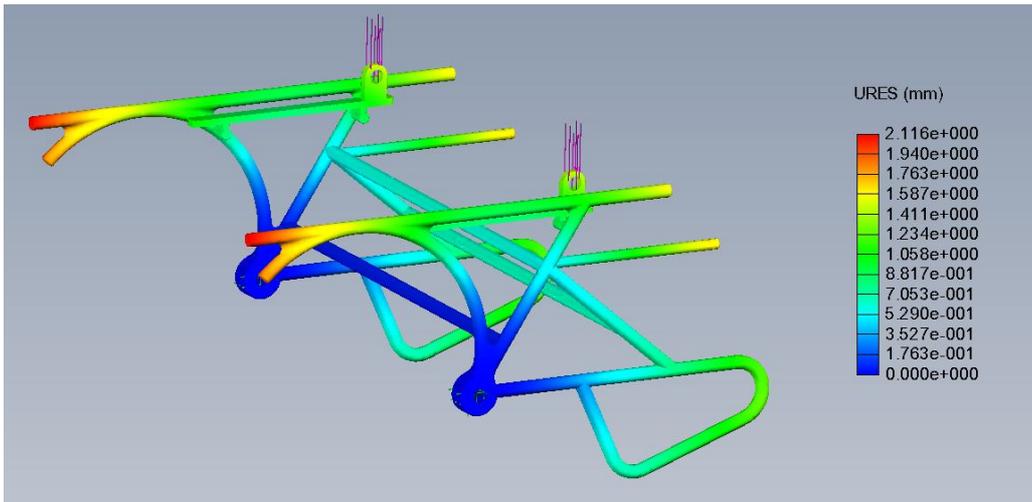


Figura 4. Desplazamientos en el chasis (Elaboración propia).

Respecto a los desplazamientos, se obtiene un valor máximo de 2,116 mm en la parte delantera del chasis, pero se puede considerar casi despreciable por su valor tan reducido.

Por otra parte, en cuanto a la tensión a la que se ve sometido se recoge en la Tabla 1.

Tabla 1. Resistencia del chasis.

Material de los componentes	Límite elástico (MPa)	Tensión máxima de von Mises (MPa)
Aluminio 4032-T6	315	51,38
Aluminio 6063-T6	215	

Como se puede comprobar, la tensión máxima de von Mises no se acerca al valor de los límites elásticos de los componentes, por lo que se da por válido el diseño.

2. Giro del asiento

Para validar las partes que permiten el giro del asiento, también se ha llevado a cabo un análisis estático de las piezas que permiten dicho movimiento, en el que a la pieza de unión entre el actuador rotativo y la corredera, se le aplica una fuerza de torsión de 4 N·m, y a la vez una fijación sobre su propio eje; tal y como muestra la Figura 5.

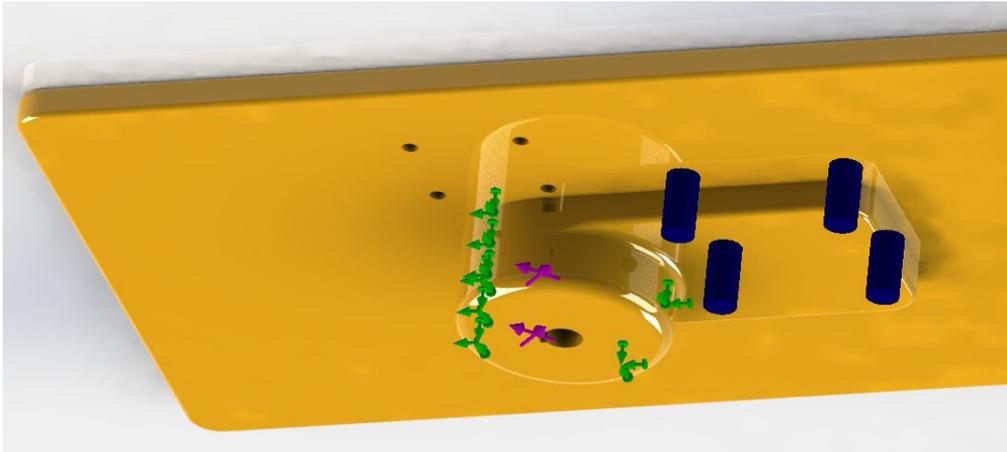


Figura 5. Fuerza de torsión y sujeción aplicadas (Elaboración propia).

Finalmente, ejecutando el análisis se obtienen los resultados reflejados en las Figuras 6 y 7.

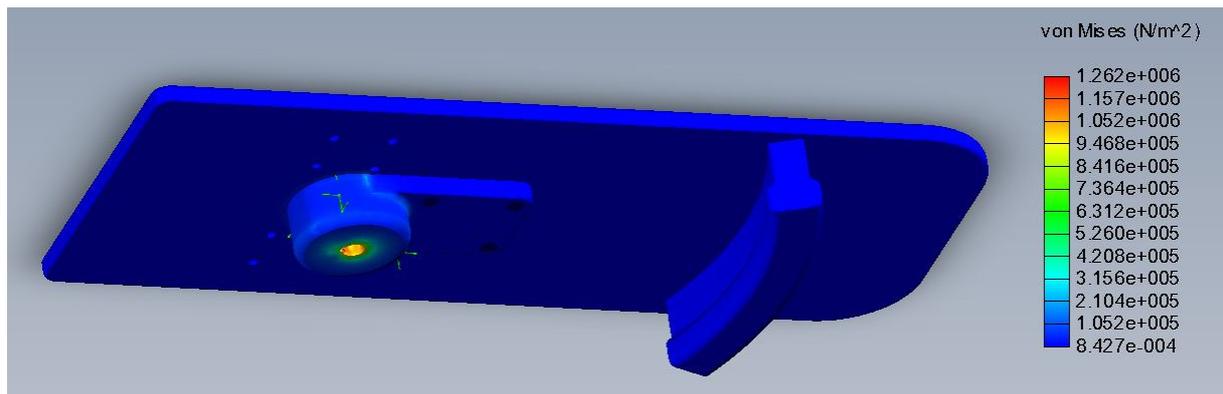


Figura 6. Tensiones de von Mises por el giro del asiento (Elaboración propia).

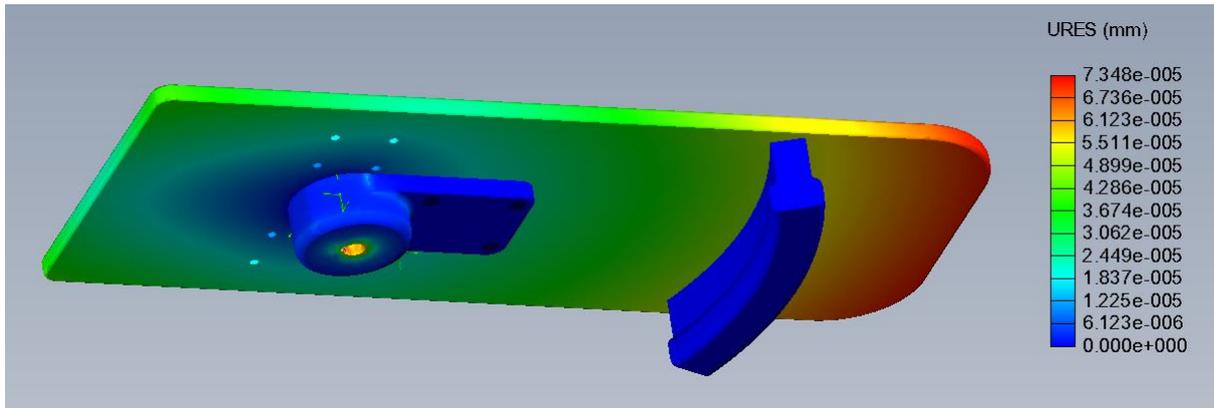


Figura 7. Desplazamientos por el giro del asiento (Elaboración propia).

En cuanto a los desplazamientos, se obtiene un casi inexistente valor máximo de $7,348 \cdot 10^{-5}$ mm, el cual se desprecia; y respecto a las tensiones, en la Tabla 2 se recopila la información.

Tabla 2. Resistencia de los componentes de giro del asiento.

Material de los componentes	Límite elástico (MPa)	Tensión máxima de von Mises
Aluminio 4032-T6	315	1,262
Aluminio 6063-T6	215	

Como se puede comprobar, la tensión máxima de von Mises es de un valor muy bajo, por lo que se considera y se da por válido el diseño.

3. Base del asiento

La base del asiento de la silla de ruedas está fabricada con polietileno de alta densidad, un material muy ligero. Se han diseñado todos los movimientos del prototipo teniendo en cuenta que se le coloca una masa de 120 kg por lo que se va a comprobar su resistencia.

Dado que tiene una geometría no uniforme, se ha adaptado para el diseño y se le ha aplicado una fuerza vertical hacia debajo de 1200 N, ya que se ha aproximado el valor de la aceleración de la gravedad a 10 m/s^2 .

Los resultados del análisis han sido los expuestos en las Figuras 8 y 9.

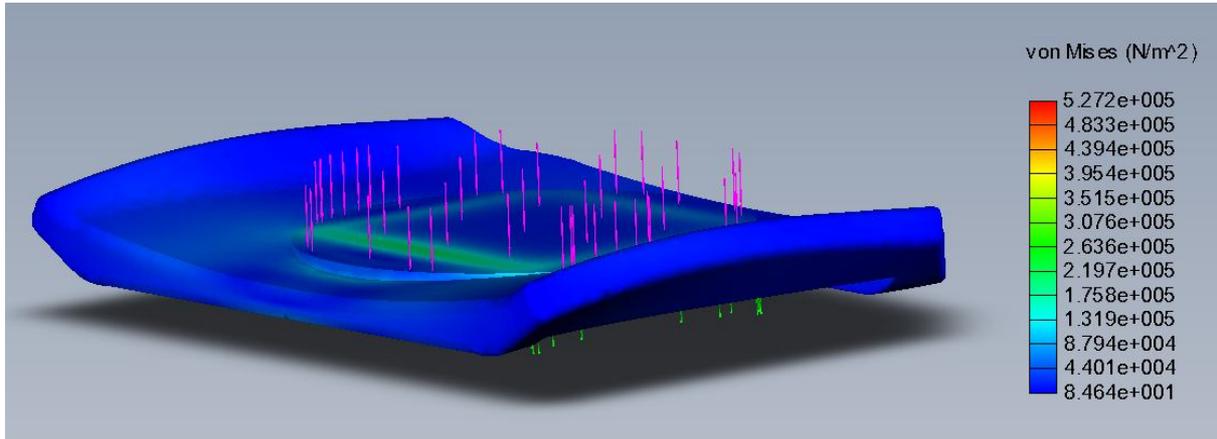


Figura 8. Tensiones de von Mises en la base del asiento (Elaboración propia).

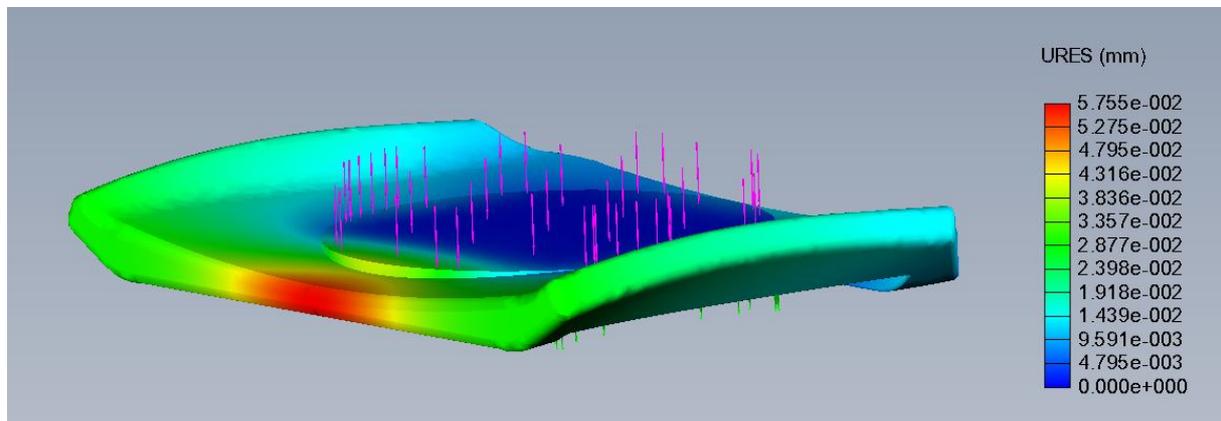


Figura 9. Desplazamientos en la base del asiento (Elaboración propia).

La deformación máxima es despreciable, de un valor de 0,05755 mm, por lo que el factor importante son las tensiones, cuya influencia se puede mostrar en la Tabla 3.

Tabla 3. Resistencia de la base del asiento.

Material del componente	Límite elástico (MPa)	Tensión máxima de von Mises
Polietileno de alta densidad (HDPE)	24	0,5272

La tensión máxima de von Mises tiene un valor muy bajo, por lo que se considera y se da por válido el diseño y el material escogido para la base del asiento.

4. Reposabrazos

Para validar el diseño de los reposabrazos, se ha aplicado sobre ellos una masa de 2,76 kg, para así simular el peso del antebrazo junto a la mano de una persona de 120 kg de masa total, ya que el peso del mismo antebrazo y mano coincide con aproximadamente el 2,3% del peso total de cualquier ser humano.

Esta masa de 2,76 kg se ha pasado a una fuerza de 27,6 N y se ha procedido a realizar el análisis estático fijando el respaldo del asiento por las partes a las que va unido a su corredera y a su actuador lineal, tal y como se muestra en la Figura 10.

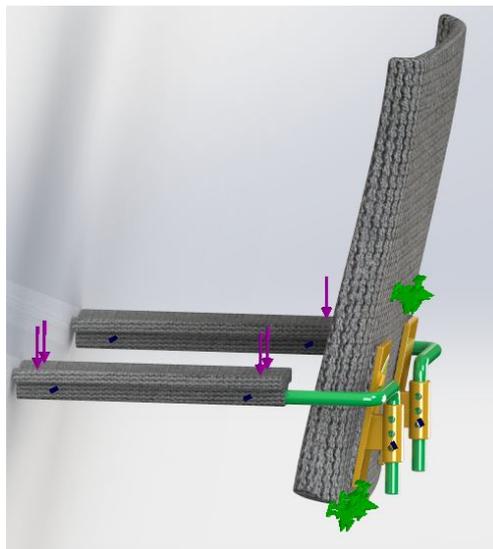


Figura 10. Fuerza y sujeciones aplicadas (Elaboración propia).

Los resultados del análisis mencionado los exponen las Figuras 11 y 12.

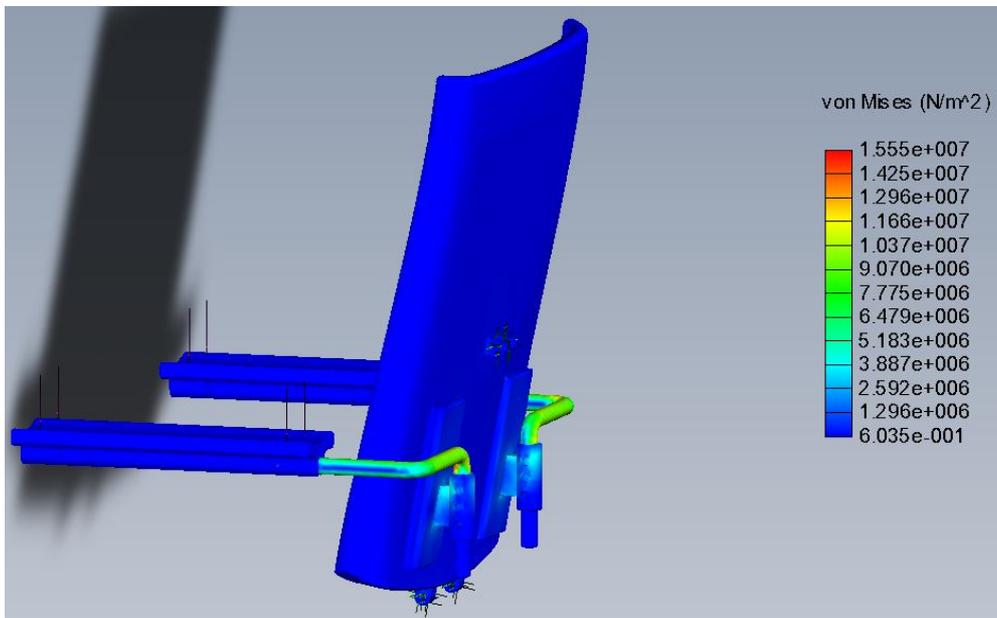


Figura 11. Tensiones de von Mises en los reposabrazos (Elaboración propia).

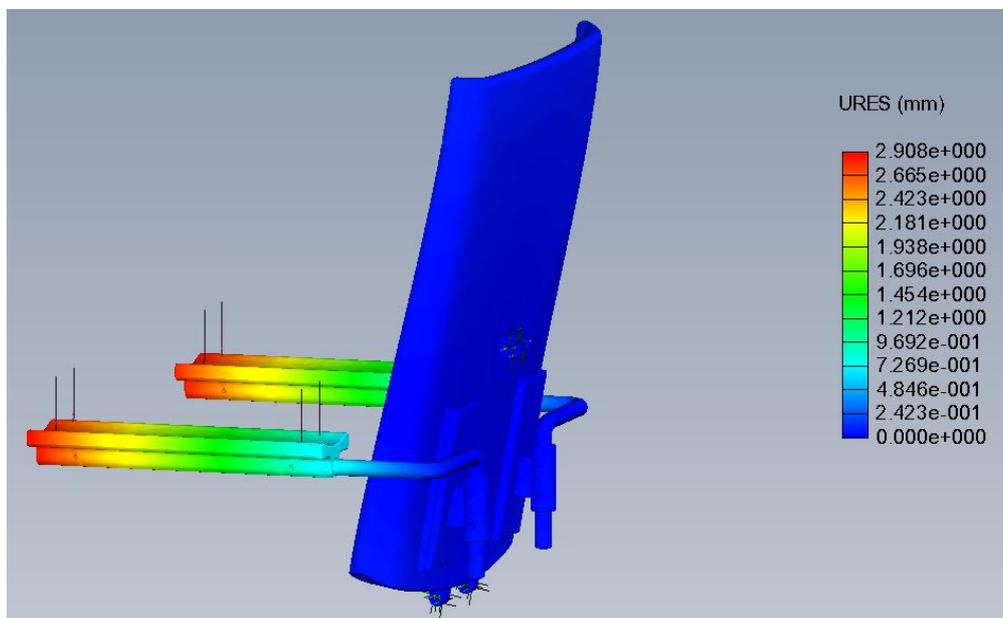


Figura 12. Desplazamientos en los reposabrazos (Elaboración propia).

La deformación máxima provocada por la fuerza aplicada se da en el extremo del reposabrazos y tiene un valor de 2,9 mm suficientemente bajo como para considerarla como una deformación apta.

Por último, las tensiones en los componentes se recogen en la Tabla 4.

Tabla 4. Resistencia de los reposabrazos.

Materiales y uniones de los componentes	Límite elástico (MPa)	Tensión máx de von Mises (MPa)
Polietileno de alta densidad (HDPE)	24	
Aluminio 4032-T6	315	
Aluminio 6063-T6	215	15,55
Adhesivo epoxi	Resistencia (MPa) 0,32	

Ninguna de las partes ve superado su límite elástico, por lo que resisten perfectamente y su diseño se considera válido; ni tan siquiera la unión mediante adhesivo epoxi entre la base de los reposabrazos y el respaldo, la cual no se ve sometida a la tensión máxima de von Mises mostrada, sino que sufre una tensión de un valor de $6,035 \cdot 10^{-7}$ MPa (ver Figura 10) el cual es muy inferior al máximo que puede resistir.

5. Unión entre reductor y llanta de avance

La pieza que une el reductor de las ruedas de avance de la silla y las llantas de las mismas se ve sometida a una fuerza de torsión máxima de 11,25 N·m para poder llevar a cabo el movimiento por lo que debe resistir cuanto menos tal fuerza para considerarse su diseño como apto.

Para su análisis se le ha aplicado una fuerza de torsión de 12 N·m en la superficie cilíndrica de unión con el reductor que la hace girar, y se ha fijado la misma pieza por su superficie exterior para que fuera posible el cálculo.

Finalmente, los resultados que se obtienen son los presentados en las Figuras 13 y 14.

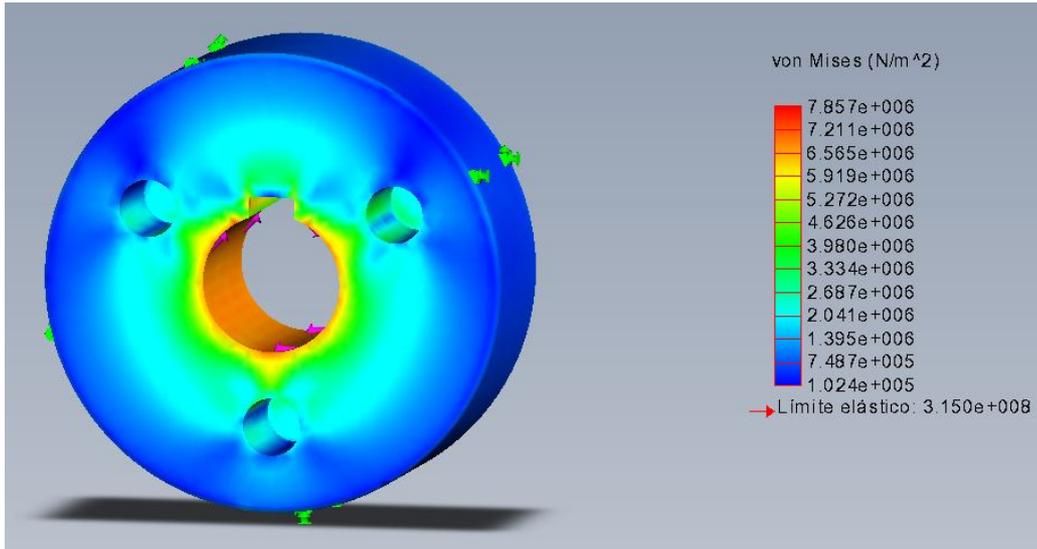


Figura 13. Tensiones de von Mises en la pieza de unión (Elaboración propia).

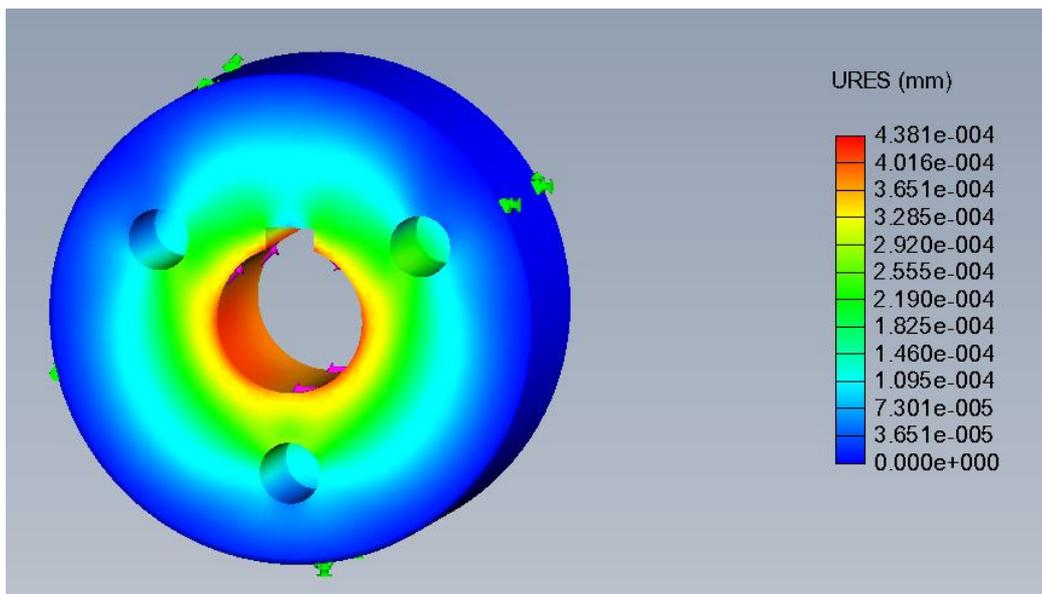


Figura 14. Desplazamientos en la pieza de unión (Elaboración propia).

En cuanto a los desplazamientos, el máximo es de un valor de $4,381 \cdot 10^{-4}$ mm, por lo que se considera realmente despreciable; y respecto a las tensiones, la pieza resiste la fuerza de torsión aplicada. Tabla 5.

Tabla 5. Resistencia de la unión entre reductor y llanta de avance.

Material del componente	Límite elástico (MPa)	Tensión máxima de von Mises
Aluminio 4032-T6	315	7,857

6. Mecanismo de escalada

En cuanto al mecanismo de escalada, se ha llevado a cabo un análisis estático para comprobar si sus componentes resisten el par motor que se le aplica a través de su motorreductor.

Para ello, se ha aplicado una fuerza de torsión de 362 N·m a la pieza de unión entre el motorreductor y el propio mecanismo, ya que es el valor mínimo necesario para que gire en las condiciones de movimiento descritas en apartados anteriores. Y en cuanto a fijaciones, se ha fijado uno de los tres ejes donde se sitúan las ruedas de avance, como si el mecanismo girase y estuviese apoyado en un bordillo, como la Figura 15 manifiesta.

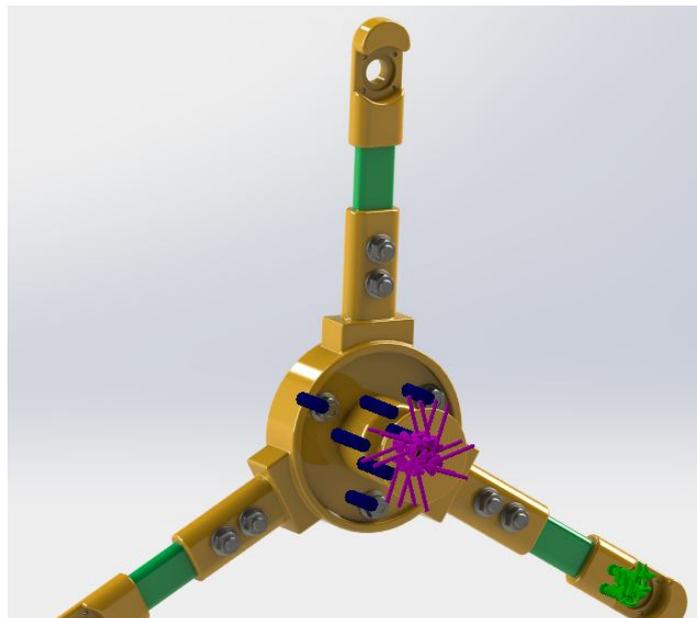


Figura 15. Fuerza y fijaciones aplicadas al mecanismo de escalada (Elaboración propia).

Una vez ejecutado el análisis, los resultados se muestran en las Figuras 16 y 17.

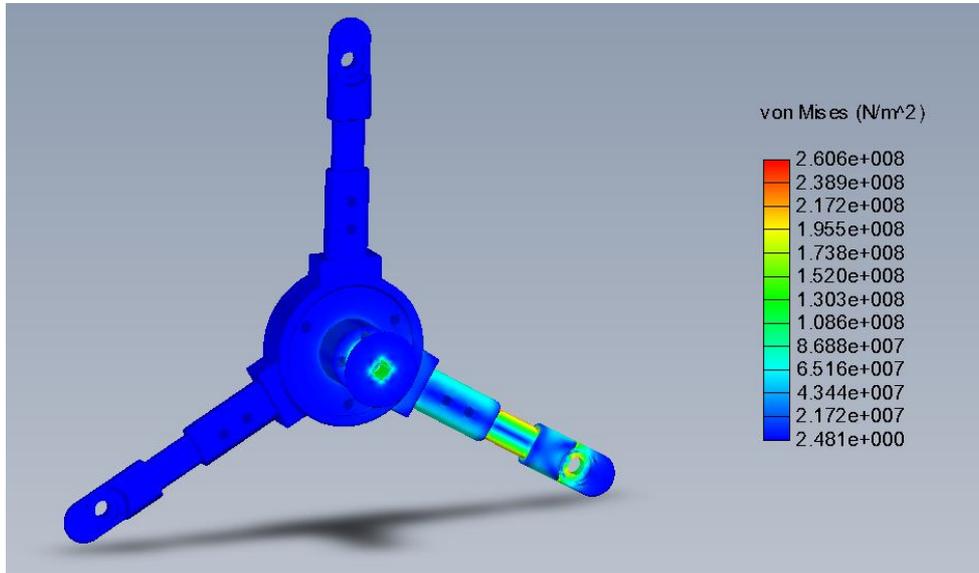


Figura 16. Tensiones de von Mises en el mecanismo de escalada (Elaboración propia).

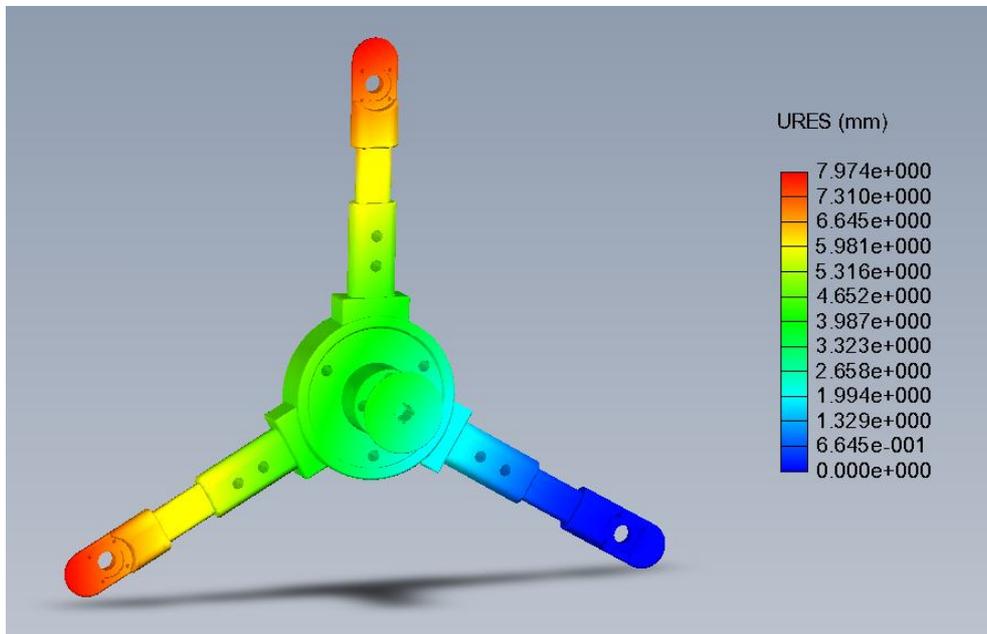


Figura 17. Desplazamientos en el mecanismo de escalada (Elaboración propia).

El valor máximo de desplazamiento obtenido es 7,974 mm, valor más que normal teniendo en cuenta que se da en los brazos del mecanismo donde no se ha aplicado ningún tipo de sujeción, por lo que es lógico que gire debido a la fuerza de torsión que se aplica.

Por último, respecto a las tensiones, se puede comprobar como la estructura resiste, por lo que el diseño se considera válido. En la Tabla 6 se muestra.

Tabla 6. Resistencia del mecanismo de escalada.

Material de los componentes	Límite elástico (MPa)	Tensión máxima de von Mises
Aluminio 4032-T6	315	260,6

7. Anclaje del reposapiernas a la guía del asiento

En este apartado se va a calcular la resistencia de la pieza que une los reposapiernas a la guía del asiento. Para ello, se va a fijar la pieza de guía y se va a aplicar una fuerza vertical hacia abajo en la cara inferior de esta pieza de anclaje, simulando así el tirón que harían todos los componentes que se encuentran debajo más el peso de la parte inferior de la pierna junto al pie del usuario de 120 kg, que viene a ser un 5,9% de su masa total.

La masa de todos los componentes más la pierna y el pie del usuario, resulta en un valor de 11,2 kg para cada una de las dos piezas de anclaje, por lo que la fuerza aplicada es de un valor aproximado de 112 N.

Respecto al análisis, los resultados se ven reflejados en la Figuras 18.

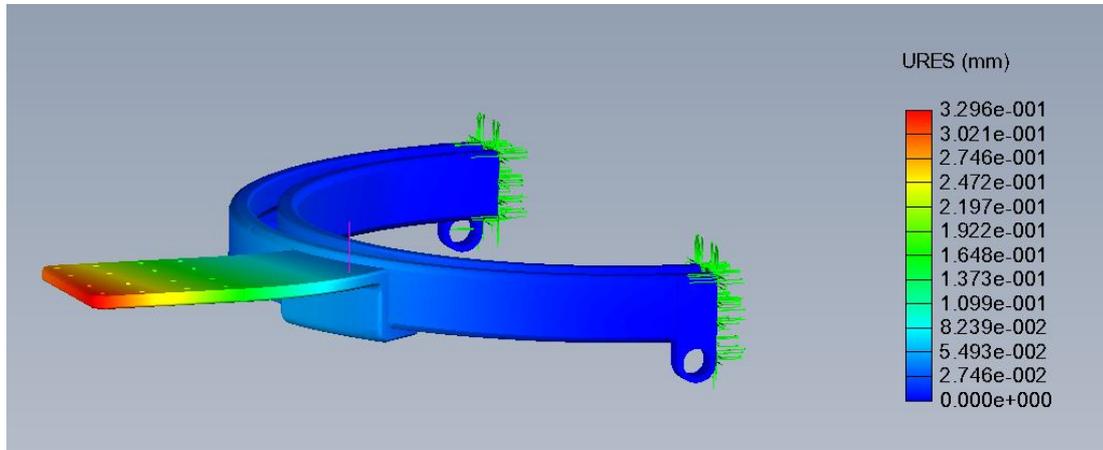


Figura 18. Desplazamientos en los anclajes de los reposapiernas (Elaboración : propia).

Como se observa en la Figura 18, el desplazamiento máximo se da en el extremo de la pieza de anclaje, cosa que es normal, ya que actúa como si fuese una viga en voladizo. No obstante, el valor máximo es de 0,3296 mm, por lo que se considera más que apto, ya que se puede tratar como despreciable.

Por último, ambas piezas resisten el esfuerzo, por lo que respecto a las tensiones también se da por válido el diseño. En la Tabla 7 se puede comprobar.

Tabla 7. Resistencia del anclaje de los reposapiernas a la guía del asiento.

Material de los componentes	Límite elástico (MPa)	Tensión máxima de von Mises
Aluminio 4032-T6	315	8,042

8. Cabeceo del asiento

Para permitir el cabeceo de la estructura del asiento, hay un actuador lineal que está unido al chasis por medio de una pieza de aluminio 4032-T6, el cual hace posible el movimiento.

Este actuador lineal necesita transmitir una fuerza mínima de 1522 N, por lo que se va a realizar un estudio en el que se aplica una fuerza de reacción de mismo módulo y dirección pero de sentido contrario a la mencionada pieza que lo une al chasis.

Las Figuras 19 y 20 muestran los resultados.

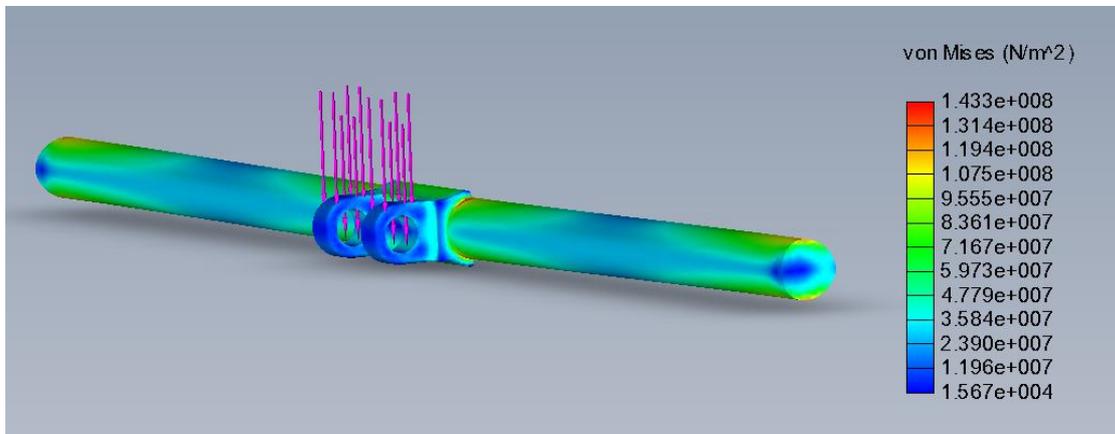


Figura 19. Tensiones de von Mises en la barra de sujeción del actuador de cabeceo (Elaboración propia).

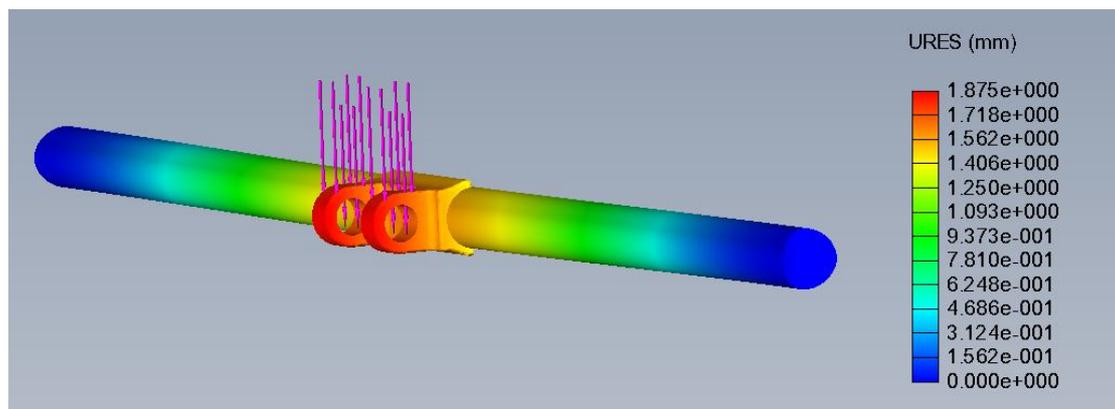


Figura 20. Desplazamientos en la barra de sujeción del actuador de cabeceo (Elaboración propia).

Como es lógico, el desplazamiento máximo se da en el punto de aplicación de la fuerza, y es de un valor de 1,875 mm, suficientemente bajo como para considerarlo apto.

Respecto a las tensiones, el valor máximo que provoca la fuerza no supera el límite elástico de ninguno de los materiales de los componentes, por lo que el elemento resiste. En la Tabla 8 se expone.

Tabla 8. Resistencia de la unión al chasis del actuador de cabeceo del asiento.

Material de los componentes	Límite elástico (MPa)	Tensión máxima de von Mises
Aluminio 4032-T6	315	143,3
Aluminio 6063-T6	215	

9. Llantas de avance

La silla de ruedas tiene un peso propio de 78,85 kg más los 120 kg de masa máxima soportable, sin contar las partes electrónicas que precisaría, como vienen siendo la batería, los mandos, el cableado y unidades de control, etc. Además, dispone de cinco puntos de apoyo principales, de los cuales cuatro son ruedas que permiten el avance, y la rueda de giro. Por lo tanto, se ha realizado un análisis estático en el que estas llantas de polietileno de alta densidad sufren el esfuerzo del peso total de la silla cuando todas las ruedas posibles se mantienen en contacto con el suelo, por lo que esta masa se divide por cinco, resultando en un valor de 39,77 kg, igual a una fuerza vertical y hacia debajo de 397,7 N.

Además, la llanta se ha fijado por su superficie exterior para hacer posible el análisis, el cual se ha ejecutado y ha mostrado los resultados en las Figuras 21 y 22.

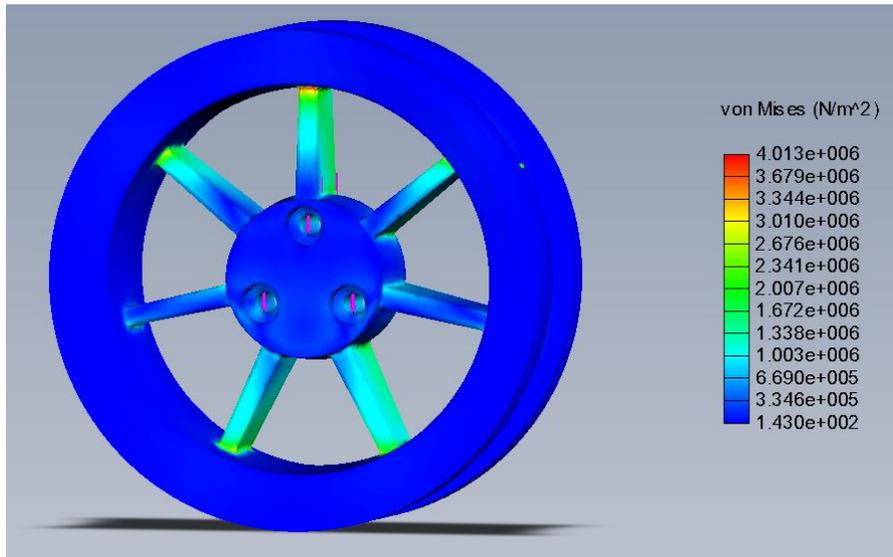


Figura 21. Tensiones de von Mises en las llantas de avance (*Elaboración propia*).

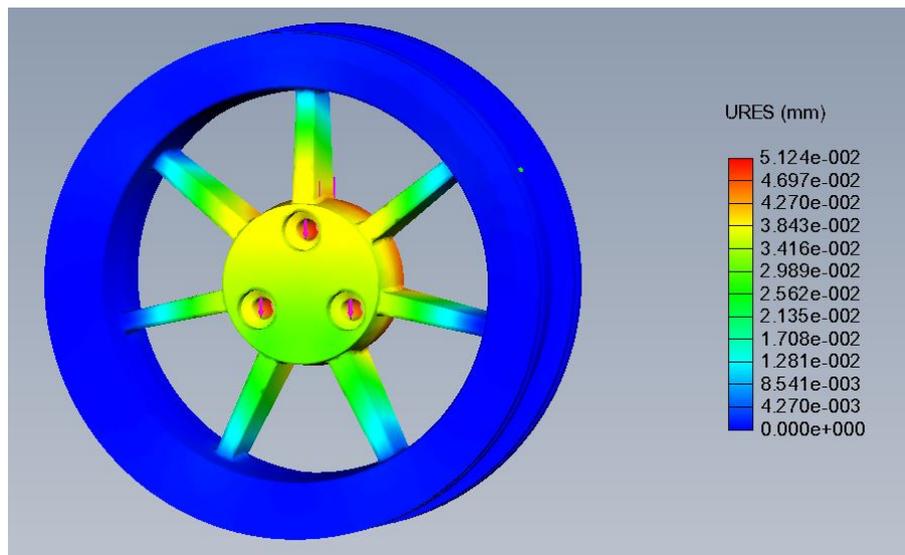


Figura 22. Deformaciones en las llantas de avance (*Elaboración propia*).

En cuanto a las deformaciones, se obtiene un pequeño valor máximo de 0,05124 mm en el centro de la llanta, el cual es totalmente despreciable.

Por otra parte, respecto a las tensiones, resulta un valor máximo de 4,013 MPa, el cual se da en el extremo de los radios; lo que es lo suficientemente bajo en comparación al límite elástico del material (ver Tabla 9) que se considera apto junto al diseño de la llanta.

Tabla 9. Resistencia de las llantas de avance.

Material del componente	Límite elástico (MPa)	Tensión máxima de von Mises
Poliétileno de alta densidad (HDPE)	24	4,013

Por último, cabe destacar que las llantas resistirían incluso cuando el mecanismo de escalada gira y pasa a ser únicamente una de cada mecanismo la que está en contacto con el suelo, sobretodo porque con el análisis anterior se demuestra que sufren una tensión muy por debajo del límite elástico, por lo que el margen es grande, y también hay que contar con los sistemas de apoyo, entre los cuales se reparte del mismo modo el peso total de la silla de ruedas cuando actúan.

10. Estructura de la rueda de giro

Por último, se procede a calcular la resistencia de la estructura de la rueda de giro, la cual se mantiene soldada a la base de los reposapiés; por lo que hay que tener en cuenta el peso que se aplica sobre las uniones de la misma estructura por parte de los elementos que tiene encima, que son los reposapiés, la misma base y la pierna del usuario más el pie.

Como se ha visto en el apartado 7.7, el peso de la pierna más el pie del usuario ronda el 5,9% de su peso total, resultando en unos 7 kg masa. Además, si se le suma el peso del resto de elementos ya mencionados, deriva en una masa de 8,2 kg sobre cada lado de la estructura de la rueda de giro.

Por lo tanto, se ha realizado un análisis estático en el que se aplica una fuerza vertical y hacia abajo de 82 N a cada lado de la misma estructura, y donde la rueda se mantiene fija y estable por su banda de rodadura, simulando estar perfectamente hinchada.

Las Figuras 23 y 24 muestran los resultados obtenidos.

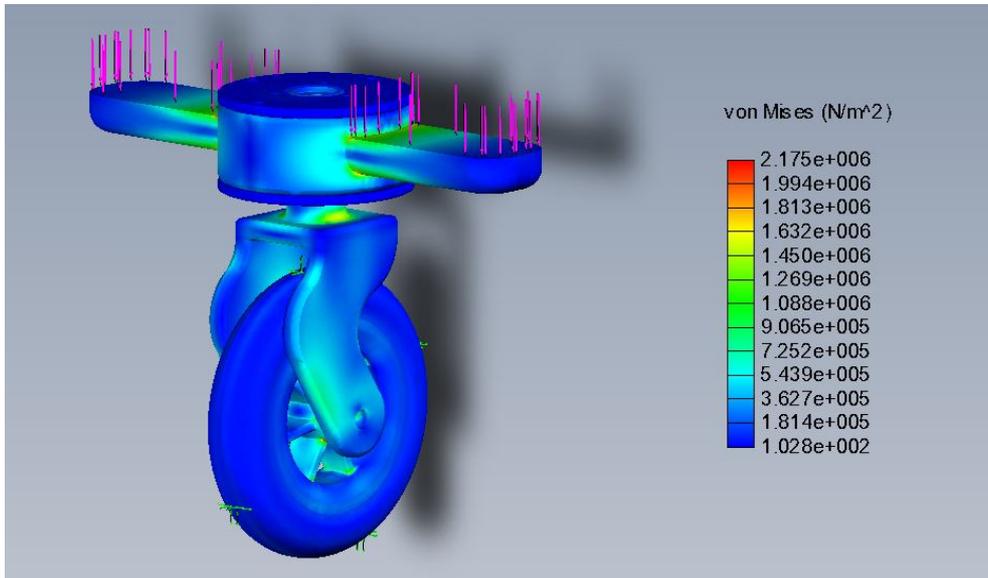


Figura 23. Tensiones de von Mises en la estructura de la rueda de giro (Elaboración propia).

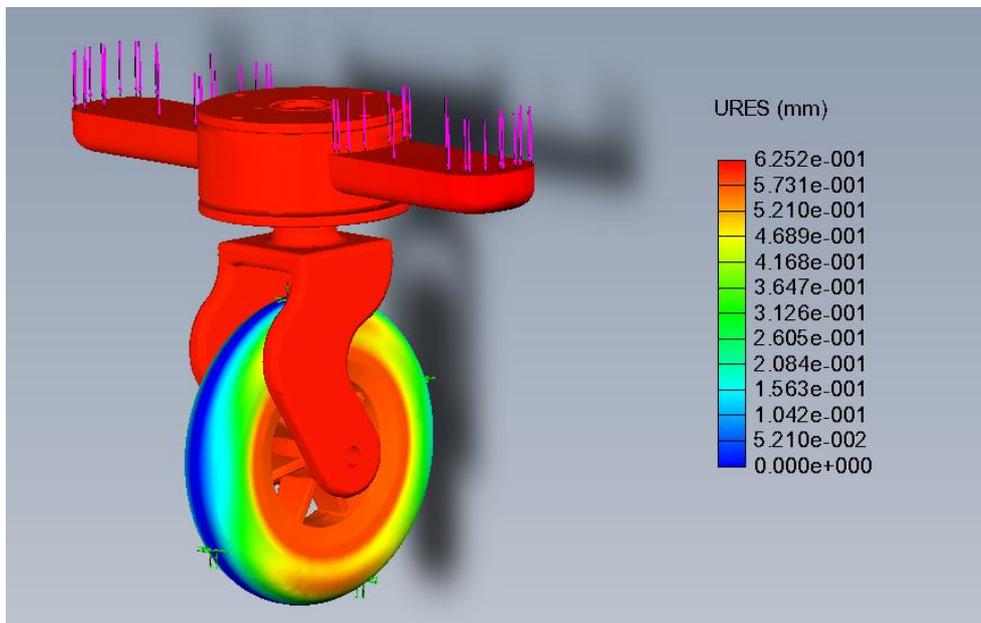


Figura 24. Desplazamientos en la estructura de la rueda de giro (Elaboración propia).

Como se puede observar en la Figura 24, se obtiene un valor máximo de desplazamiento de 0,6252 mm que muestra la deformación del neumático.

Por otra parte, hay una tensión máxima entre los componentes que no supera ninguno de los límites elásticos, tal y como muestra la Tabla 10; por lo que la estructura es resistente frente al esfuerzo aplicado.

Tabla 10. Resistencia de la estructura de la rueda de giro.

Material de los componentes	Límite elástico (MPa)	Tensión máxima de von Mises
Aluminio 4032-T6	315	
Polietileno de alta densidad (HDPE)	24	2,175
Caucho	9,23	

11. Conclusiones

Por medio de análisis estáticos utilizando software CAD en 3D se ha demostrado que los principales componentes de la silla de ruedas que podían estar sometidos a unos esfuerzos mayores, resisten de tal modo que su diseño se considera válido para su buen funcionamiento.