

Diseño estructural de un auto eléctrico

Galarza R J^a, Hermann C. G.^a, Scheiber G R^a, Cabral R. J.^a, Perrone O. E.^a, Olivera M. O^a,
Reversat J H^a, Puertaz M^a

^a Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Misiones (UNaM), Oberá, Misiones, Argentina.

e-mails: cghermann95@gmail.com, ricardojgalarza@gmail.com, germanscheiber@gmail.com,
robert_rjc@hotmail.com, perrone@fio.unam.edu.ar, puertazmartin@gmail.com, hreversat@hotmail.com,
ingenioli@gmail.com

Este proyecto realizado como trabajo de la asignatura “proyecto electromecánico 2”, tiene como objetivo principal el diseño de un auto eléctrico. Para ello se conformaron 3 grupos, cada uno a cargo de un área particular del diseño. El diseño estructural del vehículo fue realizado por el “grupo B”, el cual llevo a cabo las tareas en concordancia con los demás grupos, teniendo todos ellos un objetivo común.

Para el diseño estructural del vehículo, como primera medida, se realiza una revisión tanto del estado del arte actual, como de la normativa vigente ya sea en materia de seguridad vial como de ingeniería propiamente dicha. Luego, se determinan que subsistemas compondrán a la estructura final del automóvil a efectos de realizar el correcto diseño de cada uno de ellos. Los subsistemas abarcados por este grupo son: chasis, sistema de dirección, sistema de suspensión, sistema de transmisión, y diseño estético del vehículo, así como también los accesorios indispensables para su correcto uso. Con cada subsistema dimensionado, siempre teniendo en cuenta la interacción con los demás, se procede a ensamblar la estructura final.

1. INTRODUCCIÓN

Cada día es mayor la cantidad y variedad de vehículos eléctricos en el mercado, esta tecnología es la que está marcando tendencia en la actualidad, y es por ello que se decide realizar este estudio.

En el presente informe se realizó el diseño estructural de un auto eléctrico, el cual cumple con las normativas vigentes, resiste a las solicitaciones de carga a las que será sometido durante su funcionamiento, sin perder de vista el confort requerido por el usuario. El diseño estructural comprende el chasis, sistema de transmisión, amortiguación, frenos, entre otros.

En el mismo se tuvo en cuenta que los materiales estén disponibles en el mercado nacional, facilitando así su proceso de construcción.

2. DESARROLLO

Diseño estructural

Consiste en el estudio, diseño y selección de los componentes estructurales y sistemas básicos del automóvil. Tomando como base de referencia las normas vigentes para las simulaciones y los parámetros principales.

Para empezar esta sección del proyecto se la dividió en distintas categorías, para así poder centrar el estudio en cada una abarcarlas en detalle.

Se dividió en:

Diseño de chasis.

* Galarza Ricardo José – ricardojgalarza@gmail.com

* Hermann Carlos Gabriel – cghermann95@gmail.com

*Scheiber Germán Roberto – germanscheiber@gmail.com

Diseño de suspensión.
Diseño de transmisión.
Diseño de dirección.
Diseño de freno.
Diseño exterior del habitáculo

Diseño del Chasis

El chasis o bastidor en un automóvil es el armazón cuyo propósito es fijar los distintos elementos que forman un coche, como ser el motor, la transmisión, la suspensión, el sistema de frenos, el sistema de dirección, entre otros. El mismo, permite la relación y funcionamiento entre dichos elementos y debe soportar todas las cargas y sollicitaciones que se originen.

Los diferentes sistemas de chasis han cambiado con el pasar de los años y aunque han aligerado su peso, su resistencia ha aumentado. Más aún ya que los vehículos son más veloces y por ende necesitan mejores prestaciones de estabilidad para adaptarse a las diferentes clases de caminos, no solo en la ciudad sino también fuera de ella.

A continuación, podemos ver dos de los tipos más comunes de chasis de automóviles.

- Chasis escalera: Formado por largueros longitudinales y transversales. Este es el chasis más antiguo y todavía se encuentra presente en algunos tipos de vehículos actuales como las Pick-up, los SUV, camiones y autobuses. Su característica principal es que el habitáculo se monta sobre él.



Figura 0.1 - Chasis escalera

- Chasis monocasco o autoportante
Es el chasis más común en la actualidad en los automóviles medianos y pequeños. Como su nombre lo indica, su característica principal es que la cabina (habitáculo) y el chasis son un solo elemento. Y en él se ensamblan todos los demás componentes.



Figura 0.2- Chasis compacto

Dentro de los materiales de fabricación de este tipo de chasis, y el elegido para este proyecto, se encuentran los tubulares. Mayormente utilizados en autos de carrera o de baja producción. Su principal característica es el esqueleto metálico, de tubos, que soportan las solicitaciones y también dan la forma exterior al vehículo. Para construir este tipo de chasis se debe realizar un estudio y distintas pruebas de resistencia para garantizar que el mismo soporte todas las solicitaciones y sea liviano, aportando así a conseguir mejores rendimientos.

Dimensionado del chasis

Para definir las dimensiones de la estructura a utilizar se realizó un proceso iterativo, teniendo como base medidas similares a los modelos actuales del mercado con características semejantes.

Una vez obtenida una estructura con las dimensiones necesarias aproximadas, se realizaron simulaciones para determinar el tamaño correspondiente de los perfiles, utilizando un peso de diseño de 800 kg. A medida que se fue avanzando con los demás ítems del proyecto, se fueron realizando modificaciones al bastidor con el fin de que se puedan unir al mismo los diferentes elementos del automóvil. Llegando así a la forma final del mismo que se muestra en las Figura 0.3, Figura 0.4, Figura 0.5 y Figura 0.6. El material empleado es acero normalizado 4130, y el tamaño de los perfiles es de 40x40x2,6 del estándar ISO.

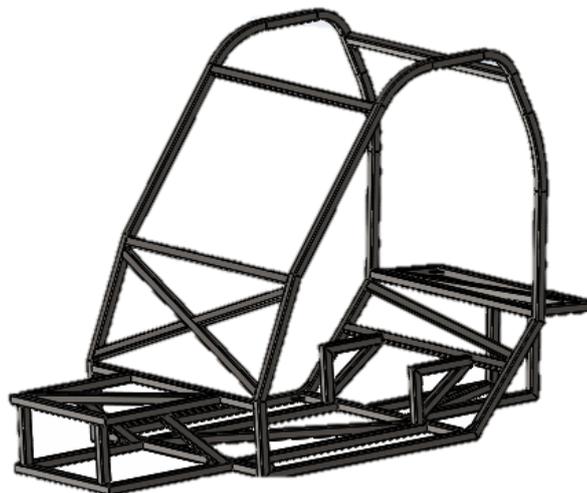


Figura 0.3- Perspectiva del chasis
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020.

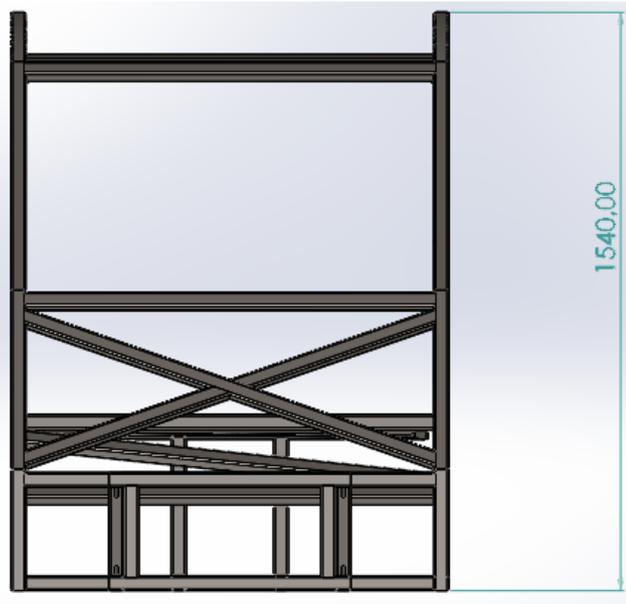


Figura 0.4 - Vista frontal del chasis
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020.

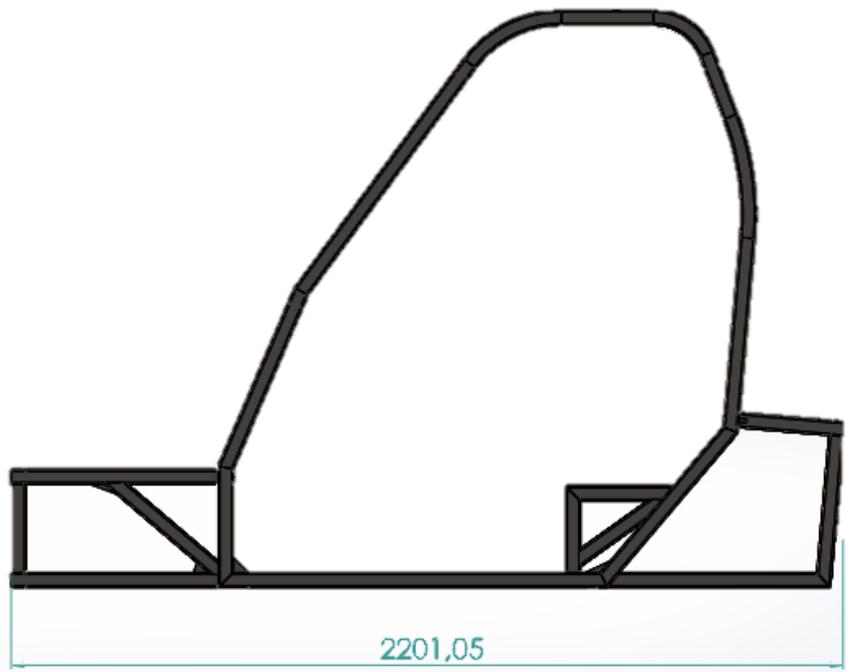


Figura 0.5- Vista lateral del chasis
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020.

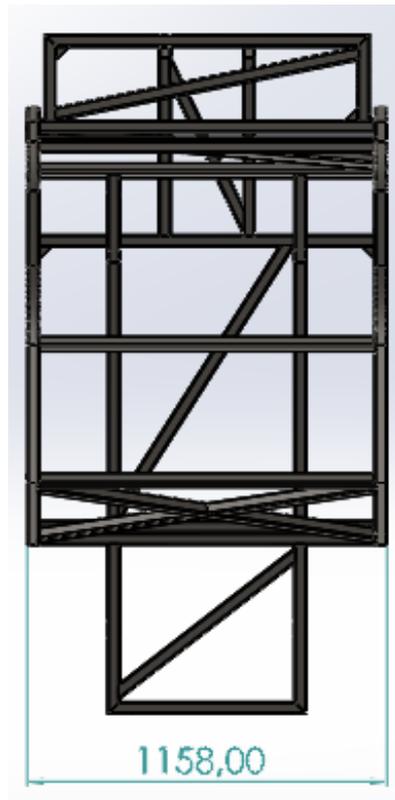


Figura 0.6- Vista superior del chasis
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020.

Simulaciones:

Para analizar la resistencia de la estructura a las diferentes solicitaciones que se irán presentando a lo largo de la vida útil del vehículo, se utilizó el método de elementos finitos mediante el uso del Software SolidWorks. A continuación, se detalla la metodología de cada uno de ellos, y se muestran los resultados. Los análisis detallados de cada simulación se muestran en el anexo del presente informe.

El criterio utilizado para determinar si el bastidor soporta las cargas aplicadas es el establecido por la ASTM, el cual establece como límite de tensiones a 2/3 de la tensión de fluencia del material, o 1/3 de la tensión de rotura, el cual resulte en un valor más bajo.

Simulación de Bache trasero

Para analizar el comportamiento del bastidor al pasar por un bache trasero, se considera que todo el peso del auto recae sobre la rueda que atraviesa el bache. Dicha fuerza se transmite a la estructura mediante el amortiguador por lo que, para simularla, se aplica la misma magnitud en las uniones donde estará anclado el amortiguador. Las sujeciones se aplican en las uniones de los restantes amortiguadores, los cuales se consideran fijos.

Calculo de la carga a aplicar:

El peso total del auto con accesorios es de 631 kg determinado mediante el software, a este valor se le deben sumar 250 kg de capacidad de carga, valor establecido como consigna de diseño.

$$F = 631 \text{ kg} + 250 \text{ kg} = 881 \text{ kg} \cong 900 \text{ kg}$$

Esta fuerza actúa sobre el chasis en dirección del amortiguador, el mismo forma un ángulo de 4.5° con la vertical, por lo tanto, se debe descomponer la fuerza actuante en dos direcciones:

$$F_z = 900 \text{ kg} * \cos(4.5^\circ) = 897.22 \text{ kg}$$

$$F_x = 900 \text{ kg} * \text{sen}(4.5^\circ) = 70.61 \text{ kg}$$

Los resultados obtenidos fueron los siguientes:

Tensiones:

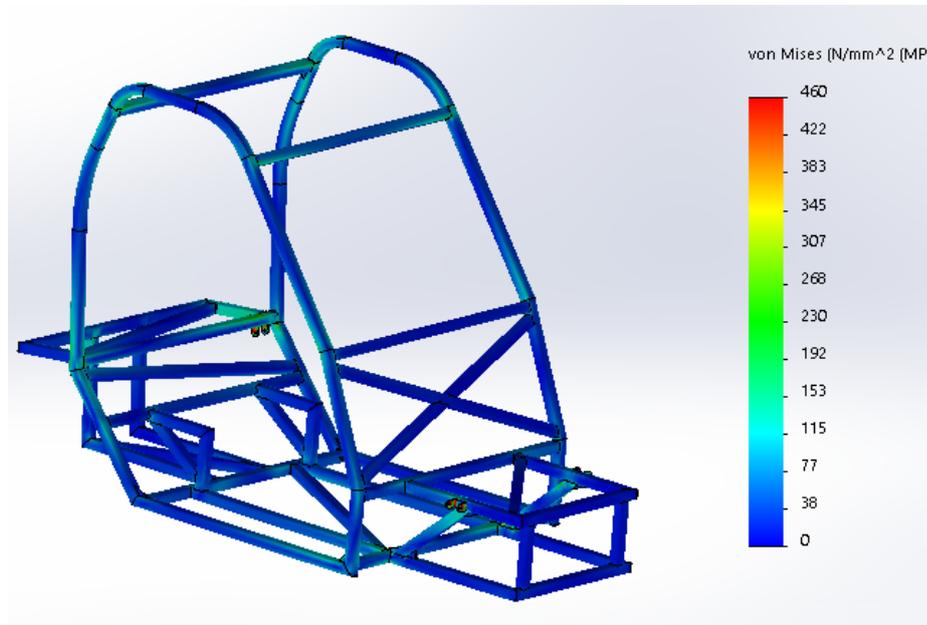


Figura 0.7- Tensiones en simulación de bache trasero
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020.

Deformaciones:

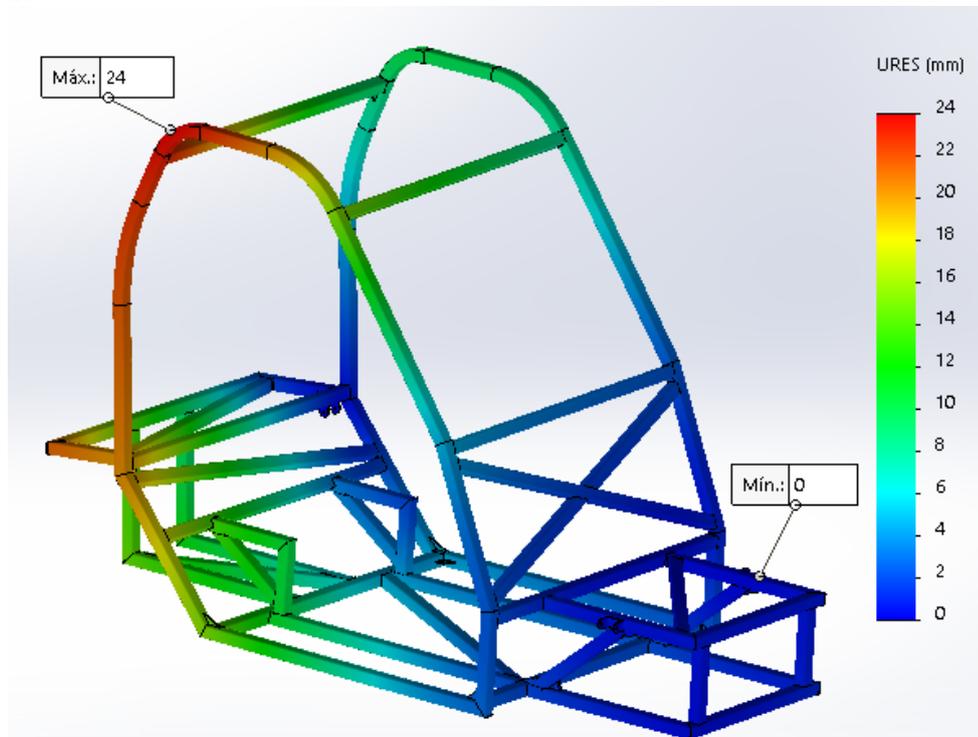


Figura 0.8- Deformaciones en simulación bache trasero
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020.

Factor de seguridad utilizando el criterio de la ASTM:

Rojo < FOS = 1 < Azul

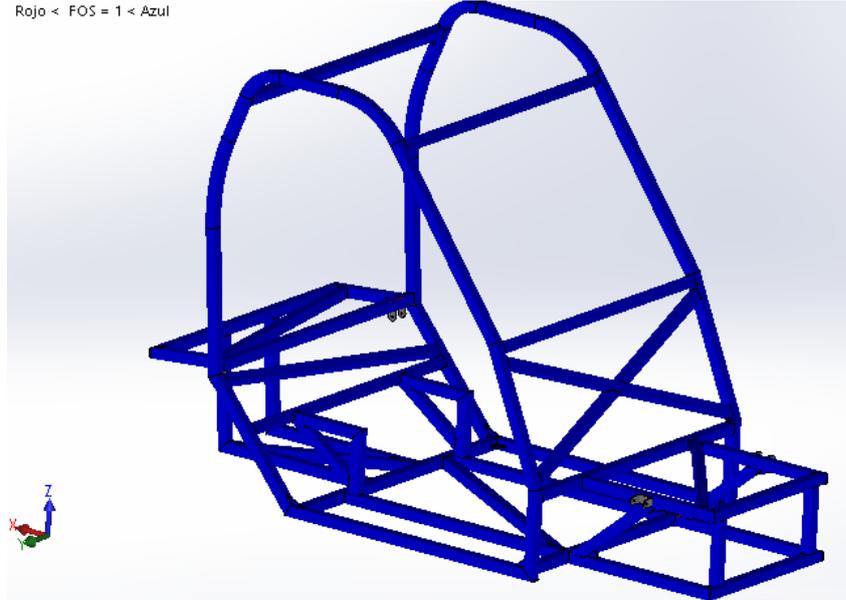


Figura 0.9- . Factor de seguridad en simulación bache trasero.
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020.

En la Figura 0.9, se muestra en azul las regiones en las que el valor de tensión de Von mises obtenido, no supera el 1/3 de la tensión de rotura del material.

Observando estas imágenes se puede decir que el chasis cumple con el criterio seleccionado y, por lo tanto, soporta de forma segura un bache trasero.

Simulación de bache delantero:

Se aplican las mismas consideraciones que en el estudio anterior, en este caso la carga se aplica en uno de los amortiguadores delanteros, estos forman un ángulo con respecto a la vertical de 33.62 °, por lo tanto, se debe descomponer nuevamente la carga:

$$F_z = 900 * \cos(33.62) = 749.45 \text{ kg}$$

$$F_y = 900 * \text{sen}(33.62) = 498.31 \text{ kg}$$

Los resultados obtenidos son los siguientes:

Tensiones

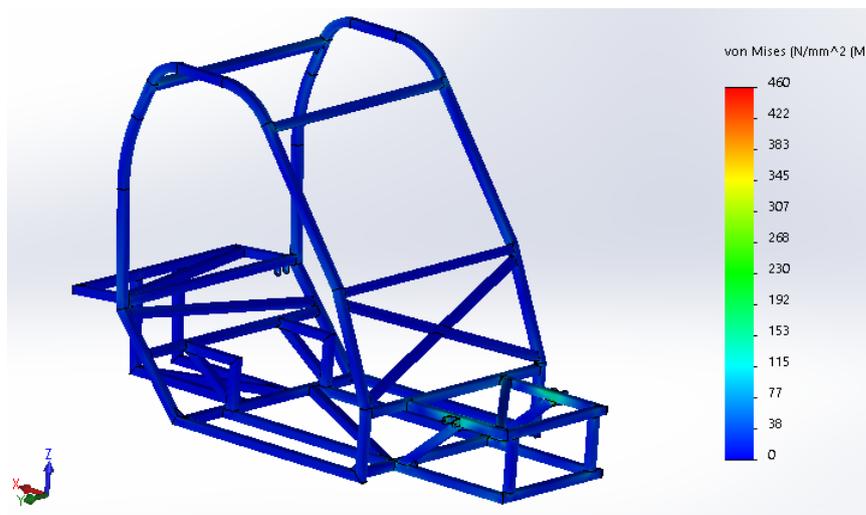


Figura 0.10- Tensiones en simulación de bache delantero.
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020.

Deformaciones

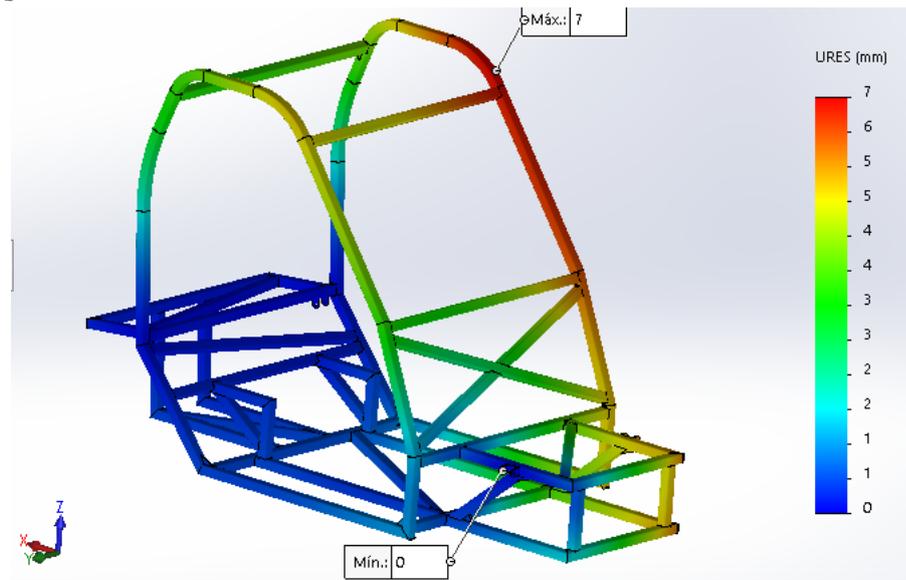


Figura 0.11- Deformaciones en simulación de bache delantero.
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020.

Factor de seguridad

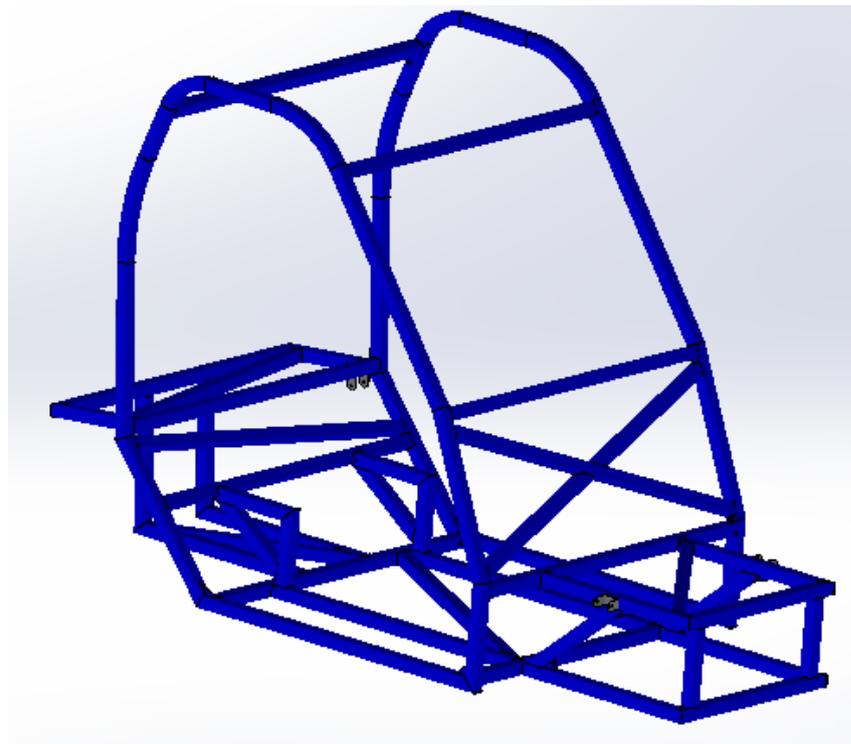


Figura 0.12- Factor de seguridad en simulación de bache delantero.
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020.

Nuevamente se puede ver que las tensiones no superan el valor máximo según el criterio de la ASTM, por lo tanto, se puede decir que la estructura soporta una situación de bache delantero de forma segura.

Simulación de impacto frontal suave:

Una situación de impacto es un fenómeno dinámico, por lo tanto, para poder simularlo utilizando la herramienta de análisis estático, se deben realizar correcciones a las fuerzas actuantes. Según la segunda ley de Newton $F=m*a$, la masa del vehículo es de 900 kg, la aceleración en un análisis estático es de 9.8 m/s^2 (aceleración de gravedad), para corregir el valor en un impacto se debe multiplicar a la aceleración de gravedad por un factor G , que representa la desaceleración que sufre la masa del vehículo en el impacto, en relación a la aceleración de gravedad. Cuanto más rápido sea la desaceleración, mayor será su valor, y la fuerza resultante también será mayor.

Para una situación de impacto suave, se considera un tiempo de desaceleración de 0.2 segundos, utilizando este valor y la velocidad máxima del vehículo, se calcula el valor de la fuerza actuante en un impacto frontal.

$$V_{max} = 50 \frac{km}{h} = 13.88 \frac{m}{s}$$

$$t = 0.2 \text{ s}$$

$$G = \frac{V_i - V_f}{9.8 \frac{m}{s^2}} = \frac{13.88 \frac{m}{s}}{0.2s} = 7.08G$$

$$F = 900kg * \frac{9.8m}{s^2} * 7.08 G = 62445.6 N$$

Este valor de fuerza se aplica a la parte frontal del chasis, esta parte es la que entra en contacto en un impacto frontal, y se considera fija la parte trasera del vehículo. En este ensayo, el objetivo no es que las tensiones no superen un cierto valor, sino que las deformaciones no sean tan altas, permitiendo así que los pasajeros puedan salir del vehículo después del impacto.

Los resultados de la simulación son los siguientes:

Tensiones:

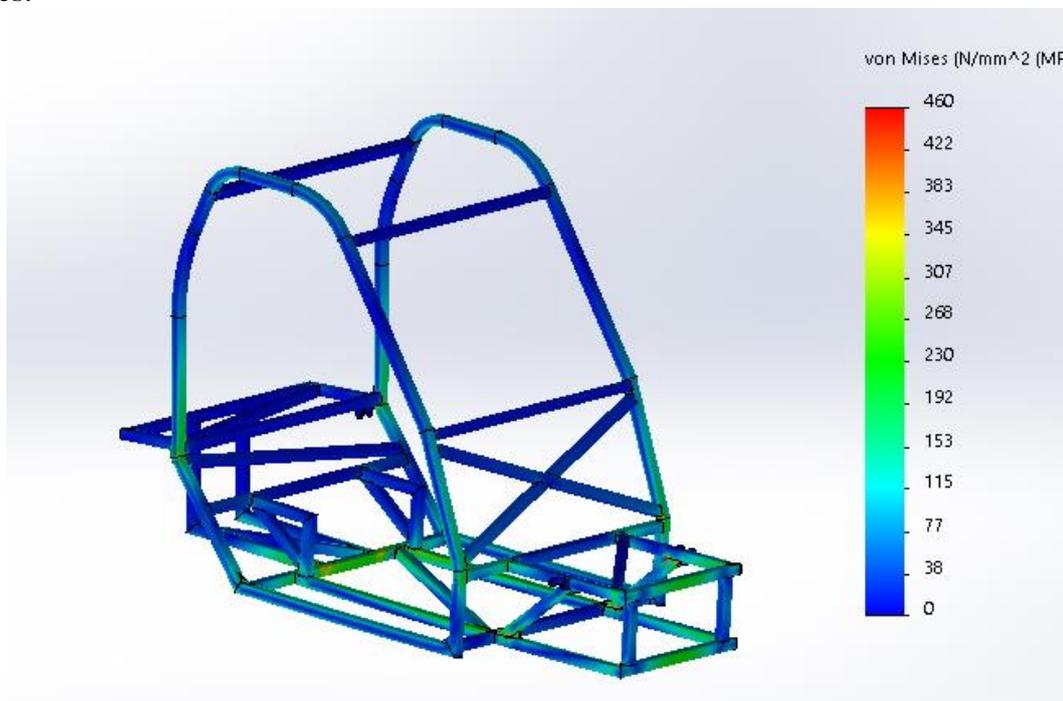


Figura 0.13- Tensiones en simulación de impacto frontal suave
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020.

Deformaciones:

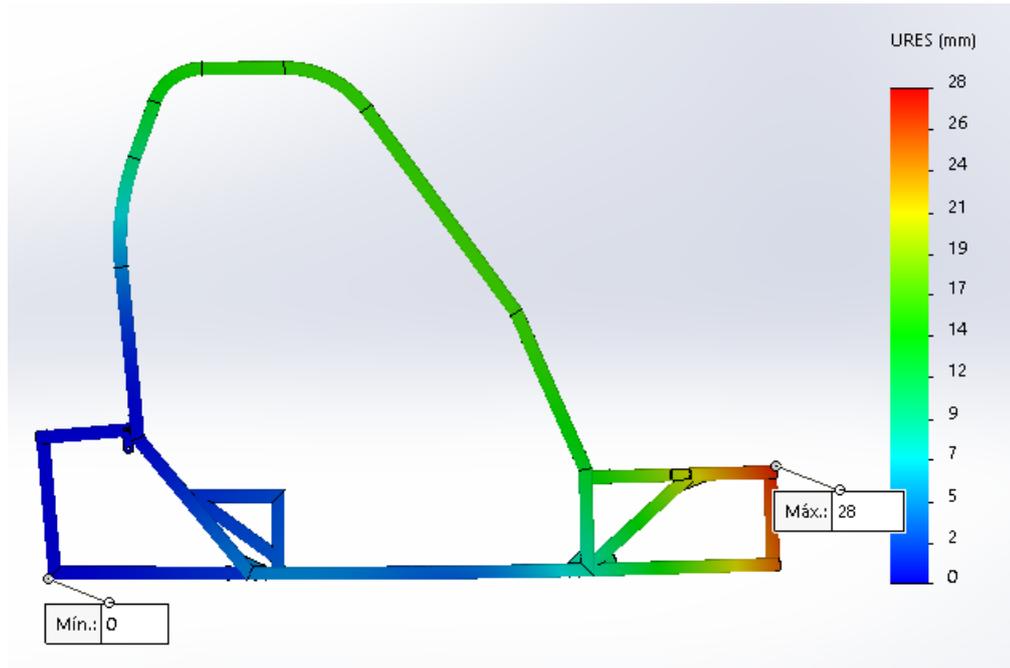


Figura 0.14- Deformaciones en simulación de impacto frontal suave
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020

Se puede ver en la Figura 0.13 que se supera la tensión de fluencia, por lo tanto, el chasis sufrirá deformaciones permanentes después del impacto. Por otro lado, en la Figura 0.14 puede notarse que después del impacto será posible que los pasajeros salgan del auto, por lo tanto, el chasis cumple con los requerimientos para soportar un impacto frontal suave.

Impacto frontal brusco

Para simular un impacto frontal brusco, se realiza el mismo proceso que para un impacto frontal suave, con la diferencia que el tiempo de desaceleración es menor, por lo tanto, las fuerzas resultantes serán mayores. Para un impacto brusco se considera un tiempo de desaceleración de 0.1 s, con este valor se realiza el mismo proceso anterior y se obtienen los siguientes valores:

$$V_{max} = 50 \frac{km}{h} = 13.88 \frac{m}{s}$$

$$t = 0.1 s$$

$$G = \frac{V_i - V_f}{9.8 \frac{m}{s^2}} = \frac{13.88 \frac{m}{s}}{9.8 \frac{m}{s^2}} = 14.16G$$

$$F = 900kg * \frac{9.8m}{s^2} * 14.16 G = 124891.2 N$$

La aplicación de esta fuerza se considera en el mismo lugar que en el caso anterior (parte frontal del vehículo) y las sujeciones también (Parte trasera)

Los resultados de la simulación son los siguientes:

Tensiones

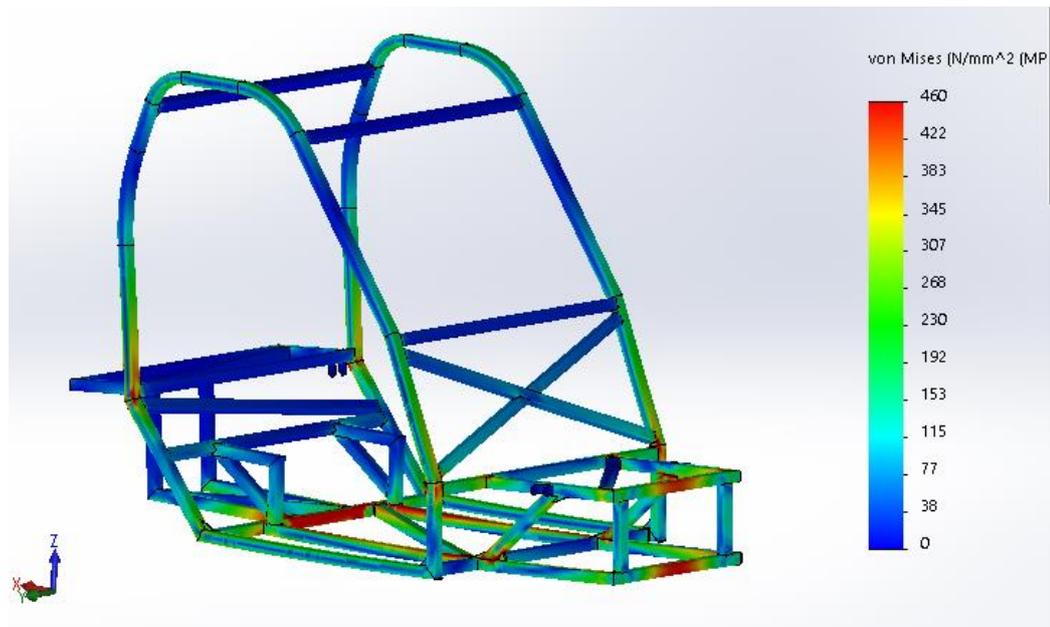


Figura 0.15- Tensiones en simulación de impacto frontal brusco
 Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020

Deformaciones:

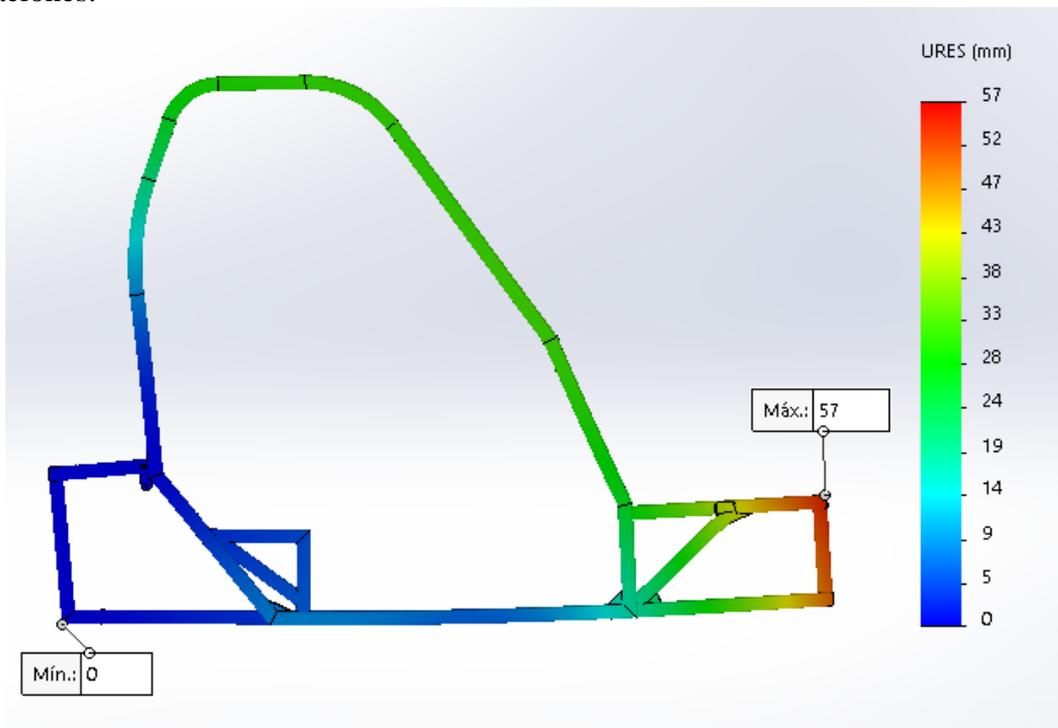


Figura 0.16- Deformaciones en simulación de impacto frontal brusco
 Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020

Nuevamente se puede ver que la estructura sufre deformaciones permanentes debido al impacto, pero los pasajeros serían capaces de abandonar el vehículo después de ocurrido el siniestro.

Situación de vuelco:

Para analizar los esfuerzos que se generan en la estructura ante una situación de vuelco, nuevamente se deben realizar correcciones para pasar de un fenómeno dinámico a un análisis estático. El procedimiento es el mismo que para los casos de impacto, pero la velocidad a la que se produce el impacto se debe obtener en función de la altura de caída, y el tiempo se considera igual que en el caso de un impacto brusco.

Para obtener la velocidad a la que se mueve el vehículo antes del impacto contra el suelo, se supone una altura de caída de 2 metros, y mediante la siguiente ecuación, se obtiene la velocidad:

$$V_{max} = \sqrt{2 * g * h} = \sqrt{2 * \frac{9.8m}{s^2} * 2m} = 6.26 \frac{m}{s}$$

$$G = \frac{V_i - V_f}{t} = \frac{6.26 \frac{m}{s}}{0.1s} = 6.387G$$

$$F = 900kg * \frac{9.8m}{s^2} * 6.387 G = 56333.34 N$$

Esta fuerza se aplica a la parte superior del vehículo, mientras que la parte inferior adopta la condición de geometría fija.

Los resultados de la simulación son los siguientes:

Tensiones

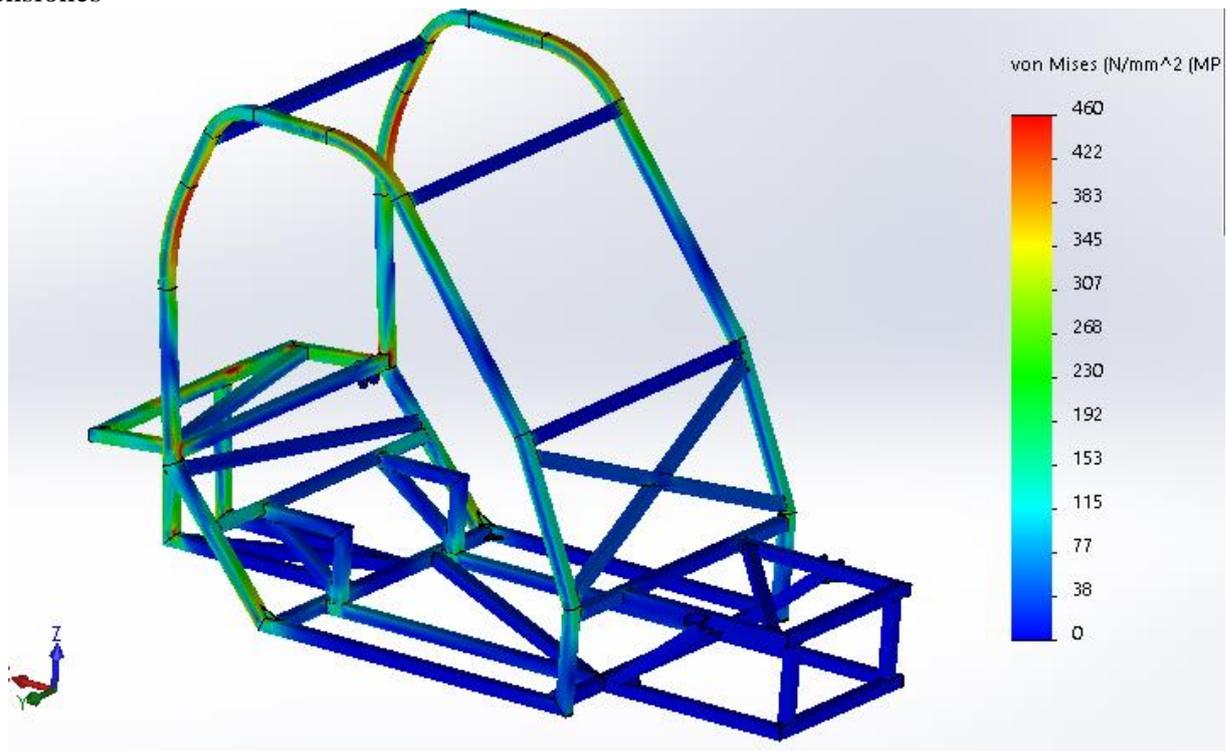


Figura 0.17- Tensiones en simulación de vuelco
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020

Deformaciones

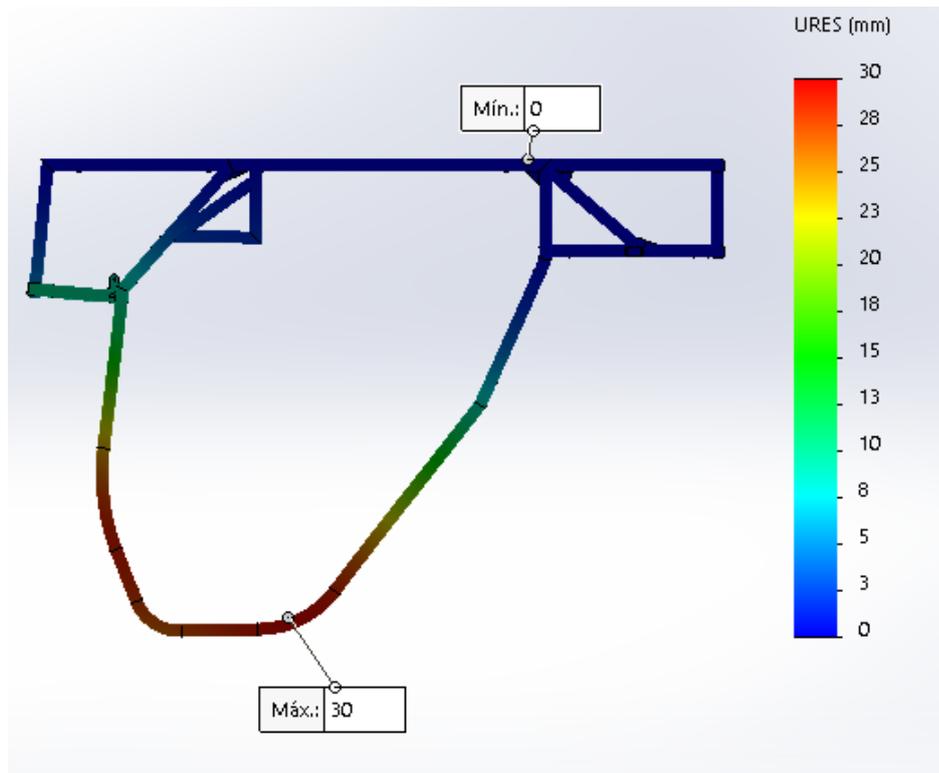


Figura 0.18- Deformaciones en simulación de vuelco.
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020

Al analizar los resultados de las simulaciones, se puede apreciar que a pesar de que la estructura sufre deformaciones permanentes después del accidente, los pasajeros no quedan atrapados en el vehículo, por lo que el chasis soporta de buena manera una situación de vuelco.

Simulación del ensayo de la normativa vigente:

La disposición 352/2018 anexo XIV, vigente en la república Argentina, establece un ensayo que debe superar el vehículo para que pueda ser habilitado a circular. Se adjunta en el anexo del presente informe el anexo correspondiente a la normativa en cuestión.

El ensayo consiste en aplicar una carga en puntos determinados del auto, y con direcciones específicas, se considera que el vehículo aprueba cuando al retirar la carga la deformación permanente no supere los 10 mm.

Calculo de la fuerza a aplicar:

$$F = C * \text{Peso del vehiculo} = C * 900kg$$

Donde el coeficiente “c” se obtiene de la Tabla 0.1.

Tabla 0.1. Categorías de los autos según la norma
Fuente: Disposición 352/2018. Anexo XIV

Vehículo	Velocidad de diseño	Peso Kg	Resistencia pilar A (coeficiente)	Resistencia pilar C Coeficiente)
con techo	Max 130 Km/h	hasta 700	0,7	0,7
con techo	Max 130 Km/h	hasta 1200	0,8	0,8
con techo	Max 130 Km/h	Más de 1200	0,9	0,9
con techo	Max 180 Km/h	hasta 700	1,2	1,2
con techo	Max 180 Km/h	hasta 1200	1,2	1,2

$$F = 0.8 * 900 \text{ kgf} * 9.8 \frac{\text{kgf}}{\text{N}} = 7056 \text{ N}$$

Dirección de la fuerza:

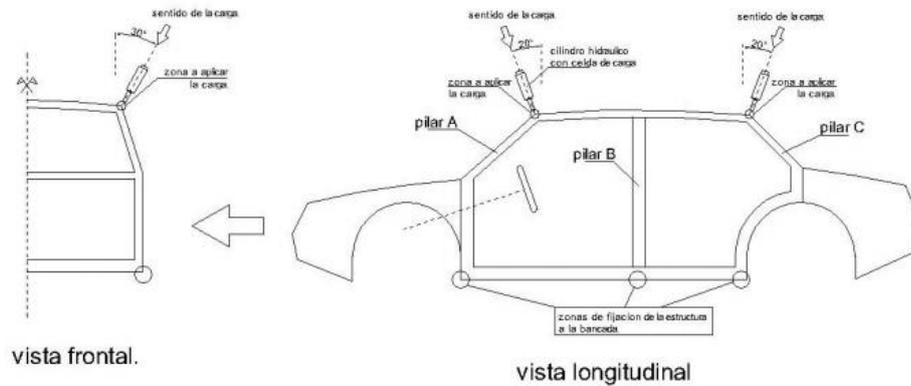


Figura 0.19- Esquema del ensayo.
Fuente: Disposición 352/2018. Anexo XIV

Teniendo la magnitud y sentido de la fuerza, se debe realizar la descomposición en los tres ejes fundamentales, para así cargar los valores en la simulación:

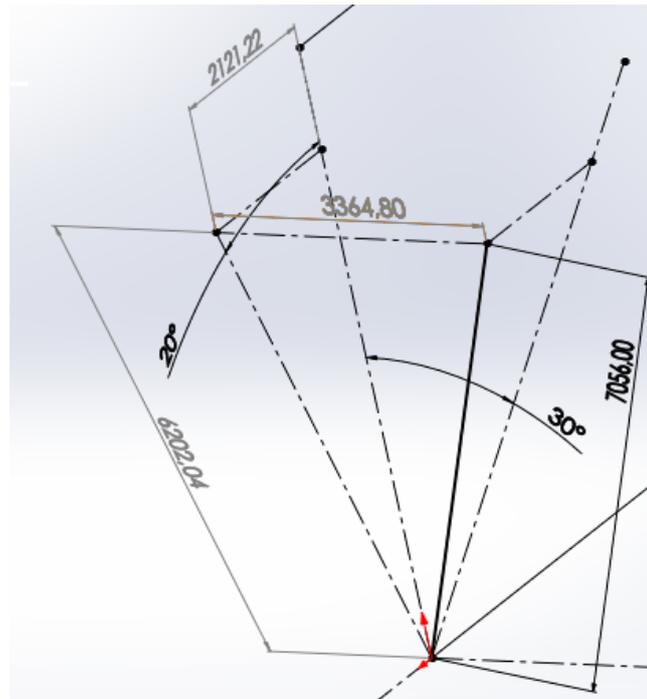


Figura 0.20- Descomposición de fuerza aplicada
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020

Estas fuerzas se aplican en los puntos que indica el anexo de la siguiente manera:

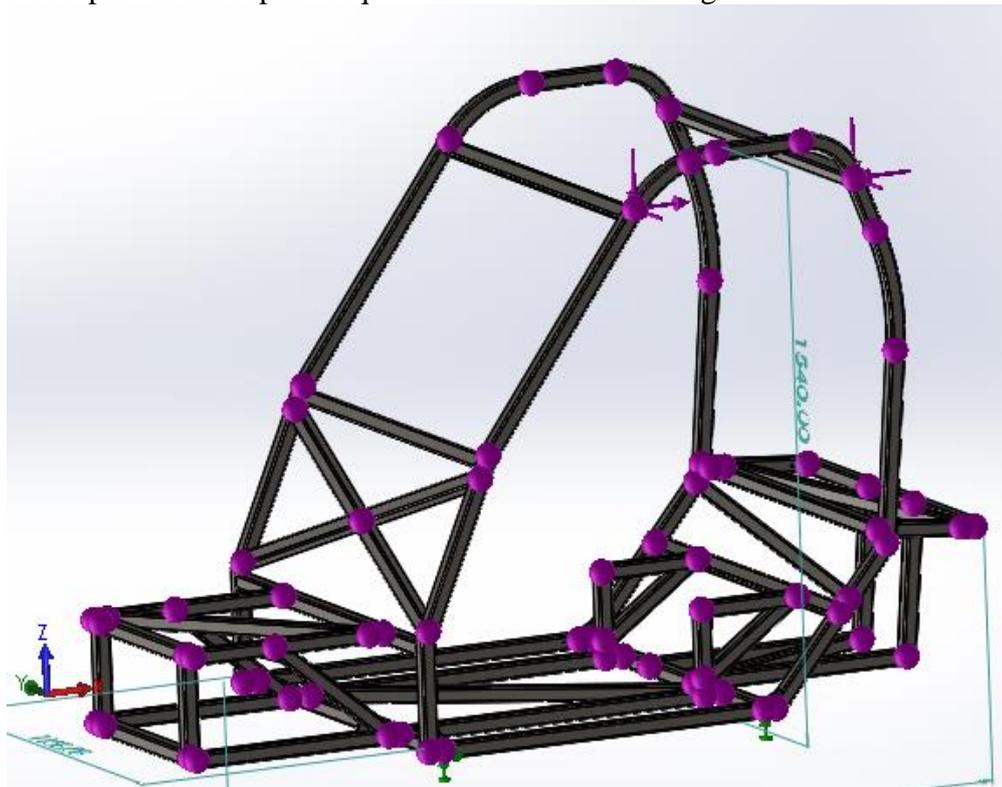


Figura 0.21- Puntos de aplicación de las fuerzas para la simulación
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020

Los resultados de la simulación son los siguientes:

Tensiones:

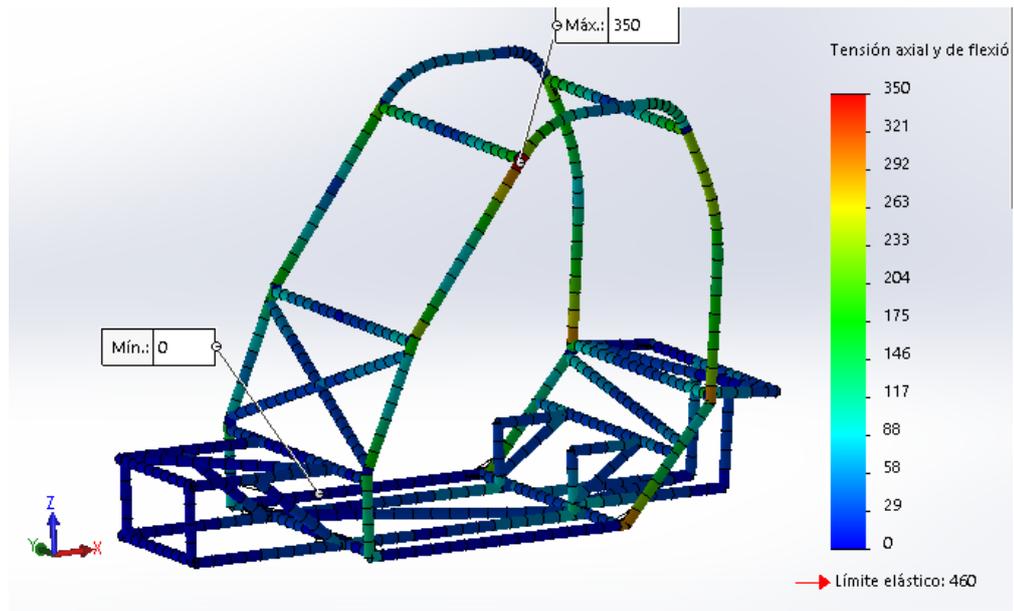


Figura 0.22- Tensiones en la simulación según norma
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020

Deformaciones:

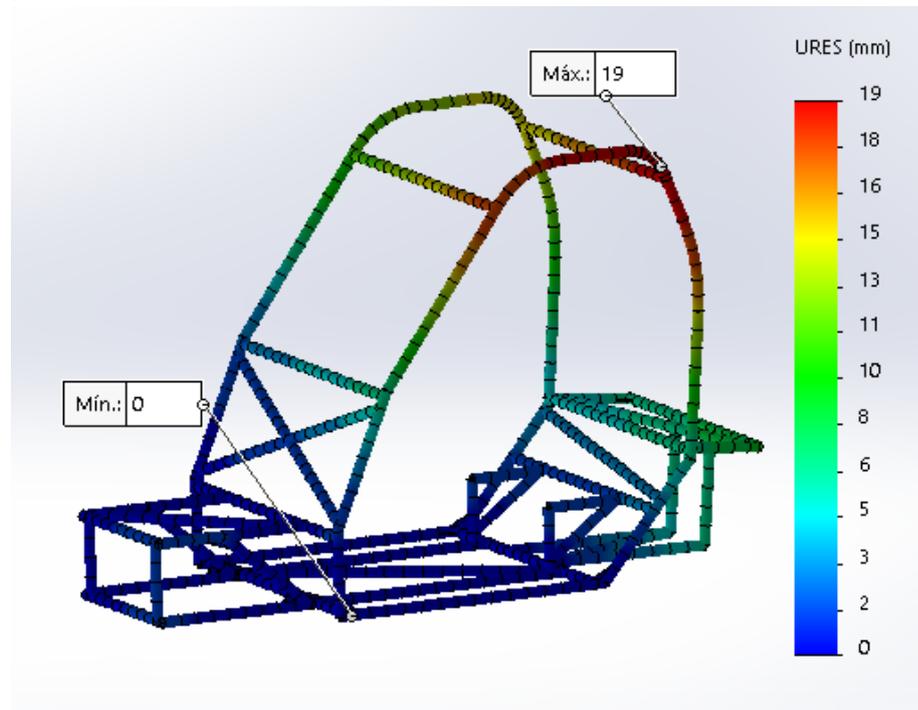


Figura 0.23- Deformaciones en la simulación según norma
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020.

En este estudio se utilizó la simplificación opcional de tratar como viga a la estructura, para poder aplicar las fuerzas en los nodos específicos, y de esta manera no es necesario partir el modelo en una zona para concentrar la carga en la región deseada. Los valores obtenidos en las tensiones no superan

el valor de fluencia del material, por lo tanto, las deformaciones no serán permanentes, y el chasis aprobaría el ensayo propuesto por la normativa.

Quedando el chasis ya ensamblado de la siguiente manera:



*Figura 0.24- Vista lateral chasis ensamblado
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020.*



*Figura 0.25- Perspectiva 1 chasis completo
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020.*



Figura 0.26- Perspectiva 2 chasis completo
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020.

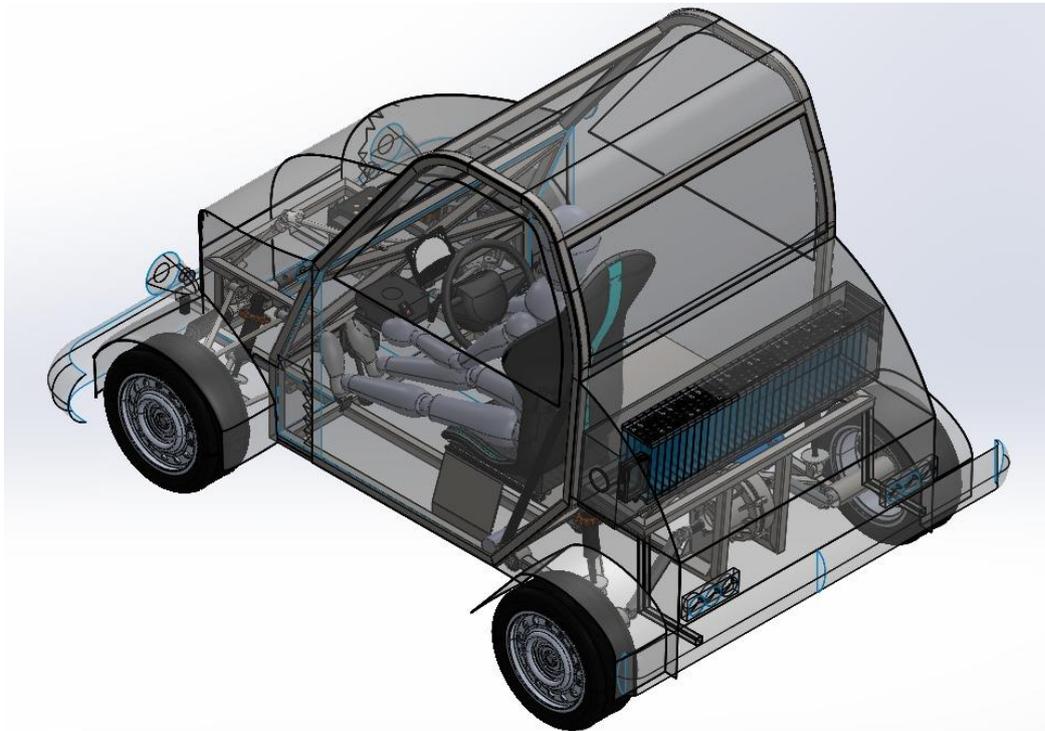


Figura 0.27. Perspectiva diseño final
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020.

Diseño de la Suspensión

Se refiere al conjunto de componentes que interconectan la rueda con el bastidor y permiten un movimiento relativo entre ellos. Dando también más confort y suavidad en el andar del vehículo. En la elección de la suspensión más conveniente para el automóvil se comenzó con el estudio de los tipos de suspensión ya existentes y se evaluaron las ventajas y desventajas de cada una. Éstas son:

Sistemas de suspensión dependientes

- Suspensión de eje rígido: Este tipo de suspensión está compuesto por un eje rígido que une las dos ruedas y los elementos de que unen el eje rígido con el bastidor y amortiguan el movimiento relativo entre estos.



Figura 0.1- Suspensión de eje rígido

Ventajas:

- Es un sistema sencillo mecánicamente y fácil de construir, sobre todo si se compara con los demás sistemas de suspensión.
- Es un sistema barato, en comparación con el resto. El hecho de que tenga una mecánica sencilla y pocos componentes lo convierte en una opción económica.
- No varía el camber, la convergencia de las ruedas, ni tampoco el ancho de vía en todo el recorrido de la suspensión.
- Permite grandes recorridos de suspensión.

Inconvenientes:

- Las ruedas tienen influencia mutua. Debido a su concepción, las vibraciones de una rueda se transmiten a la otra a través del eje rígido, por lo que las fuerzas y momentos que afecten a una rueda se transmitirán también a la otra.
- Requiere mucho espacio. El hecho de que sea todo el conjunto del eje (más el diferencial si se trata de un eje motriz) el que se mueve al actuar la suspensión, hace que este sistema requiera de un espacio libre a su alrededor mucho más grande que las otras opciones de suspensión.
- Limitado potencial para configurar la cinemática de la suspensión.
- Elevado peso. La masa no suspendida del vehículo es más grande que con otras opciones de suspensión, ya que se debe incluir el peso del eje, que suele ser significativo.

Sistemas de suspensión semi rígidos

- Suspensión de eje torsional

Este tipo de suspensión es la más utilizada para el eje trasero en la actualidad, sobre todo en los utilitarios pequeños y medianos de tracción delantera.

Se denomina semi rígido porque, al igual que la suspensión de eje rígido, las ruedas están unidas entre sí, pero transmiten de forma parcial las oscilaciones que reciben del terreno.

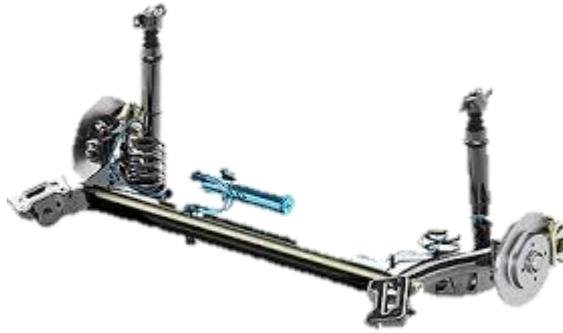


Figura 0.2- Suspensión semi rígida

Ventajas:

- El sistema entero es fácil de ensamblar y desensamblar.
- Necesita poco espacio
- Tiene pocos componentes
- Baja masa no sostenida
- El eje torsional puede funcionar como barra antivuelco

Inconvenientes:

- Alto estrés en los cordones de soldadura
- La carga permisible en el eje trasero está limitada a la resistencia de los cordones de soldadura.
- Las ruedas tienen influencia mutua

Sistemas de suspensión independientes

- Suspensión de dobles triángulos superpuestos

También denominada como suspensión de paralelogramos deformables o suspensión por trapecio articulado. Este tipo de suspensión se considera como el sistema ideal en cuanto al control de la geometría de la suspensión se refiere, ya que permite saber exactamente la posición de la rueda en todo momento del recorrido de la suspensión. Este sistema consiste en dos brazos en forma de A, uno en la parte inferior y otro en la superior, denominados trapecios de suspensión. Estos trapecios van unidos mediante rótulas a la mangueta y mediante travesaños al bastidor, de esta forma se cierra el paralelogramo. El conjunto muelle amortiguador se une por un lado al trapecio inferior y por el otro al bastidor.



Figura 0.3- Suspensión de dobles triángulos superpuestos

Suspensión delantera.

Para esta se optó por utilizar el tipo de suspensión de dobles triángulos superpuestos. Ya que cumple con todos los aspectos necesarios, además de ser la más utilizada para la parte delantera en la actualidad, también brinda facilidad de la rotación de las ruedas para el sistema de dirección mediante rotulas vinculadas a la mangueta.

Para poder diseñar la dirección se debe tener en cuenta varios parámetros, algunos de estos son:

Ángulo de caída (o camber): el ángulo de caída es el formado entre el plano de la rueda y el plano vertical del vehículo (plano XZ). Se considera que el camber es positivo cuando la parte superior de la rueda se aleja del vehículo y negativo cuando se acerca.

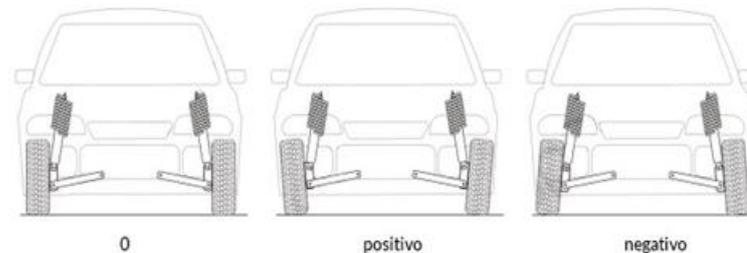


Figura 0.4- Ángulo de inclinación de las ruedas con respecto al suelo

En el caso del vehículo autónomo solo se ha podido decidir el camber de las ruedas delanteras. Según experiencia y distintas comprobaciones se ha establecido diseñar la suspensión delantera con un camber en orden de reposo de 0° .

Centro instantáneo de rotación: Para saber el comportamiento de la variación de las ruedas se determina el centro instantáneo de rotación.

El mismo, hace referencia al punto de coincidencia entre la prolongación de los trapecios considerada desde la vista frontal. Y representa el punto respecto al cual la rueda traza su trayectoria en un instante determinado de tiempo. Este punto cambia según el recorrido de la suspensión y de los trapecios, por eso es un punto instantáneo.

Para poder determinar la longitud de los brazos de suspensión, y obtener los valores de camber deseados se utilizó el simulador de suspensión gratuito que nos provee la siguiente página web:

www.vsusp.com.

El diseño de la suspensión delantera se realiza de forma iterativa, se fijan los parámetros invariantes, como la altura que se desea en reposo, el tamaño de los neumáticos y los datos de la mangueta; y se van iterando combinaciones de los parámetros restantes (brazos de suspensión) hasta encontrar una solución factible con un ángulo de camber aproximadamente de 0° .

A continuación, se muestra la configuración final obtenida:

Frame Control Arms Steering Knuckles Steering Wheels/Tires Prefs Chart

Frame Settings

Settings

Project Name	Fusca 3cv Electric
Suspension type	Double wishbone
Ride height (Frame bottom above ground)	220 mm
Frame center to lower mount X	351.2 mm
Frame bottom to lower mount Y	18.3 mm
Frame center to upper mount X	351.2 mm
Frame bottom to upper mount Y	291.02 mm

Results

Distance between upper and lower mounts	272.72 mm
Inclination angle from lower to upper mounts	90 degrees

Figura 0.5- Determinación de la suspensión delantera 1.
Fuente: www.vsusp.com

Frame Control Arms Steering Knuckles Steering Wheels/Tires Prefs Chart

Control Arm Settings

Settings

Upper Control Arm length	364 mm
Lower Control Arm length	343 mm

Results

Upper Right inclination	-28.122 degrees
Upper Left inclination	-28.122 degrees
Lower Right inclination	-10.125 degrees
Lower Left inclination	-10.125 degrees

Figura 0.6- Determinación de la suspensión delantera 2
Fuente: www.vsusp.com

Frame Control Arms Steering Knuckles Steering Wheels/Tires Prefs Chart

Steering Knuckle Settings

Settings

Hub to upper ball joint X	62.87 mm
Hub to upper ball joint Y	86.33 mm
Hub to lower ball joint X	46.15 mm
Hub to lower ball joint Y	75.11 mm

Results

Distance between upper and lower ball joints (kingpin length)	162.304 mm
Right Steering Axis Inclination (SAI/KPI)	5.881 degrees
Left Steering Axis Inclination (SAI/KPI)	5.881 degrees
"Spindle length"	53.264 mm
Right knuckle rotation from perpendicular	-0.032 degrees
Left knuckle rotation from perpendicular	-0.032 degrees

Figura 0.7- Determinación de la suspensión delantera 3
Fuente: www.vsusp.com

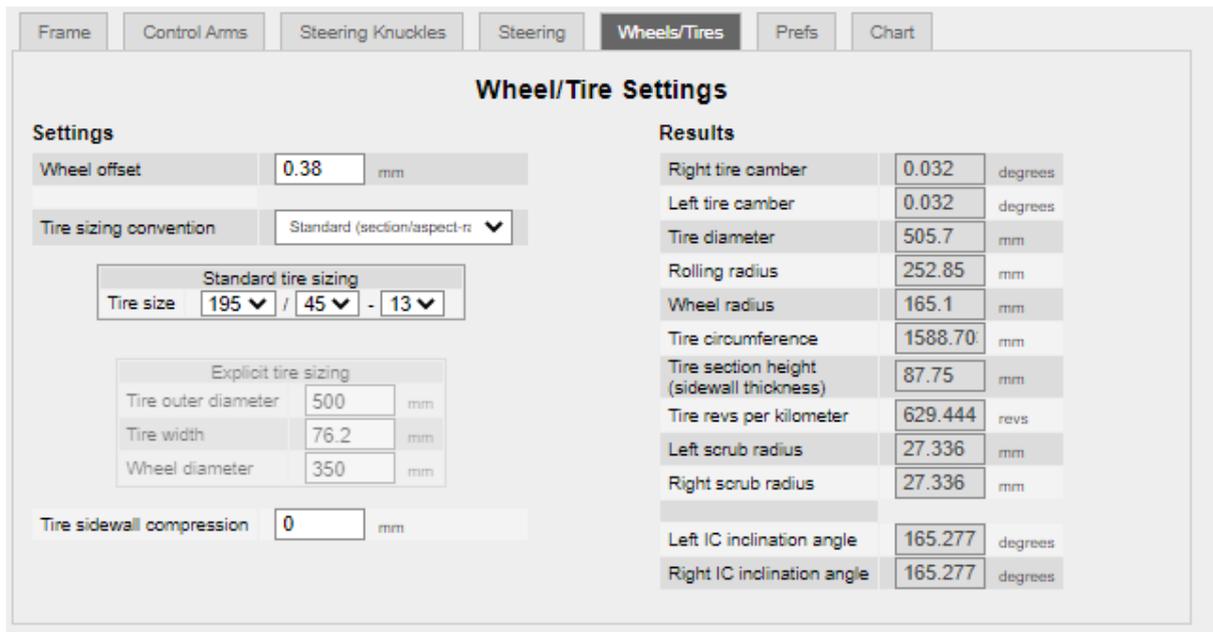


Figura 0.8- Determinación de la suspensión delantera 4
Fuente: www.vsusp.com

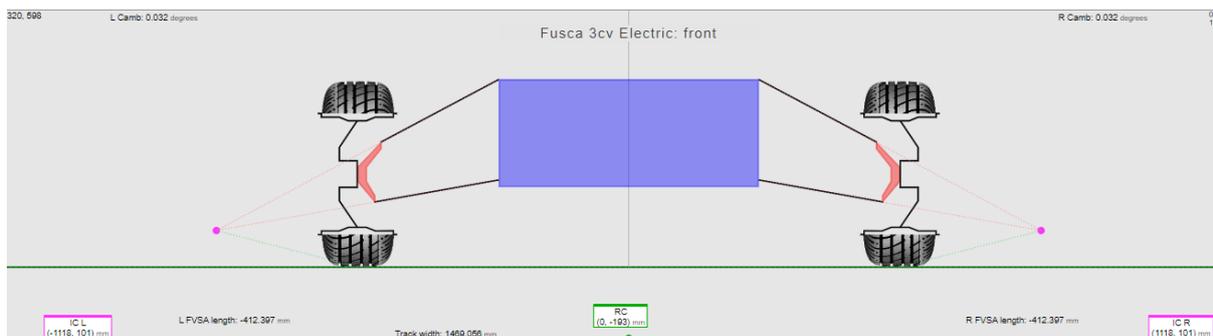


Figura 0.9- Determinación de la suspensión delantera 5
Fuente: www.vsusp.com

Para la configuración que se muestra en las figuras anteriores, se obtuvo un valor de camber de 0.032 °, para un largo del triángulo superior de 364 mm, y un largo del triángulo inferior de 343 mm. Esta configuración es la que más se aproxima a los valores deseados, por lo tanto, se adopta como válida, y se pasa a diseñar los brazos de suspensión con las medidas obtenidas.



*Figura 0.10- Diseño suspensión delantera
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020.*

Suspensión trasera.

La suspensión trasera se seleccionó pensando en que sea óptima para este tipo de auto y también que admita alguna manera de conectar las ruedas con el diferencial.

De los tipos de suspensión vistas anteriormente se desglosaron los siguientes

- Suspensión rígida
 - Arquilla
 - Con barra torsional

- Suspensión individual
 - Suspensión de dobles triángulos superpuestos
 - Brazo oscilante.

Al momento de la elección se tuvo en cuenta que al ser un auto chico y de tracción trasera, este no puede quedar con alguna de las ruedas traseras levantadas para que no pierda la tracción, eliminando con este pensamiento las suspensiones del tipo rígidas.

Considerando así las suspensiones individuales, los dos tipos vistos cumplían los requisitos perfectamente, pero al compararlos se pudo notar que la oscilante mantiene la banda de rodadura paralela al piso en todo momento y la de triángulos superpuestos varía este apoyo con el ángulo de caída o de camber y la deformación del amortiguador. Por lo tanto, se optó por un sistema de suspensión de brazos oscilantes.



Figura 0.11- Suspensión trasera completa con tracción y moto-diferencial
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020.

Amortiguador

Un amortiguador es el dispositivo que atenúa las oscilaciones de la carrocería. En este caso se seleccionó el mismo para la suspensión delantera y trasera, del tipo monoshock regulable. Este es un amortiguador con resorte integrado, más utilizado en motos de alta cilindrada o ATV grandes.

Se eligió un amortiguador que se encuentra en el mercado ya que es utilizado en varias motos, como en la Honda Twister. Como características principales tiene una distancia máxima de 35cm y un recorrido de 15cm y soporta un peso de 1000kg a máxima compresión.



Figura 0.12- Amortiguadores monoshock

Diseño de la Tracción

Tren de fuerza motriz

El tren de fuerza motriz puede tener distintos esquemas, en este caso se optó por la configuración Motor Trasero – Tracción Posterior: aquí el motor está ubicado de manera paralela y detrás del eje posterior; para este caso no hay árbol de transmisión.

Entonces el conjunto de elementos que componen el tren de fuerza motriz son:

Los Semi-Ejes O Palieres

Su función está dirigida a transmitir el movimiento desde los planetarios del grupo diferencial a las ruedas, se caracterizan por ser dos barras cilíndricas, una para cada rueda, de acero de alta resistencia.

El Diferencial

En esencia, el grupo diferencial es el que transmite el movimiento que proviene del motor a los ejes de las ruedas en el caso de la tracción trasera, además permite que las ruedas del coche giren a diferentes velocidades, en especial cuando el mismo se desplaza a través de una curva, la rueda que esta al interior girará a menor velocidad que la rueda que está en el exterior de la curva, además el mecanismo diferencial hace una repartición igual del par motor a las ruedas.

En este caso, se transmite el torque desde el motor eléctrico de manera directa al mecanismo diferencial y a las ruedas, omitiéndose el uso y presencia de la caja de velocidades, reduciendo espacio y peso.

Tipos De Diferenciales

- Diferencial Convencional

Es el más sencillo, de dientes rectos, y como se muestra en la figura a continuación está constituidos por:

- 1- Satélites: están acoplados a los piñones y ellos transmiten el giro entre los planetarios cuando el coche toma una curva, compensado el giro entre los planetarios.
- 2- Piñón.
- 3- Entrada desde el motor.
- 4- Corona.
- 5- Planetarios: Sus dientes son rectos o cónicos aquí se acoplan los palieres a través de un estriado en el eje.
- 6- Carter de la corona, Caja de satélites, o núcleo porta corona.
- 7- Semi eje o Palier

Carcasa: Fabricada de fundición soporta a los demás elementos, en esta se acoplan la corona del grupo cónico y el conjunto diferencial.

Rodamientos: Son los de rodillos cónicos, puesto que son capaces de soportar los grandes esfuerzos axiales y radiales que realizan el grupo cónico y diferencial.

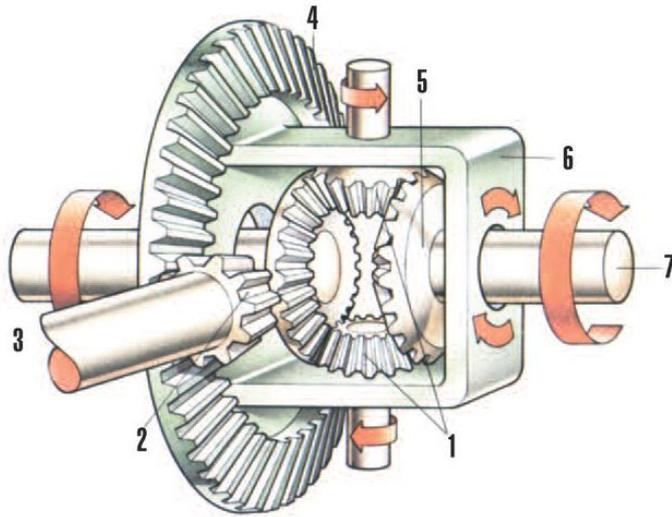


Figura 0.1- Diferencial

- **Diferencial Controlado**

En este grupo tenemos los diferenciales con bloqueo manual y los diferenciales autoblocantes

- **Diferenciales con bloqueo manual:** es el sistema más sencillo, y una de sus mayores ventajas radica en permitir durante el movimiento del vehículo en línea recta compensar el movimiento de las ruedas motrices, en situaciones de difícil acceso y suelos deslizantes con peligro de derrape. Cuando el coche está circulando por áreas de poca adherencia una de las ruedas motrices perderá agarre lo que implicará una mayor transmisión de fuerza a la otra rueda. En general está presente en vehículos industriales, como tractores y camiones.

- **Diferenciales Autoblocantes:** como su nombre nos indica, este tipo de diferenciales se bloquea automáticamente, es decir, sin la intervención del conductor. Estos se dividen en diferenciales con discos de fricción, diferenciales con conos de fricción, y el diferencial tipo Torsen.

Para el proyecto del automóvil eléctrico se decide utilizar un diferencial del tipo convencional.

Calculo del diferencial

Relación de transmisión aproximada

$$n_R = \frac{n_m}{i_h}$$

$$v = \frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot n_m}{i_h}$$

n_m : revoluciones del motor [rpm]
 n_R : revoluciones de las ruedas [rpm]
 v : velocidad del vehículo [m/min]
 r : radio de las ruedas. [m]
 i_h : relación de transmisión

(Manual de la técnica del automóvil - Bosch Página 450)

- Velocidad máxima del automóvil $v = 50 \frac{km}{h} = 833,33 \frac{m}{min}$
- En función de las curvas características del motor eléctrico, se define las máximas rpm que podrá alcanzar $n_{mot} = 3500 - 4000rpm$
- Considerando un neumático R13 Diámetro Rueda=0,55m

$$v = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m \cdot r}{i_h} \Rightarrow i_h = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m \cdot r}{v} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 4000 \cdot 0,275}{833,33} \Rightarrow \boxed{i_h = 8,29}$$

$$i_h = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m \cdot r}{v} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 3500 \cdot 0,275}{833,33} \Rightarrow \boxed{i_h = 7,26}$$

Por lo tanto, se tomará como referencia una relación de transmisión $i_h = 8$. Pero teniendo en cuenta que para la velocidad de 50km/h y diámetro de rueda 0,55m, los rpm máximos de la rueda son 482,29rpm, se trata de una relación de transmisión menor que 1 es decir de reducción.

Entonces: $e = 1/8 \Rightarrow e = \boxed{0,125}$

Número de dientes de los engranajes:

En la transmisión de movimiento entre ejes paralelos pueden emplearse engranes rectos o helicoidales. En este caso se utilizarán engranes de dientes rectos, ya que los engranes helicoidales someten a los cojinetes del eje a cargas radial y de empuje, las cuales no están presentes en los engranajes rectos.

Se considera también el diseño de un tren de engranes frente al de solamente un par de engranes, ya que con estos se pueden conseguir mayores relaciones en menor espacio y con menores problemas dinámicos. Se recomienda una transmisión en una sola etapa hasta $i_h = 7$ (*Manual de la técnica del automóvil – Bosch*).

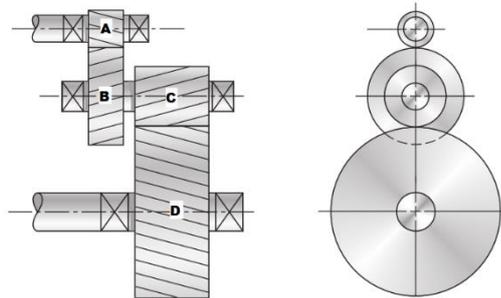


Figura 0.2- Diferencial de dientes rectos.

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley - 9 edición (pág. 672)

Factorizando la relación total en dos partes enteras se tiene

$$i_h = 8 = (2) \cdot (8)$$

$$i_h = \frac{N_B}{N_A} \cdot \frac{N_D}{N_C}$$

El mínimo número de dientes para evitar interferencia es

$$N_p = \frac{2 \cdot k}{(1 + 2m) \cdot \text{sen}^2 \phi} \cdot (m + \sqrt{m^2 + (1 + 2m) \cdot \text{sen}^2 \phi})$$

- $k = 1$ en el caso de dientes de profundidad completa.
- Angulo de presión típico de 20° para engranes de dientes rectos.

El número de dientes necesario para el acoplamiento de engranes es:

$$N_G = N_p \cdot m$$

Entonces

- Para $m = 2$

$$N_A = 14,16 \Rightarrow \boxed{N_A = 14}$$

$$N_B = 14 \cdot 2 \Rightarrow \boxed{N_B = 28}$$

- Para $m = 4$

$$N_C = 15,44 \Rightarrow \boxed{N_C = 16}$$

$$N_D = 16 \cdot 4 \Rightarrow \boxed{N_D = 64}$$

El valor del ten es

$$e = \frac{\text{producto de los números de los dientes impulsores}}{\text{producto de los números de dientes impulsados}} = \frac{N_A \cdot N_C}{N_B \cdot N_D} = \frac{(14) \cdot (16)}{(28) \cdot (64)} = 0,125$$

Diámetros de paso de los engranes

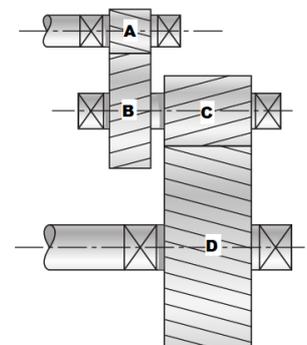


Figura 0.3- Tren de engranes rectos

$$d_i = \frac{N_i}{P}$$

P : Paso diametral dientes por pulgada (valores normalizados por la AGMA, Shigley tabla 13-2)

Teniendo en cuenta:

- Diámetro del eje motor $\phi_{eje M.} = 0,875 \text{ in} = 2,22 \text{ cm}$
- Diámetro aproximado de la rueda $\phi_{eje M.} = 55 \text{ cm}$
- Addendum $a = \frac{1}{P}$
- Dedendum $b = \frac{1,25}{P}$

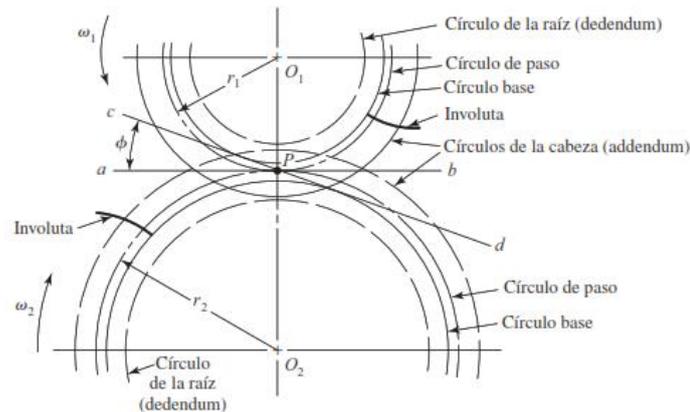


Figura 0.4- Dimensiones características de un par de engranes

Tabla 0.1- Resultados obtenidos

El tren				Diámetros de pasos				Distancias			
	P	$b(\text{cm})$	$a(\text{cm})$	$dA(\text{cm})$	$dB(\text{cm})$	$dC(\text{cm})$	$dD(\text{cm})$	"y" (mm)	"z" (cm)	$m(\text{cm})$	$n(\text{cm})$
	4	0,79	0,64	8,89	17,78	10,16	40,64	25,40	7,18	38,74	64,77
	6	0,53	0,42	5,93	11,85	6,77	27,09	13,23	13,95	25,82	43,18
	8	0,40	0,32	4,45	8,89	5,08	20,32	7,14	17,34	19,37	32,39
	10	0,32	0,25	3,56	7,11	4,06	16,26	3,49	19,37	15,49	25,91
	12	0,26	0,21	2,96	5,93	3,39	13,55	1,06	20,73	12,91	21,59

estará compuesto por engranes de dientes rectos de profundidad total

Con:

- paso diametral $P = 8$
- modulo $m = 1/P = 0,125$
- Diámetros de paso $d_A = 4,45 \text{ cm}$; $d_B = 8,89 \text{ cm}$; $d_C = 5,08 \text{ cm}$; $d_D = 20,32 \text{ cm}$
- Paso circular $p = \pi/P = 1 \text{ cm}$
- Espesor de diente $t = p/2 = 0,5 \text{ cm}$

Análisis de fuerzas

De acuerdo a las curvas características del motor eléctrico, se obtienen 35Nm a 4000RPM.

La carga transmitida es

$$W = \frac{2 \cdot T}{d} = \frac{2 \cdot 35}{0,0445} \Rightarrow W = 1,57 \text{ KN}$$

- Fuerzas en el eje 1

- $W_{BA}^t = 1,57KN$
- $W_{BA}^r = W_{BA}^t \cdot \tan 20 = 1,57 \cdot \tan 20 = 0,57KN$
- $F_{1A}^x = W_{BA}^t = 1,57KN$
- $F_{1A}^y = W_{BA}^r = 0,57KN$
- $F_{1A}^w = \sqrt{(F_{1A}^x)^2 + (F_{1A}^y)^2} = 1,68KN$

Fuerzas en el eje 2

- $W_{AB}^t = W_{BA}^t = 1,57KN$
- $W_{AB}^r = W_{BA}^r = 0,57KN$
- $W_{DC}^t = W_{AB}^t \cdot \frac{d_B}{d_C} = 1,57 \cdot \frac{8,89}{5,08} = 2,76KN$
- $W_{DC}^r = W_{DC}^t \cdot \tan 20 = 2,76 \cdot \tan 20 = 1KN$

- $F_{2B}^x = W_{AB}^t + W_{DC}^t = 4,33KN$
- $F_{2B}^y = -W_{AB}^r + W_{DC}^r = 0,43KN$
- $F_{2B} = \sqrt{(F_{2B}^x)^2 + (F_{2B}^y)^2} = 4,35KN$

Fuerzas en el eje 3

- $W_{CD}^t = W_{DC}^t = 2,76KN$
- $W_{CD}^r = W_{DC}^r = 1KN$
- $F_{3D}^x = W_{CD}^t = 2,76KN$
- $F_{3D}^y = W_{CD}^r = 1KN$
- $F_{3D} = \sqrt{(F_{3D}^x)^2 + (F_{3D}^y)^2} = 2,93KN$

Figura 0.6- Fuerzas en el eje 3

Análisis de esfuerzos y ancho de cara de los engranes

Engrane A

Desgaste del engrane

- Esfuerzo de contacto

$$\sigma_c = C_p \cdot \sqrt{W_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_m \cdot C_f}{d_p \cdot F \cdot I}}$$

- Factor geométrico $I = \frac{\cos \phi \cdot \sin \phi}{2 \cdot m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1}$
 - ✓ Relación de repartición de carga $m_N = 1$ (engranes rectos)
 - ✓ Relación de velocidades $m_G = 2$

$$I = 0,107$$

- factor dinámico $K_v = \left(\frac{A + \sqrt{V}}{A} \right)^B$
 - ✓ Para un valor $Q_v = 7$
 - $B = 0,731$
 - $A = 65,1$
 - ✓ $V = 1832,59 \text{ pie/min}$

$$K_v = 1,44$$

- Por lo regular, el ancho de cara F es de 3 a 5 veces el paso circular

$$F = 3 \cdot p = 3 \cdot \frac{\pi}{8} = 1,17 \text{ pulg}$$

Se tomará un valor de $F = 1 \text{ pulg}$

- Factor de distribución de carga $K_m = 1 + C_{mc} \cdot (C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e)$
 - ✓ $C_{pf} = 0,03214$
 - ✓ $C_{mc} = 1$ (dientes sin cortar)
 - ✓ $C_{pm} = 1$ (montados separados)
 - ✓ $C_{ma} = 0,15$ (unidad comercial cerrada)
 - ✓ $C_e = 1$

$$K_m = 1,21$$

- Coeficiente elástico $C_p = 2300$ (acero)
- Factor de sobrecarga $K_0 = 1$
- Factor de la condición superficial $C_f = 1$
- Factor de tamaño $K_s = 1$
- Carga transmitida $W_t = 354,02 \text{ lb}$

Entonces

$$\sigma_c = C_p \cdot \sqrt{W_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_m \cdot C_f}{d_p \cdot F \cdot I}}$$

$$\sigma_c = 130725 \text{ psi}$$

Esfuerzo de contacto permisible

$$S_c = \frac{\sigma_c \cdot S_H \cdot K_T \cdot K_R}{Z_N \cdot C_H}$$

- Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura $Z_N = 0,88$ Para vida de engranajes de 12000 horas $L_C = 2,88 \times 10^9 \text{ rev}$
- Factor de confiabilidad $K_R = 1$

- Factor de temperatura $K_T = 1$
- Factor de relación de la dureza $C_H = 1$
- Factor de diseño $S_H = 1,2$

Entonces:

$$S_c = 178689psi$$

Esta resistencia se consigue con acero endurecido y carburizado de grado 1, con $S_c = 180000psi$

El factor de seguridad para el desgaste del engrane A es

$$n_c = \frac{S_c \cdot Z_N}{\sigma_c} = \frac{180000 \cdot (0,88)}{130725} = 1,20$$

Flexión del engrane

- Esfuerzo de flexión

$$\sigma = W_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{P_d}{F} \cdot \frac{K_m \cdot K_B}{J}$$

- Factor geométrico $J = 0,23$ (para $N = 14$)
- Factor de espesor del aro $K_B = 1$

$$\sigma = 21065psi$$

Para el mismo acero seleccionado para el desgaste, se obtiene $S_t = 55000psi$

El factor de seguridad para la flexión del engrane A es

$$n = \frac{\sigma_{per}}{\sigma} = \frac{S_t \cdot Y_N}{\sigma}$$

$$n = 2,40$$

✓ Factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicados de resistencia a la flexión $Y_N = 0,92$ Para vida de engranajes de 12000 horas

Engrane B

Los valores del engrane B son los mismos que para el engrane A, excepto J ; Y_N ; Z_N

- Factor geométrico $J = 0,34$ (para $N = 28$)
- Numero de ciclos de carga $L_C = 1,44 \times 10^9 rev$ (vida de engranajes de 12000 horas)
- Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura $Z_N = 0,89$
- Factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicados de resistencia a la flexión $Y_N = 0,93$

- Esfuerzo de contacto

$$\sigma_c = C_p \cdot \sqrt{W_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_m \cdot C_f}{d_p \cdot F} \cdot \frac{1}{I}} = 130725ps$$

- Esfuerzo de flexión

$$\sigma = W_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{P_d}{F} \cdot \frac{K_m \cdot K_B}{J} = 14250psi$$

Se elige un acero endurecido y carburizado de grado 1, con $S_c = 180000psi$; $S_t = 55000psi$

El factor de seguridad para el desgaste del engrane es

$$n_c = \frac{S_c \cdot Z_N}{\sigma_c} = \frac{180000 \cdot (0,89)}{130725} = 1,22$$

El factor de seguridad para la flexión del engrane es

$$n = \frac{\sigma_{per}}{\sigma} = \frac{S_t \cdot Y_N}{\sigma} = \frac{55000 \cdot 0,93}{14250} = 3,60$$

Engrane C

- Esfuerzo de contacto

$$\sigma_c = C_p \cdot \sqrt{W_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_m \cdot C_f}{d_p \cdot F \cdot I}}$$

- Factor geométrico $I = \frac{\cos \phi \cdot \text{sen } \phi}{2 \cdot m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1}$
 - ✓ Relación de repartición de carga $m_N = 1$ (engranes rectos)
 - ✓ Relación de velocidades $m_G = 4$

$$I = 0,12$$

- factor dinámico $K_v = \left(\frac{A + \sqrt{V}}{A} \right)^B$
 - ✓ Para un valor $Q_v = 7$
 - $B = 0,731$
 - $A = 65,1$
 - ✓ $V = 1047,198 \text{ pie/min}$

$$K_v = 1,34$$

- Por lo regular, el ancho de cara F es de 3 a 5 veces el paso circular

$$F = 3 \cdot p = 3 \cdot \frac{\pi}{8} = 1,17 \text{ pulg}$$

Se tomará un valor de $F = 1,5 \text{ pulg}$

- Factor de distribución de carga $K_m = 1 + C_{mc} \cdot (C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e)$
 - ✓ $C_{pf} = 0,05625$
 - ✓ $C_{mc} = 1$ (dientes sin cortar)
 - ✓ $C_{pm} = 1$ (montados separados)
 - ✓ $C_{ma} = 0,15$ (unidad comercial cerrada)
 - ✓ $C_e = 1$

$$K_m = 1,21$$

- Coeficiente elástico $C_p = 2300$ (acero)
- Factor de sobrecarga $K_0 = 1$
- Factor de la condición superficial $C_f = 1$
- Factor de tamaño $K_s = 1$
- Carga transmitida $W_t = 619,55 \text{ lb}$

Entonces

$$\sigma_c = C_p \cdot \sqrt{W_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_m \cdot C_f}{d_p \cdot F \cdot I}}$$

$$\sigma_c = 117343 \text{ psi}$$

Esfuerzo de contacto permisible

$$S_c = \frac{\sigma_c \cdot S_H \cdot K_T \cdot K_R}{Z_N \cdot C_H}$$

- Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura
 $Z_N = 0,89$ Para vida de engranajes de 12000 horas $L_C = 1,44 \times 10^9 rev$
- Factor de confiabilidad $K_R = 1$
- Factor de temperatura $K_T = 1$
- Factor de relación de la dureza $C_H = 1$
- Factor de diseño $S_H = 1,2$

Entonces:

$$S_c = 157860psi$$

Esta resistencia se consigue con acero endurecido y carburizado de grado 1, con $S_c = 180000psi$

El factor de seguridad para el desgaste del engrane C es

$$n_c = \frac{S_c \cdot Z_N}{\sigma_c} = \frac{180000 \cdot (0,89)}{117343} = 1,37$$

Esfuerzo de flexión

$$\sigma = W_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \frac{P_d}{F} \cdot \frac{K_m \cdot K_B}{J}$$

- Factor geométrico $J = 0,27$ (para $N = 16$)
- Factor de espesor del aro $K_B = 1$

$$\sigma = 19829psi$$

Para el mismo acero seleccionado para el desgaste, se obtiene $S_t = 55000psi$

El factor de seguridad para la flexión del engrane C es

$$n = \frac{\sigma_{per}}{\sigma} = \frac{S_t \cdot Y_N}{\sigma}$$

$$n = 2,5$$

✓ Factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicados de resistencia a la flexión $Y_N = 0,9$ Para vida de engranajes de 12000 horas

Engrane D

Los valores del engrane D son los mismos que para el engrane C, excepto J ; Y_N ; Z_N

- Factor geométrico $J = 0,40$ (para $N = 64$)
- Numero de ciclos de carga $L_C = 3,60 \times 10^8 rev$ (vida de engranajes de 12000 horas)
- Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura $Z_N = 0,92$
- Factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicados de resistencia a la flexión $Y_N = 0,95$

- Esfuerzo de contacto

$$\sigma_c = C_p \cdot \sqrt{W_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_m \cdot C_f}{d_p \cdot F} \cdot \frac{C_f}{I}} = 117343psi$$

- Esfuerzo de flexión

$$\sigma = W_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \frac{P_d}{F} \cdot \frac{K_m \cdot K_B}{J} = 13385psi$$

Se elige un acero endurecido y carburizado de grado 1, con $S_c = 180000psi$; $S_t = 55000psi$

El factor de seguridad para el desgaste del engrane es

$$n_c = \frac{S_c \cdot Z_N}{\sigma_c} = \frac{180000 \cdot (0,92)}{117343} = 1,41$$

El factor de seguridad para la flexión del engrane es

$$n = \frac{\sigma_{per}}{\sigma} = \frac{S_t \cdot Y_N}{\sigma} = \frac{55000 \cdot 0,95}{13385} = 3,92$$

En resumen, las especificaciones de engranes resultantes son:

Todos los engranes tienen un paso diametral $P = 8 \text{ dientes/pulg}$, son de acero endurecido y carburizado de grado 1, con $S_c = 180000\text{psi}$; $S_t = 55000\text{psi}$

Tabla 0.2- Engranes definidos

Engrane	Diámetro de paso		Ancho de Cara	
	pulg	cm	pulg	cm
A	1,75	4,445	1	2,54
B	3,5	8,89	1	2,54
C	2	5,08	1,5	3,81
D	8	20,32	1,5	3,81

Caja de satélites

✓ Marca Modelo: Max Gear MX2515/C, tracción antideslizante

✓ Dimensiones:

- Ø A: 45,65mm
- Ø D: 141,28mm
- Ø E: 19,05mm
- Med B: 59,20mm
- Med C: 116,00mm
- Med F: 33,00mm

✓ Códigos de Conversión:

DANA: BA202310; Ford: TNM525021; Volks:

TAE525183



Figura 0.7- Caja de satélites perspectiva

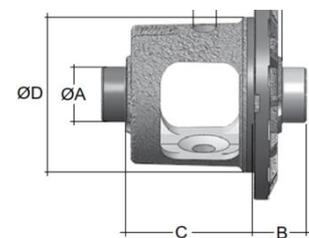


Figura 0.8- Vista lateral caja de satélites

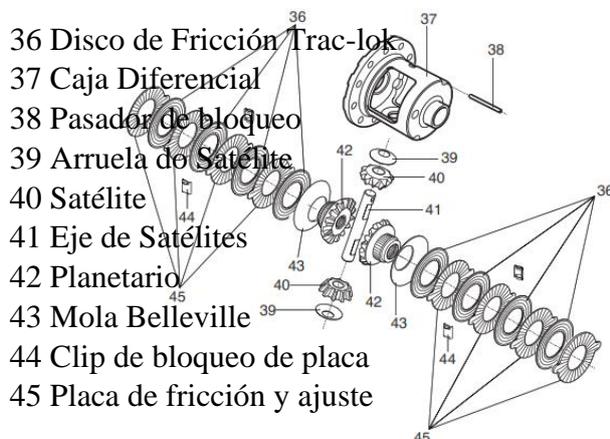


Figura 0.9- componentes caja de satélites

Rodamientos caja de satélites

- ✓ Marca Modelo: Spicer 706032-X
- ✓ Diseño: Rodamiento de rodillos cónicos
- ✓ Material: Acero
- ✓ Diámetro del cono (in): 1.795
- ✓ Diámetro del cono (mm): 45.618
- ✓ Longitud del cono (in): 1
- ✓ Longitud del cono (mm): 25.4
- ✓ Longitud de la copa (in): 0.875
- ✓ Longitud de la copa (mm): 22.225
- ✓ Diámetro exterior de la copa (in): 3.265
- ✓ Copa Diámetro exterior (mm): 82.931
- ✓ Diámetro del alojamiento (in): 3.265
- ✓ Diámetro del alojamiento (mm): 82.931
- ✓ Ancho (in) : 1.0625
- ✓ Ancho (mm): 26.988
- ✓ Cantidad: 2
- ✓ Peso: 2.6 LB

Sello de Aceite eje Motor

- ✓ Marca Modelo: SKF 8621
- ✓ Temperatura de funcionamiento: min. -39.942 °F
- ✓ Temperatura de funcionamiento: max. 391.712 °F
- ✓ Velocidad del eje: max. 13835 r/min
- ✓ Velocidad de la superficie del eje: max. 3169.291 ft/min
- ✓ d1: 0.8752 in
- ✓ D: 1.25 in
- ✓ B: 0.25 in

Una vez seleccionado el diferencial que cumple con las características antes calculadas se optó por un eje flexible con doble articulación, para conectar las ruedas con éste, para el tipo de suspensión ya seleccionada. Uno de los lados va fijo a la rueda y el otro extremo es estriado para que pueda variar con respecto a cómo bascula la suspensión.



*Figura 0.10- Sistema motriz
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020.*

Diseño de la Dirección

Es el mecanismo que se ocupa de traducir el movimiento del volante hacia las ruedas delanteras y cambiar el rumbo del movimiento.

Para este mecanismo se optó por la cremallera mecánica tanto por su confiabilidad, costo y simplicidad.

Los principales componentes de la dirección son: Volante, ejes de dirección y cremallera, rotulas.



*Figura 0.1- Sistema de dirección completo
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020.*

De lo encontrado en el mercado nacional se seleccionó la cremallera utilizada en los autos de bajo porte como el Chevrolet corsa, Peugeot 206, entre otros. Código SRW-4606



Figura 0.2- Cremallera tipo Chevrolet corsa

Diseño de frenos

Consideraciones iniciales

Se establece como meta lograr una deceleración máxima de $1.6g$ (a_v) aprovechando la máxima adherencia entre los neumáticos y el asfalto.

De esta forma podemos establecer de manera introductoria, que nuestro sistema de frenado se compondrá de los siguientes elementos:

- Doble circuito hidráulico independiente.
- Dos discos de freno delanteros con pinzas de freno fijas de simple pistón.
- Dos discos de freno traseros con pinzas de freno fijas de simple pistón.
- Bomba de frenos
- Repartidor de frenada
- Conjunto de conectores

Características del vehículo iniciales:

Masa: 900kg.

Distancia entre ejes: 1770.52mm

Distancia CG-eje delantero: 984.69mm

Altura CG: 184.34mm

Efectos sobre el vehículo causados por la deceleración:

Cuando se decelera, la fuerza efectiva sobre cada rueda se ve modificada. El peso sigue siendo el mismo, pero la carga sobre el eje delantero aumenta y sobre el eje trasero disminuye.

Se muestra un diagrama de cuerpo libre y se establece como hipótesis

- Es un sólido rígido.
- Se mueve en línea recta.

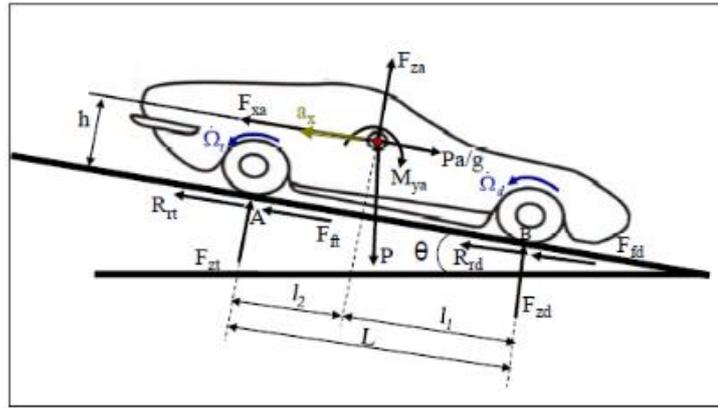


Figura 0.1- Efectos de la deceleración

Donde:

- F_{xa} y F_{za} son las fuerzas aerodinámicas en el eje x y en el eje z respectivamente.
- M_{ya} es el momento debido a la aerodinámica producido en el eje y, en torno al centro de gravedad del vehículo.
- $\frac{Pa}{g} = m \cdot a$ es la fuerza de inercia que lleva el vehículo.
- Ω_t y Ω_d son la deceleración angular de la rueda trasera y delantera respectivamente.
- P es el peso del vehículo.
- R_{rt} y R_{rd} son las resistencias a la rodadura en la rueda trasera y delantera respectivamente.
- F_{ft} y F_{fd} son las fuerzas de frenado en el eje trasero y delantero respectivamente.
- F_{zt} y F_{zd} son las reacciones en los puntos de contacto A y B respectivamente.
- θ es la pendiente del terreno.
- H es la altura a la que se encuentra el centro de gravedad del vehículo.
- a_x es la deceleración del vehículo.

Haciendo sumatoria de momento en los puntos A y B igual a 0, se hallan las fuerzas perpendiculares al suelo en cada rueda. Resultando

$$F_{zd} = \frac{P \cdot \cos\theta \cdot l_2 + \left(\frac{P}{g} \cdot a - F_{xa} + P \cdot \text{sen}\theta\right) \cdot h}{L}$$

$$F_{zt} = \frac{P \cdot \cos\theta \cdot l_1 + \left(\frac{P}{g} \cdot a - F_{xa} + P \cdot \text{sen}\theta\right) \cdot h}{L}$$

Haciendo el equilibrio de fuerzas longitudinales, se halla:

$$\frac{P}{g} \cdot a - F_{xa} + P \cdot \text{sen}\theta = F_{fd} + F_{ft} + R_{rd} + R_{rt} = F_f F_y$$

Donde:

$$F_f = \mu \cdot P$$

$$F_r = P \cdot f_r \cdot \cos\theta$$

- F_y es la fuerza de fricción
- F_r es la fuerza de rodadura
- $\theta = 0$ (superficie horizontal)

Por lo que las fuerzas verticales en cada eje resultan:

$$F_{zd} = \frac{P \cdot l_2}{L} + \frac{h \cdot P}{L} (\mu + f_r)$$

$$F_{zt} = \frac{P \cdot l_1}{L} + \frac{h \cdot P}{L} (\mu + f_r)$$

Pudiendo dividir la ecuación en :

$$F_{zd} = \frac{P \cdot l_2}{L} + \frac{h \cdot P}{L} (\mu + f_r)$$

$$F_{zt} = \frac{P \cdot l_1}{L} - \frac{h \cdot P}{L} (\mu + f_r)$$

Cargas estáticas sobre los ejes Transferencia de carga

Considerando que la única causa de transferencia de carga es la deceleración “a”, despreciando la pendiente y la aerodinámica (Vel. Máx 50km/h).

$$F_{zd} = \mu \cdot \left[\frac{P \cdot l_2}{L} + \left(\frac{h}{L} \right) \cdot \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot P \right]$$

$$F_{zt} = \mu \cdot \left[\frac{P \cdot l_1}{L} - \left(\frac{h}{L} \right) \cdot \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot P \right]$$

Por lo que la transferencia al eje delantero y trasero será:

$$TP = \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P = \frac{1.6 * 9.8}{9.8} * \frac{184.34}{1770.52} * 9.8 * 900 =$$

Transf Pesos "TP" 1469,2893

La distribución exacta de fuerza aplicada sobre cada eje será:

$$P_{d,d}: \text{Peso eje delantero deceleración} = P_d + TP$$

$$P_{t,d}: \text{Peso eje trasero deceleración} = P_t - TP$$

P_d,d	5383,9701
P_t,d	3436,0299

Notar que el peso total sigue siendo el mismo.

Efecto de la transferencia de pesos sobre los neumáticos

Al producirse la transferencia de carga, la capacidad de frenada se ve alterada. Con ello se calcula la máxima fuerza de frenada que cada eje es capaz de producir por medio de los neumáticos.

$$F_{f,d}: \text{Fuerza de frenado delantera} = \mu * P_{d,d} = 1.6 * P_{d,d}$$

$$F_{f,t,d}: \text{Fuerza de frenado trasera} = \mu * P_{t,d} = 1.6 * P_{t,d}$$

μ : coeficiente de fricción máximo neumático – asfalto

F de frenado delant	8614,3521
F de frenado tras	5497,6479

Puede notarse como la capacidad de frenado del eje delantero es mayor que la del eje trasero, debido a TP. Se supone coeficiente de adherencia máximo (1.6) es decir que se considera una máxima adherencia asfalto-neumático en el frenado.

Fuerza de frenado máxima

$$F_{m\acute{a}x} = F_{f,d} + F_{f,t}$$

F max frenado	14112
---------------	-------

Con este dato, se obtiene la deceleración del vehículo

$$a_v = \frac{F_{m\acute{a}x}}{m_v}$$

Decel (a_v)	15,68
-------------	-------

La cual se corresponde con el coeficiente de deceleración 1.6*g planteado.

Ahora, el par de frenado de oposición del vehículo se obtiene a través del radio de los neumáticos. Para ello se debería considerar, ya que es frenada o vehículo en movimiento, el diámetro efectivo de los neumáticos que consideran un

deslizamiento del mismo. En (1) se muestra como obtener el diámetro efectivo en frenada. Sin embargo, como no se conoce la información exacta del neumático a instalar, se considera el diámetro nominal. Se sabe que será una buena aproximación ya que el deslizamiento no es un valor alto y además al considerar el diámetro nominal se está del lado de la seguridad ya que el par de momento será mayor.

$$N_d = F_{f,d} * R_d$$

$$N_t = F_{f,t} * R_t$$

R_d: Radio nominal del neumático delantero

R_t: Radio nominal del neumático trasero

Neumático	175	60	13
Radio neumático	0,27	m	
Par frenado del Nd	2326,74	Nm	
Par frenado tras Nt	1484,91	Nm	

Balance óptimo de la frenada

Para alcanzar el equilibrio óptimo de frenada, es decir una eficacia del 100%, el cociente entre las fuerzas de frenado de cada eje y las fuerzas verticales delanteras y traseras respectivamente, debe ser el mismo.

Esto es debido a que si establecemos la proporción de esfuerzo de frenado del sistema de frenos “s” sobre el eje delantero y el trasero nos queda la siguiente expresión:

$$K_{fd} = \frac{F^S \cdot f_d}{F^S f}$$

$$K_{ft} = \frac{F^S \cdot f_t}{F^S f}$$

$F^S \cdot f_d$ es la fuerza real del eje delantero

$F^S \cdot f_t$ es la fuerza de frenado del eje trasero

$F^S f$ es la fuerza de frenado

La situación deseable es que la fuerza del sistema de frenos se aproxime a la máxima que permita la adherencia. De esta manera:

$$F^S_{fd} = F_{fd}$$

$$F^S_{ft} = F_{ft}$$

Donde

F_{fd} es la fuerza de frenado delantera con máxima adherencia.

F_{ft} es la fuerza de frenado trasera con máxima adherencia.

Por lo que el reparto óptimo de fuerzas de frenado debe ser el siguiente:

$$\frac{K_{fdo}}{K_{fto}} = \frac{F^S_{fd}}{F^S_{ft}} = \frac{F_{fd}}{F_{ft}} = \frac{\mu \cdot F_{zd}}{\mu \cdot F_{zt}}$$

$$\frac{F_{fren,d}}{P_{d,d}} = \frac{F_{fren,t}}{P_{t,d}}$$

Balance del 0,43216

Balance tras 0,43216

Fuerzas en el pedal de freno y repartidor de frenada

$$F_{sp} = F_{ep} \cdot \frac{L_2}{L_1}$$

$F_{e/p}$ es la fuerza en el pedal (215N) ; L_2/L_1 es la relación del pedal (6:1)

L_2/L_1	6	:1
F_{ep}	215	N
$F_{s/p}$	1290	N

Esta fuerza será repartida a cada una de las bombas de freno según el repartidor de frenada, está al 0% por que la diferencia de momentos entre ejes es poca.

$$F_{srfd} = (1 + \alpha) \cdot \frac{F_{sp}}{2}$$

$$F_{srf t} = (1 - \alpha) \cdot \frac{F_{sp}}{2}$$

Donde:

F_{srfd} es la fuerza a la salida del pedal con el repartidor ajusta hacia la bomba del circuito delantero.

$F_{srf t}$ es la fuerza a la salida del pedal con el repartidor ajusta hacia la bomba del circuito trasero.

De esta manera, la fuerza a la salida del pedal que irá a cada bomba será

$F_{s/p.f,d}$	645	N
$F_{s/p.f,t}$	645	N

Distribución de presiones generadas por las bombas de frenos

La fuerza lineal a la entrada de la bomba será igual a la fuerza a la salida del repartidor de frenada, se la denomina $F_{e,bd}$ y $F_{e,bt}$.

Para hallar la presión generada por la bomba se supone que los líquidos son totalmente incompresibles y los conductos son infinitamente rígidos.

$$P_{bd} = \frac{F_{ebd}}{A_b}$$

$$P_{bt} = \frac{F_{ebt}}{A_b}$$

Donde:

P_b es la presión hidráulica generada por la bomba

A_b es el área del pistón de la bomba

Diámetro bomba	20,6	mm
A_b	333,3	mm ²
$P_{b,d}$	1,935242498	N/mm ²
$P_{b,t}$	1,935242498	N/mm ²

Distribución de presiones en el interior de los conductos

La función del líquido de freno, los conductos y manguitos es la de transmitir la presión obtenida de las bombas de freno a las pinzas de freno. Con iguales suposiciones que antes y considerando que no hay pérdidas, la presión que llegará a cada caliper será la misma.

Fuerzas lineales generadas en cada pinza de freno

La función principal de la pinza de freno, es la de transformar la presión hidráulica que le llega desde las bombas a través de los conductos en una fuerza mecánica lineal. Con las siguientes expresiones podemos calcular la fuerza lineal que generará cada pinza al transformar esa presión hidráulica

$$F_{pinza\ d} = n^{\circ}_{piston\ e}s \cdot P_{piston\ d} \cdot A_{piston\ d}$$

$$F_{pinza\ t} = n^{\circ}_{piston\ e}s \cdot P_{piston\ t} \cdot A_{piston\ t}$$

Donde:

F_{pinza} es la fuerza lineal generada por la pinza de freno

A_{piston} es el área efectiva del piston de una de las caras de la pinza

n°_{piston} es el numero de pistones que posee por cara cada pinza

N° pistones	4	
A_p,d	1280	mm ²
A_p,t	1280	mm ²
F_pinza,d	9908,441589	N
F_pinza,t	9908,441589	N

Fuerzas de fricción, contacto disco-pastilla

La misión del contacto disco-pastilla es la de conseguir una fuerza de fricción que se oponga al sentido de rotación del disco. Esta fuerza se relaciona con la fuerza de mordaza generada por cada pinza de la siguiente manera:

$$F_{friccion\ d} = F_{pinza\ d} \cdot \mu_{pad\ d}$$

$$F_{friccion\ t} = F_{pinza\ t} \cdot \mu_{pad\ t}$$

Donde:

$F_{friccion}$ es la fuerza de fricción generada por cada pinza por la oposición a la rotación del disco producido por las pastillas de freno

μ_{pad} es el coeficiente de fricción correspondiente a cada pastilla de freno

μ_d	0,41	
μ_t	0,41	
F_fricción,d	4062,461051	N
F_fricción,t	4062,461051	N

Pares de frenado generados por el contacto disco-pastilla

El disco constituye el principal elemento del sistema de frenado para disipar el calor del mismo. Pero además gracias a él se generará un esfuerzo de torsión en función de la fuerza de fricción obtenida de su contacto con la pastilla de freno, lo cual nos permitirá obtener el par de frenado que necesitamos para detener el vehículo.

$$N_{frenado\ d} = 2 \cdot F_{friccion\ d} \cdot R_{ef\ d}$$

$$N_{frenado\ t} = 2 \cdot F_{friccion\ t} \cdot R_{ef\ t}$$

$$N_{frenado\ eje\ d} = 2 \cdot F_{friccion\ d}$$

$$N_{frenado\ eje\ t} = 2 \cdot F_{friccion\ t}$$

Donde:

$N_{frenado\ d}$ es el par generado por una de las pinzas delanteras

$N_{frenado\ t}$ es el par generado por una de las pinzas traseras

2 responde a las dos caras

R_{ef} corresponde al radio efectivo de cada disco de frenado

N_frenado,d	782,97166	Nm
N_frenado,t	782,97166	Nm
N_frenado,eje,d	1565,94332	Nm
N_frenado,eje,t	1565,94332	Nm

Pares y fuerzas en cada uno de los neumáticos

Debido a que el rotor está unido al hub y a la rueda, y considerando que el neumático se encuentra rígidamente uno a ésta, el par será constante a través del conjunto de elementos en rotación.

Assumiendo que existe una tracción adecuada (fricción) entre el neumático y la calzada que asegure la frenada, el neumático desarrollará un esfuerzo de oposición al de rotación generado previamente por la rueda. Dicho valor dependerá de las características del neumático, pero la fuerza de reacción generada como respuesta en la calzada la podemos hallar del siguiente modo:

$$F_{neumatico\ d} = \frac{N_{frenado\ disco\ d}}{R_{neumatico}}$$

$$F_{neumatico\ t} = \frac{N_{frenado\ disco\ t}}{R_{neumatico}}$$

Donde:

$F_{neumatico}$ es la de reacción entre el neumático y la calzada

$R_{neumatico}$ es el radio nominal del neumático

Estos valores corresponden a la fuerza en una de las ruedas delanteras y en una de las ruedas traseras, sin embargo, nuestro sistema de frenado está compuesto por varios conjuntos disco-pinza de freno que actúan frenando las 4 ruedas por lo que la fuerza total de reacción entre el vehículo y la calzada la hallaremos de la siguiente manera:

$$F_{total} = \sum F_{neumatico\ DI\ DD\ TI\ TD}$$

Donde:

F_{total} es la fuerza total de reacción entre el vehículo y la calzada

F_neumático,d	2898,821399	N
F_neumático,t	2898,821399	N
F_total	5797,642799	N

Deceleración del vehículo

Basándonos en la segunda ley de Newton, podemos hallar fácilmente la deceleración de nuestro vehículo conociendo tu masa y la fuerza de frenado total que hemos hallado en el apartado anterior

$$a_v = \frac{F_{total}}{m_v}$$

Donde:

a_v es la deceleración del vehículo

a_v	6,441825332	m/s ²
-----	-------------	------------------

Distancia de frenado

Una vez hechos los cálculos anteriores resulta muy interesante tener una idea de cómo se comportará nuestro vehículo ante una situación de frenada. Con ello, si integramos la deceleración hallada del vehículo podemos obtener la velocidad del mismo y volviendo a integrar esta última expresión podemos determinar la distancia de frenada teórica de nuestro vehículo de la siguiente manera

$$D_f = \frac{v^2}{2 \cdot a_v}$$

Donde:

D_f es la distancia que recorrería nuestro vehículo hasta ser totalmente detenido

D_f

1,078024331 m

Diseño exterior del habitáculo

El habitáculo es parte estructural del auto, se puede decir también que es el espacio donde van las personas o el que le da la forma final exterior (la visual), la aerodinámica y la que separa el auto del exterior.

Cuando se la diseñó se pensó en una estructura liviana hecha de fibra de vidrio o con impresión 3D de plástico. Con un diseño vintage, pero en un coche de última tecnología. Quedando una estructura parecida al legendario 3cv creado en los 70 por la automotriz Citroën de industria nacional.



*Figura 0.1- Perspectiva frontal Exterior automóvil
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020.*



Figura 0.2- Perspectiva trasera Exterior automóvil
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020.

Simulación de aerodinámica:

Utilizando la herramienta “flow simulation” proporcionada por el software SolidWorks, se realizó una simulación del vehículo transitando a 50 km/h. De esta manera, obtenemos una idea a grandes rasgos de la aerodinámica del automóvil. A continuación se muestran las imágenes de los resultados del estudio.

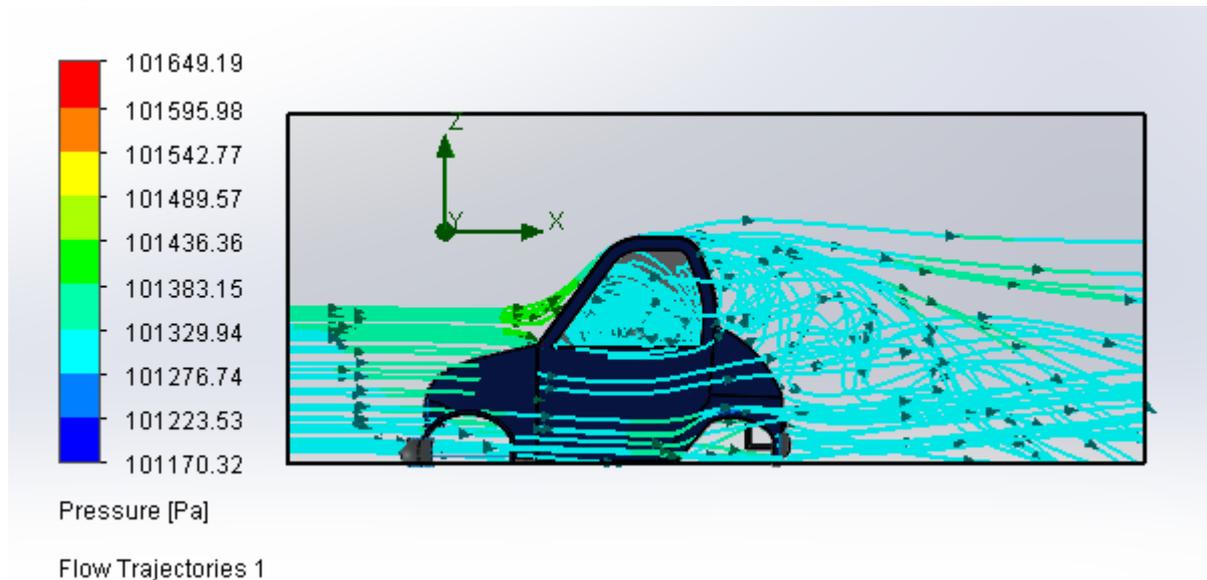


Figura 0.3- Simulación Flujo de aire sobre el vehículo
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020.

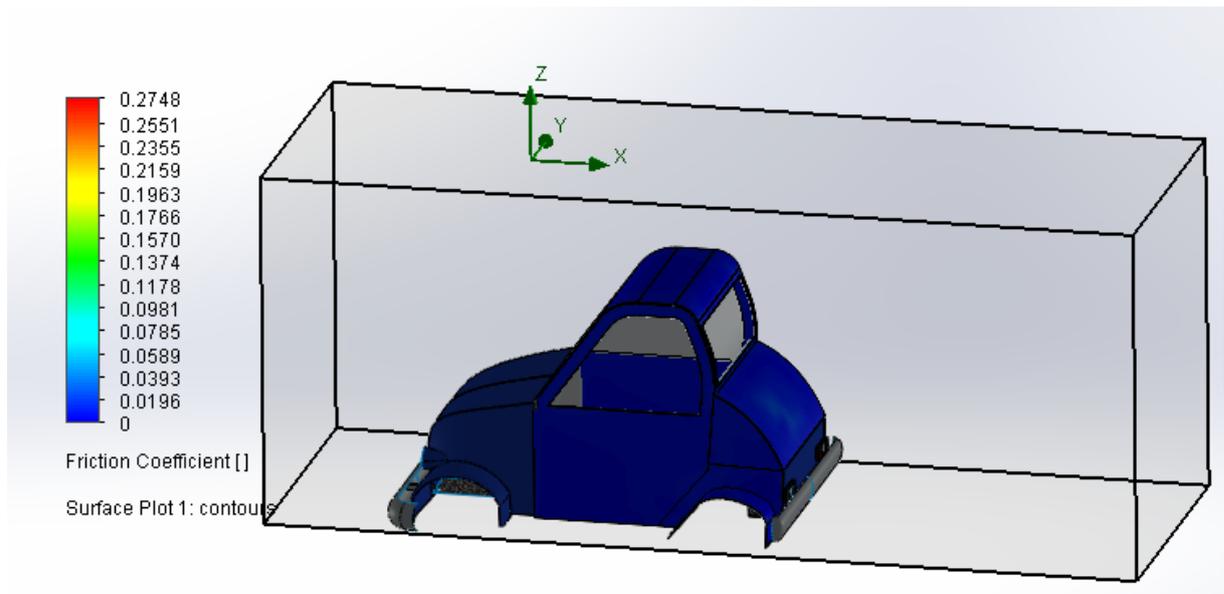


Figura 0.4- Simulación del Coeficiente de fricción
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020.

Se puede ver en la primera imagen que las líneas del aire no atraviesan el vehículo de forma aerodinámica, además al pasar por la parte trasera se generan zonas de turbulencia, estos fenómenos no son deseados, pero como la velocidad es reducida (50 km/h) sus efectos no son muy importantes. En la segunda imagen se aprecia el valor de un coeficiente adimensional de fricción, el mismo no adquiere valores elevados, siendo el mayor en la parte trasera del automóvil. Por último, se calcula la fuerza de fricción en la dirección contraria al desplazamiento, el valor que nos arroja el software para esta situación es el siguiente:

ExteriorV2.SLDASM [Aerodinámica [Predeterminado]]									
Goal Name	Unit	Value	Averaged Value	Minimum Value	Maximum Value	Progress [%]	Use In Convergence	Delta	Criteria
GG Force (X) 1	[N]	124,2575009	123,6116693	122,8457076	124,2575009	100	Yes	0,615395439	20,34517011
Iterations []: 198									
Analysis interval: 25									

Figura 0.5- Resultado simulación aerodinámica
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020.

El valor de la fuerza de rozamiento que actúa sobre el auto es de 124 N, por lo que podemos concluir que sus efectos no son de gran importancia, y se puede decir que la forma exterior del auto no presenta una mala aerodinámica a la velocidad máxima que el mismo puede alcanzar.

Diseño del Asiento

Las butacas se seleccionaron según los requerimientos de la norma del tipo integrada (asiento-cabecera)

Según la AGENCIA NACIONAL DE SEGURIDAD VIAL, Disposición 352/2018 el asiento debe cumplir.

ANEXO II - CABEZALES DE SEGURIDAD

Establece las condiciones y requisitos que deben cumplir los cabezales de seguridad de los asientos de los vehículos. Dichas características dependen en gran medida del asiento y en particular del respaldo, por lo cual el cumplimiento de la presente norma será del cabezal asociado a un determinado asiento.

- ▶ Punto de referencia del asiento (punto H): Trazo en un plano vertical longitudinal en relación al asiento, del eje teórico de rotación entre la pierna y el torso de un cuerpo humano representado por un maniquí.
- ▶ Línea de referencia: Línea recta (R) que, sobre el maniquí de ensayo que representa un adulto masculino, pasa a través de la unión de la pierna con la pelvis y la unión del cuello con el tórax.
- ▶ Línea de cabeza: Línea recta que pasa a través del centro de gravedad de la cabeza y a través de la unión del cuello con el tórax. Cuando la cabeza está en posición de sentado normal, esta línea coincide con la prolongación de la línea de referencia.

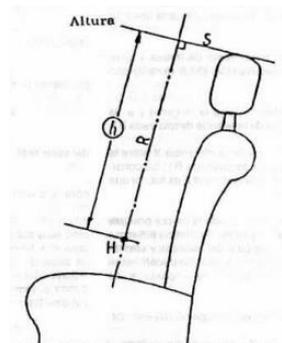


Figura 0.1- Normativa

- ▶ La altura h del cabezal, no será menor que OCHOCIENTOS MILIMETROS (800 mm) desde el punto H de referencia del asiento.
- ▶ En caso de cabezales no regulables en altura, la separación entre el respaldo del asiento y éste, no será mayor que CINCUENTA MILIMETROS (50 mm)



Figura 0.2- Verificación dimensiones
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020.

ANEXO III - ANCLAJES DE ASIENTOS

Se trata de reducir al mínimo las posibilidades de fallas producidas por fuerzas que puedan actuar sobre el conjunto de asientos en un impacto por choque de vehículos. Este Anexo indica los requisitos para el conjunto asiento, su fijación y montaje

Requisitos generales de desempeño.

Los mismos deben resistir:

- ▶ Una fuerza de VEINTE (20) veces el peso del conjunto asiento en dirección longitudinal hacia adelante en cualquier posición de ajuste del conjunto asiento.
- ▶ Una fuerza de VEINTE (20) veces el peso del conjunto asiento en dirección longitudinal hacia atrás en cualquier posición de ajuste del conjunto asiento.



Figura 0.3- Vista explosionada sistema de corredera y sujeción del asiento
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020.

ANEXO XIII - INSTALACIÓN Y USO DE CINTURONES DE SEGURIDAD

- ▶ Estarán equipados desde fábrica, obligatoriamente, con cinturones de seguridad en número correspondientes a la cantidad de plazas declaradas.
- ▶ En los asientos delanteros, se colocarán cinturones del tipo "Tres Puntos", con enrollador o del tipo "Cuatro puntos" o superior.
- ▶ Dichos correajes de sujeción deberán cumplir las exigencias que establecen las Normas IRAM 3641 Cinturones de seguridad para uso en vehículos automotores (Partes I y II) e IRAMCETIA IK15 Anclajes para cinturones de seguridad (Partes I, II y III).
- ▶ El diámetro de los precitados elementos, deberá ser como mínimo de ONCE CON ONCE CENTESIMAS DE MILIMETRO (11,11 mm) o el equivalente en SIETE DIECISEISAVOS de PULGADA (7/16 de pulgada) según Norma IRAM N° 5066 Rosca unificada fina.



Figura 0.4- Asiento
Fuente: Elaboración propia (del autor), 2020.

Bibliografía:

- (1) <https://core.ac.uk/reader/30045980>
- (2) <http://servicios.infoleg.gob.ar/infolegInternet/anexos/315000-319999/315054/disp352-01.pdf>
- (3) <http://servicios.infoleg.gob.ar/infolegInternet/anexos/315000-319999/315054/disp352-06.pdf>
- (4) <https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/106408/COELLO%20-%20Dise%C3%B1o%20del%20sistema%20de%20frenado%20de%20un%20autom%C3%B3vil.%20C%C3%A1lculo%20de%20la%20geometr%C3%ADa%20de%20materiales%20en%20ener....pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- (5) Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley – 8va Edición.
- (6) Diseño y optimización del chasis de un vehículo eléctrico tipo autónomo, Carlos Martín García y Rafael Mocholi Álvarez.
- (7) Diseño automotriz- Ing Martin Pacheco B