

Diseño y simulación de un sistema de suspensión para un vehículo eléctrico biplaza de tres
ruedas con tracción trasera

Jerson Hernando Aparicio Rueda y Jhoan Andrey Gómez Velásquez

Trabajo de Grado para Optar Título de Ingeniería Mecánica

Director

William Pinto Hernández

Ingeniero mecánico, PhD

Codirector

Jorge Luis Chacón Velasco

Ingeniero mecánico, PhD

Universidad Industrial de Santander

Facultad Físico Mecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2022

Dedicatoria

*A mis padres Mery Velásquez Rivera y Orlando Gómez Serrano que me brindaron
todo su apoyo durante todo el proceso para lograr esta meta en mi vida.*

*A mis hermanos personas muy confiables para mí y por ser ejemplos a seguir en
mi camino de vida.*

*A mis amigos, por haberme acompañado y apoyado en el transcurso de mi vida
universitaria.*

A Niña por ser esa compañía que nunca puede faltar en mi vida.

*A mis profesores, por haber dispuesto de su tiempo para orientar y colaborar en
el desarrollo de este proyecto.*

A Jerson por su arduo trabajo en la realización de este proyecto.

Jhoan Andrey Gómez Velásquez

Dedicatoria

A Dios,

*Por día a día darme la capacidad
de afrontar cada reto que me propongo.*

*A mis padres,
por su infinito amor y apoyo incondicional
en cada momento de mi vida.*

*A mis hermanos,
por su apoyo e imprescindible compañía.*

*A mi abuela,
Que desde el cielo me acompaña.*

*A María Daniela Ríos,
Por el apoyo y amor que brindó
durante todo este camino.*

A Jhoan, por su gran esfuerzo y dedicación.

Jerson Hernando Aparicio Rueda

Agradecimientos

*A la Universidad Industrial de Santander, por permitirnos la culminación de esta meta,
como miembros de esta importante institución.*

*A nuestro profesor y director de trabajo de grado William Pinto Hernández, Ingeniero
Mecánico, PHD, por su acompañamiento y apoyo durante el desarrollo de este trabajo
de grado.*

A nuestras familias por la motivación que nos dieron día a día.

*A los docentes que contribuyeron en nuestro proceso de formación profesional con su
orientación y conocimientos.*

A todos nuestros amigos que aportaron su granito de arena en este proyecto.

Jhoan Andrey Gómez Velásquez

Jerson Hernando Aparicio Rueda

Contenido

	Pág.
Introducción	16
1. Planteamiento del Problema	17
2. Objetivos	19
2.1 Objetivo General.....	19
2.2 Objetivos Específicos.....	19
3. Justificación	20
4. Marco Teórico.....	20
4.1 Conceptos de masas no suspendidas.....	21
4.1.1 Masa no suspendida	21
4.1.2 Masa suspendida	21
4.2 Sistema de suspensión.....	21
4.2.1 Partes de la suspensión.....	22
4.2.2 Suspensión delantera.....	22
4.2.2.1 Tipos de sistema de suspensión delantera.....	23
4.2.3 Suspensión trasera.....	31
4.2.3.1 Tipos de sistema de suspensión	31
4.3 Respuesta humana a las vibraciones	32
4.3.1 Norma UNE-ISO 2631-1	33
4.4 Vibraciones en el vehículo.....	33

4.4.1 Fuentes de excitación.....	34
4.4.1.1 Irregularidades del terreno.....	34
4.4.1.2 Masas desbalanceadas.....	35
4.4.1.3 Sistema de transmisión y motor.....	35
5. Análisis y selección de alternativas	36
5.1 Especificaciones técnicas de diseño.....	36
5.2 Selección del sistema de suspensión delantero.....	38
5.2.1 Selección del sistema independiente.....	39
5.2.2 Diseño conceptual del sistema de suspensión delantero.....	43
5.3 Selección del sistema de suspensión trasero.....	43
5.3.1 Diseño conceptual del sistema de suspensión trasero.....	47
6. Dimensionamiento del sistema de suspensión.....	47
6.1 Parámetros geométricos para el diseño de un sistema de suspensión.....	48
6.1.1 Ángulo de caída (camber).....	48
6.1.2 Centro de balanceo.....	49
6.1.3 Centro instantáneo de rotación.....	49
6.1.4 Centro de gravedad	50
6.2 Dimensionamiento del sistema de suspensión delantero.....	51
6.2.1 Geometría de la suspensión delantera.....	52
6.2.2 Análisis de cargas en el sistema de suspensión delantero.....	54
6.2.2.1 Transferencia de carga longitudinal en aceleración.....	56
6.2.2.2 Transferencia de carga longitudinal en frenado.....	58
6.2.2.3 Transferencia de carga lateral.....	60

6.2.2.4 Aceleración lateral.	62
6.2.2.5 Distribución de fuerzas en los brazos de la suspensión delantera.	63
6.2.3 Comprobación de cargas en los brazos del sistema de suspensión delantero.....	65
6.2.4 Análisis estructural de la suspensión delantera.....	66
6.2.5 Análisis de sensibilidad de la malla en la suspensión delantera	71
6.2.6 Prediseño del sistema resorte-amortiguador de la suspensión delantera	73
6.3 Dimensionamiento del sistema de suspensión trasero	76
6.3.1 Geometría de la suspensión trasera.....	77
6.3.2 Análisis de cargas en el sistema de suspensión trasero.....	78
6.3.3 Comprobación de cargas en el basculante de la suspensión trasera	79
6.3.4 Análisis estructural de la suspensión trasera.....	81
6.3.5 Análisis de sensibilidad de la malla en la suspensión trasera	85
6.3.6 Prediseño del sistema resorte-amortiguador del sistema de suspensión trasero	87
7. Modelo del sistema de suspensión.....	90
7.1 Sistema de suspensión delantero.....	91
7.1.1 Modelo de un grado de libertad	91
7.1.2 Modelo de dos grados de libertad	92
7.1.3 Modelo de cuatro grados de libertad.....	93
7.1.3.1 Modo de balanceo.	94
7.1.3.2 Modo de cabeceo.	95
7.2 Sistema de suspensión trasero.....	98
7.3 Modelo vibratorio del vehículo completo.....	98
7.3.1 Selección de los sistemas muelle amortiguador.....	104

7.3.2 Comportamiento del modelo de seis de grados de libertad	109
8. Conclusiones	110
9. Recomendaciones	111
Referencias Bibliográficas	113
Apéndices.....	116

Lista de Figuras

	Pág.
Figura 1. Suspensión Hotchkiss (Ballesta)	24
Figura 2. Suspensión Fourlink	25
Figura 3. Suspensión de Dion	26
Figura 4. Suspensión McPherson.....	27
Figura 5. Suspensión paralelogramo deformable.....	28
Figura 6. Suspensión Multi-Link	29
Figura 7. Suspensión de brazos tirados	30
Figura 8. Suspensión de eje oscilante	31
Figura 9. Bosquejo del sistema de suspensión para el tren delantero.....	43
Figura 10. Bosquejo del sistema de suspensión para el tren trasero.....	47
Figura 11. Ángulo de caída (camber)	48
Figura 12. Centro de balanceo	49
Figura 13. Centro instantáneo de rotación	50
Figura 14. Centro de gravedad.....	51
Figura 15. Geometría del tren delantero	52
Figura 16. Centro instantáneo de rotación	53
Figura 17. Centro de balanceo	54
Figura 18. Geometría utilizada para hallar el centro de gravedad	55
Figura 19. Centro de gravedad y momentos de inercia calculados por el Software SolidWorks.	56

Figura 20. Transferencia de carga longitudinal en aceleración	57
Figura 21. Transferencia de carga longitudinal en frenado	59
Figura 22. Velocidad de vehículo Vs distancia de frenado	60
Figura 23. Transferencia de carga lateral.....	61
Figura 24. Distribución de cargas en los brazos de la suspensión delantera en un caso crítico ...	64
Figura 25. Condición de cargas iniciales	65
Figura 26. Vista isométrica del sistema de suspensión delantero	67
Figura 27. Vista frontal del sistema de suspensión delantero	67
Figura 28. Propiedades Mecánicas mínimas estimadas SAE J1397.....	68
Figura 29. Vista isométrica del mallado de la suspensión delantera	69
Figura 30. Desplazamiento máximo del sistema de suspensión delantero	70
Figura 31. Esfuerzo máximo del sistema de suspensión delantero.....	70
Figura 32. Factor de seguridad mínimo del sistema de suspensión delantero	71
Figura 33. Sensibilidad del mallado.....	72
Figura 34. Desplazamiento total Vs Número de elementos.....	73
Figura 35. Posición máxima de elevación del vehículo.....	74
Figura 36. Posición de menor altura del vehículo.....	74
Figura 37. Distribución de cargas	75
Figura 38. Geometría del sistema de suspensión trasero	77
Figura 39. Distribución de fuerzas para el sistema de suspensión trasero en el instante crítico ..	78
Figura 40. Condición de cargas iniciales	80
Figura 41. Vista del sistema de suspensión trasero.....	81
Figura 42. Vista isométrica del mallado de la suspensión trasera	82

Figura 43. Desplazamiento máximo del sistema de suspensión trasero	83
Figura 44. Esfuerzo máximo del sistema de suspensión trasero.....	84
Figura 45. Factor de seguridad mínimo del sistema de suspensión trasero	85
Figura 46. Sensibilidad del mallado.....	86
Figura 47. Desplazamiento total Vs Número de elementos.....	87
Figura 48. Posición de máxima elevación del vehículo.....	88
Figura 49. Posición de mínima altura del chasis.....	88
Figura 50. Cargas en la suspensión trasera a velocidad constante.....	89
Figura 51. Modelo de un grado de libertad.....	91
Figura 52. Modelo de dos grados de libertad.....	93
Figura 53. Modo de balanceo.....	94
Figura 54. Modo de cabeceo	96
Figura 55. Modelo de seis grados de libertad	99
Figura 56. Simulación del sistema de suspensión del vehículo completo utilizando el Software MATLAB.....	100
Figura 57. Resalto portátil.....	102
Figura 58. Resalto parabólico o circular	102
Figura 59. Código de modelado del resalto portátil.....	103
Figura 60. Código de modelado para resalto parabólico o circular	103
Figura 61. Diagrama de Bode entrada 1	106
Figura 62. Diagrama de Bode entrada 2	107
Figura 63. Comportamiento de la carrocería al pasar por un resalto portátil	109
Figura 64. Comportamiento de la carrocería al pasar por un resalto parabólico o circular	110

Lista de Tablas

	Pág.
Tabla 1. Tabla de calificación.....	39
Tabla 2. Tabla de alternativas del eje delantero.....	39
Tabla 3. Tabla de alternativas vs parámetros.....	40
Tabla 4. Calificación individual de las alternativas	42
Tabla 5. Tabla de alternativas del eje trasero.....	44
Tabla 6. Tabla de alternativas vs parámetros.....	45
Tabla 7. Calificación individual de las alternativas	46

Lista de Apéndices

	Pág.
Apéndice A. Variación del ángulo de caída (camber)	116
Apéndice B. Transferencia de cargas.....	118
Apéndice C. Distribución de fuerzas en los brazos de la suspensión delantera	124
Apéndice D. Comprobación de cargas en el sistema de suspensión delantero.....	126
Apéndice E. Distribución de fuerzas en los brazos de la suspensión trasera.....	129
Apéndice F. Comprobación de cargas en la suspensión trasera	130
Apéndice H. Cálculo del modelo de un grado de libertad	131
Apéndice G. Modelo de dos grados de libertad	133
Apéndice H. Modelo de cuatro grados de libertad (modo de balanceo).....	134
Apéndice I. Modelo de cuatro grados de libertad (modo de cabeceo).....	136
Apéndice J. Modelo de seis grados de libertad.....	138
Apéndice K. Selección de los sistemas muelle amortiguador	142
Apéndice L. Sensibilidad de la malla	148
Apéndice M. Planos del sistema de suspensión.....	155

Resumen

Título: Diseño y simulación de un sistema de suspensión para un vehículo eléctrico biplaza de tres ruedas con tracción trasera *

Autores: Jerson Hernando Aparicio Rueda y Jhoan Andrey Gómez Velásquez**

Palabras clave: Movilidad sostenible, Suspensión, Vehículo eléctrico.

Descripción:

El presente proyecto tiene como objetivo diseñar y simular un sistema de suspensión para un vehículo biplaza de tres ruedas con tracción trasera, con el fin de apoyar la generación de alternativas de movilidad limpia, sostenible, liviana y compacta para la industria automotriz de Bucaramanga, teniendo en cuenta que el diseño del sistema de suspensión pasivo para el tren delantero y trasero debe ser capaz de soportar una carga de 700kg, manteniendo una distancia entre ejes de 1800 mm y una velocidad máxima de 80 km/h. Además, el comportamiento del sistema se estudiará por medio de un análisis vibratorio haciendo uso del Software Simulink-Matlab.

La metodología utilizada se dividió en cuatro fases: fase de planificación, instancia en la cual se estructura la realización del proyecto, fase de desarrollo. Fase en la cual se definen las especificaciones de diseño y se realiza el diseño conceptual del mismo; fase de diseño, apartado en el cual se genera la geometría y se modela el sistema de suspensión, efectuando los respectivos análisis de cargas; fase de simulación, en esta instancia se realiza el desarrollo del modelo matemático y se genera la simulación del sistema de suspensión las cuales se realizaron en el orden mencionado.

Por último, es posible concluir que el diseño realizado cumple con las especificaciones técnicas de diseño y, que el comportamiento que presenta a partir de la simulación es adecuado bajo las condiciones establecidas.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director PhD. William Pinto Hernández. Codirector PhD. Jorge Luis Chacón Velasco.

Abstract

Title: Design and simulation of a suspension system for a two-seater three-wheel electric vehicle with rear drive*

Authors: Jerson Hernando Aparicio Rueda y Jhoan Andrey Gómez Velásquez**

Key Words: Sustainable mobility, Suspension, Electric vehicle.

Description:

The present project aims to design and simulate a suspension system for a three-wheeled two-seater vehicle with rear-wheel drive, in order to support the generation of clean, sustainable, light and compact mobility alternatives for the automotive industry of Bucaramanga, taking into account that the design of the passive suspension system for the front and rear train must be able to withstand a load of 700kg, maintaining a wheelbase of 1800 mm and a maximum speed of 80 km/h. In addition, the behavior of the system will be studied by means of a vibration analysis using the Simulink-Matlab Software.

The methodology used was divided into four phases: planning phase, instance in which the realization of the project is structured, development phase. Phase in which the design specifications are defined and the conceptual design of the same is carried out; design phase, section in which the geometry is generated and the suspension system is modeled, carrying out the respective load analysis; simulation phase, in this instance the development of the mathematical model is carried out and the simulation of the suspension system is generated which were carried out in the aforementioned order.

Finally, it is possible to conclude that the design carried out complies with the technical design specifications and that the behavior presented from the simulation is adequate under the established conditions.

* Bachelor Thesis

** Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director PhD. William Pinto Hernández. Codirector PhD. Jorge Luis Chacón Velasco.

Introducción

El presente proyecto tiene como finalidad el diseño y simulación de un sistema de suspensión para un vehículo eléctrico biplaza de tres ruedas, con el propósito de generar un avance que apoye el proceso de diseño de transportes no basados en la combustión interna, todo esto teniendo en cuenta, las iniciativas generadas en el semillero de movilidad sostenible, con la intención de plantear alternativas que reduzcan las emisiones de gases de efecto invernadero.

Para llevar a cabo dicho diseño se realizaron diferentes investigaciones que definieron tanto la geometría como el tipo de suspensión a diseñar, dando como resultado una suspensión independiente de paralelogramo deformable para el tren delantero, y un sistema de suspensión brazo basculante monoshock para el tren trasero, con esta información se realizan cálculos estructurales haciendo uso del software ANSYS, con el fin de verificar la integridad del sistema cuando es sometido a diferentes estados de carga.

Por último, haciendo uso de Simulink de Matlab y la teoría de espacio de estados, se simula el movimiento vertical de la carrocería al pasar por diferentes obstáculos, obteniendo como resultados valores de frecuencias experimentadas por el sistema, estos valores serán contrastados con normativas que definen valores óptimos de vibraciones al momento de conducir un vehículo, garantizando de esta manera un confort adecuado debido a la suspensión.

1. Planteamiento del Problema

En la actualidad uno de los problemas ambientales que más compete a la humanidad son los altos niveles de contaminación contenidos en la atmosfera y que, según la Agencia Europea de Medio Ambiente (2020) la mayor parte de las emisiones de gases de efecto invernadero (70%) son debido al transporte humano y de bienes.

Según el AMB (2019) en Bucaramanga los autos particulares son los mayores productores de CO con una cantidad de 21.355 toneladas por año. Por lo cual, teniendo en cuenta esto es posible afirmar que, fomentando estrategias que vayan enfocadas al transporte humano, es factible disminuir la contaminación ambiental causada por vehículos en el área metropolitana.

Para lo mencionado anteriormente es oportuno introducir el concepto de la movilidad sostenible y así buscar una reducción significativa en la contaminación ambiental, sobre esto el Banco Mundial (2017) designa que para el 2030 el tráfico de pasajeros superará los 80.000 millones de pasajeros por kilómetro recorrido, lo cual conllevaría a un aumento del 50% comparándolo con las cifras actuales.

De igual manera, es fundamental tener en cuenta los megaproyectos que se están realizando actualmente, los cuales podrían llegar a conectar más de la mitad de la población del mundo, por esto el BM (2017) afirma que “A nivel mundial se espera que el número de vehículos en carretera se duplique en 2050”. Con base en lo presentado anteriormente se hace necesaria la transición a una movilidad más limpia, sostenible, liviana y compacta.

Con la finalidad de gestionar el cambio climático se inició, según El Ministerio de Ambiente y Desarrollo Sostenible (2019), La Estrategia Nacional de Movilidad Eléctrica, la cual

tiene como objetivo electrificar el sector de transporte, reduciendo así el consumo de combustibles fósiles y la emisión de Gases de Efecto Invernadero.

Por lo tanto, con la necesidad de implementar la movilidad sostenible, el propósito es introducir los vehículos eléctricos e híbridos en las opciones de transporte actuales, teniendo en cuenta que, con el objetivo de lograr una mayor eficiencia en su funcionamiento se busca reducir su peso, adicional a esto, dado el crecimiento automovilístico que se tendrá en unos años, es importante realizar estos diseños de manera más compacta, por lo cual un diseño adecuado podrían ser los automóviles de tres ruedas.

Con esto en mente, se busca generar un diseño de un automóvil eléctrico que cumpla con los requerimientos principales establecidos y a su vez brinde las comodidades necesarias para su uso cotidiano, de esta manera, es preciso plantear un proceso modular que divida el diseño del automóvil en distintas fases, las cuales se encarguen de conceptualizar los diferentes componentes que definen al sistema.

Por consiguiente, el presente proyecto tiene como finalidad el diseño del sistema de suspensión para un vehículo eléctrico biplaza de tres ruedas con tracción trasera, teniendo en cuenta que este sistema es fundamental para cualquier automóvil ya que es el encargado de absorber los impactos generados por las irregularidades del terreno proporcionando un nivel de confort adecuado para los pasajeros. También, es de suma importancia para mantener los ángulos de dirección en los valores configurados y reaccionar a diferentes fuerzas de aceleración o frenado, igualmente, cumple con la función de soportar el peso del vehículo y mantener una altura adecuada durante la conducción.

2. Objetivos

2.1 Objetivo General

Diseñar y simular un sistema de suspensión para un vehículo eléctrico biplaza de tres ruedas con tracción trasera, con el fin de apoyar la generación de alternativas de movilidad limpia, sostenible, liviana y compacta para la industria automotriz de Bucaramanga.

2.2 Objetivos Específicos

Diseñar la suspensión pasiva para el tren delantero con chasis tubular de un vehículo eléctrico biplaza de tres ruedas con tracción trasera que soporte 700kg y que tenga una distancia entre ejes de 1800 mm para una velocidad máxima de 80 km/h.

Diseñar la suspensión pasiva para el tren trasero con chasis tubular de un vehículo eléctrico biplaza de tres ruedas con tracción trasera que soporte 700kg y que tenga una distancia entre ejes de 1800 mm para una velocidad máxima de 80 km/h.

Simular el sistema de suspensión del vehículo biplaza de tres ruedas en Simulink de Matlab.

3. Justificación

En términos generales la función de una suspensión consiste en brindar una correcta maniobrabilidad a la hora de conducir y sujeto a esto, generar el confort necesario al momento de trasladarse de un lugar a otro. Teniendo en cuenta lo dicho anteriormente, se evidencia la importancia de la suspensión para todo tipo de vehículos, incluyendo aquellos que basan su fuente de energía en la electricidad.

Por ende, el diseño de un sistema de suspensión para un vehículo eléctrico tiene un impacto considerable en la Ingeniería Mecánica. Debido a que, la investigación necesaria para llevar a cabo este objetivo, es un paso importante para realizar la transición a una movilidad más liviana y sostenible.

De esta manera, la realización del presente proyecto busca apoyar el crecimiento tecnológico de la industria automotriz, dejando un avance en el diseño de un sistema de suspensión para un vehículo eléctrico con la finalidad de apoyar en la reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero.

4. Marco Teórico

Con el fin de desarrollar de manera óptima este proyecto, es necesario realizar una investigación en la cual se fundamente la selección de la solución a ejecutar. Dicho esto, se procede

a recolectar información sobre los diferentes tipos de sistemas de suspensión tanto para el tren delantero como el tren trasero, teniendo en cuenta los requerimientos planteados para el sistema.

4.1 Conceptos de masas no suspendidas

4.1.1 Masa no suspendida

Este enfoque de la masa del vehículo engloba las ruedas y todos los elementos que dependan de estas, dicho de otro modo, elementos de suspensión, manguetas, bujes, frenos, entre otros (Cebolla, 2017).

4.1.2 Masa suspendida

La masa suspendida hace referencia a todos los elementos que no son incluidos en la masa no suspendida, como lo son el motor, la carrocería, entre otros. También, se contempla que, a menor peso de masa no suspendida, mejor funcionamiento del sistema de suspensión (Cebolla, 2017).

4.2 Sistema de suspensión

El sistema de suspensión es de suma importancia para el óptimo funcionamiento del vehículo, debido que, es aquel que se encarga de unir el chasis con las ruedas. Además, está conformado fundamentalmente por tres componentes, como lo son: amortiguadores, resortes y

puntales, teniendo en cuenta que cada uno de estos ejecuta una acción específica, en conjunto logran proporcionar un viaje suave, confortable y seguro. (Mitsubishi Motors, 2019).

Las funciones básicas de un sistema de suspensión se pueden dividir en seis. Así, Caraguay y Caraguay (2015) refieren que los componentes de un sistema de suspensión tienen como finalidad: mantener una correcta altura del vehículo durante la conducción, reducir el efecto de las fuerzas de choque de la suspensión, mantener una correcta alineación de las ruedas, soportar el peso del vehículo, mantener los neumáticos en contacto con la carretera y controlar la dirección de movimiento del vehículo.

4.2.1 Partes de la suspensión

- Neumáticos
- Elementos elásticos
- Amortiguadores
- Barras anti balanceo
- Basculante
- Balancín

4.2.2 Suspensión delantera

Teniendo en cuenta la naturaleza del diseño propuesto se hace necesario resaltar que el sistema de suspensión delantero tendrá el estilo de una suspensión de automóvil, debido a que, en la parte delantera se contará con dos ruedas, las cuales serán las encargadas de direccionar el

vehículo, con esto en mente se procede a enunciar los diferentes tipos de suspensión para sistemas de dos ruedas.

4.2.2.1 Tipos de sistema de suspensión delantera

a. Sistema dependiente

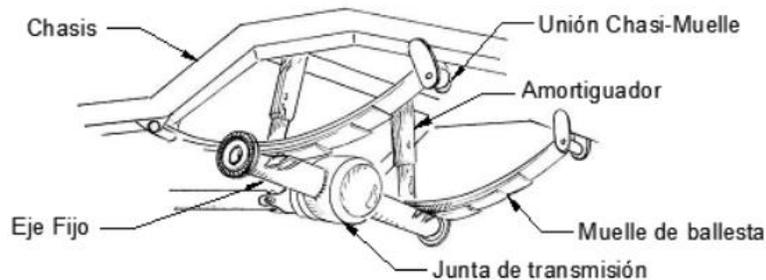
Como su nombre indica en este tipo de suspensión las ruedas están montadas en los extremos de una barra rígida, generando que los impactos que se generan en una rueda sean transmitidos de la misma manera a la otra, esto debido a que la alineación de las ruedas no varía en ningún momento, lo cual ayuda a minimizar el desgaste en el neumático, su principal característica es su gran robustez.

- **Suspensión hotchkiss (ballesta)**

Compuesto por un eje fijo montado en medio de un muelle de ballesta el cual se encarga de amortiguar los impactos al aumentar o disminuir la longitud de la misma, generalmente se encuentra acompañado de un par de amortiguadores hidráulicos con el fin de disminuir las oscilaciones en el muelle. En la actualidad se suelen utilizar en vehículos pesados o con sistema de tracción 4x4 (Oliva, 2011).

Figura 1.

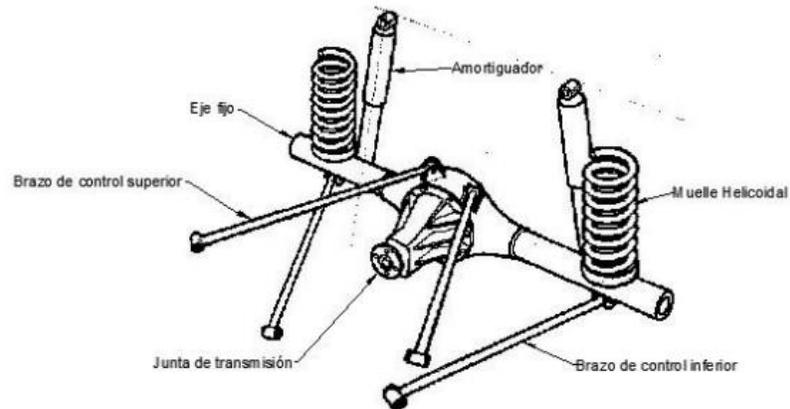
Suspensión Hotchkiss (Ballesta)



Nota: Tomado de: Pulido Laparra, C. (2014) Diseño del sistema de suspensión para un vehículo de fórmula student Universidad Carlos III de Madrid Recuperado de: https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/22605/PFC_carlos_pulido_laparra_2014.pdf

- **Suspensión Fourlink**

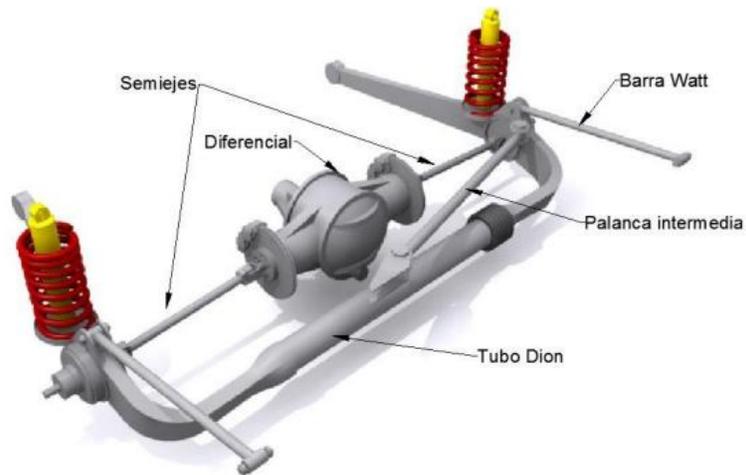
Consta de muelles helicoidales que van unidos con el eje de tracción y el chasis, también es posible integrar amortiguadores en los resortes con el fin de mejorar la comodidad del pasajero y obtener una mejor conducción. Para controlar el eje se incluyen cuatro brazos, dos superiores y dos inferiores (Pulido, 2014).

Figura 2.*Suspensión Fourlink*

Nota: Tomado de: Pulido Laparra, C. (2014) Diseño del sistema de suspensión para un vehículo de fórmula student Universidad Carlos III de Madrid Recuperado de: https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/22605/PFC_carlos_pulido_laparra_2014.pdf

- **Suspensión de Dion**

Cuenta con dos semiejes oscilantes unidos al diferencial, más un eje rígido curvo que une las dos ruedas del tren rodante. Esto se hace con el fin de reducir la masa no suspendida en el sistema, permitiendo anclar el diferencial o incluso los frenos al chasis, es importante tener en cuenta que esto aumenta la complejidad del montaje y el coste del mismo (Motor.es, sin fecha).

Figura 3.*Suspensión de Dion*

Nota: Tomado de: Pulido Laparra, C. (2014) Diseño del sistema de suspensión para un vehículo de fórmula student Universidad Carlos III de Madrid Recuperado de: https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/22605/PFC_carlos_pulido_laparra_2014.pdf

b. Sistema independiente

El sistema independiente es diferente al de eje rígido, debido que, cada rueda se puede mover verticalmente sin afectar a la otra. Además, el balanceo afecta directamente al ángulo de caída de las ruedas, lo cual genera una pérdida de contacto entre el neumático y el asfalto (Para solucionar esto es fundamental instalar sistemas auxiliares de resistencia al balanceo como lo son las barras anti-balanceo).

También, es el sistema más optado por coches de pasajeros y camiones ligeros, ya que tiene ventajas de espacio para la ubicación del motor, además, dispone de una mejor resistencia a las vibraciones de la dirección. Así mismo, proporciona una resistencia al balanceo y movimientos bruscos (Pulido, 2014).

- **Suspensión McPherson**

Es un sistema de suspensión utilizado en su mayoría en el tren delantero, no obstante, algunas marcas lo usan también en el tren trasero. Entre sus ventajas se encuentra su simplicidad y el bajo coste de fabricación al cual está sujeta, también, proporciona una reducción tanto en la masa no suspendida del coche, como en el volumen del sistema. Por otro lado, posee algunas desventajas, como el hecho de que la rueda no sea capaz de moverse de forma completamente vertical y que se transmitan directamente las vibraciones del chasis hacia el coche (López, sin fecha).

Figura 4.

Suspensión McPherson



Nota: Tomado de: Actualidad Motor (s.f.) La suspensión McPherson Recuperado de: <https://www.actualidadmotor.com/la-suspension-mcpherson/>

- **Suspensión paralelogramo deformable**

Este sistema tiene una gran flexibilidad de diseño, dicho de otro modo, es posible adaptarla para cumplir diferentes requerimientos con gran eficacia. Por lo cual, la suspensión de paralelogramo deformable es uno de los sistemas más empleados en las carreras de competición

(Pulido, 2014). Su diseño consiste en una unión entre la rueda y la carrocería por medio de elementos transversales que se encuentran en planos diferentes. Una de sus desventajas es la complejidad mecánica y de análisis que conlleva su diseño, por otra parte, entre sus ventajas es posible mencionar la gran reducción en la masa no suspendida del vehículo, además de emplear una buena proporción entre resistencia y peso.

Figura 5.

Suspensión paralelogramo deformable



Nota: Tomado de: Noticias Coches (s.f.) Tipos de suspensión ventajas y desventajas Recuperado de: <https://noticias.coches.com/consejos/tipos-de-suspensiones-ventajas-y-desventajas/154515>

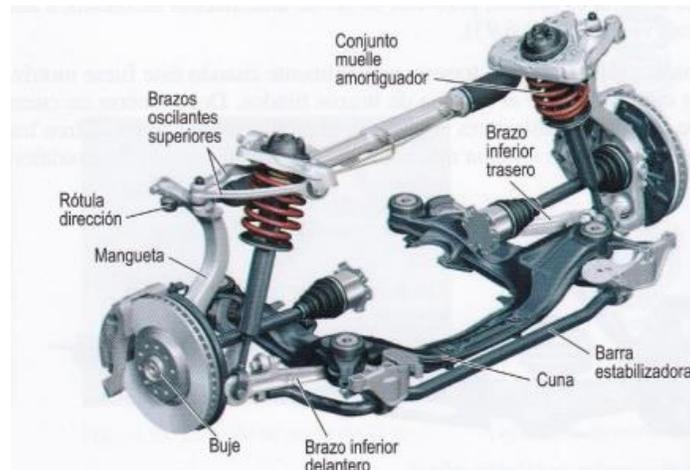
- **Suspensión Multi-link**

Es conocida por ser una de las suspensiones que genera una mayor estabilidad, agilidad y confort. El sistema consiste de distintos brazos independientes que actúan de manera que la rueda mantenga la posición adecuada durante todo el recorrido de la suspensión, también López (sin fecha) afirma que, entre otra de sus ventajas es su alta capacidad de absorber ruidos y vibraciones,

no obstante, entre sus desventajas está el alto coste que tiene, también, no se utiliza en cualquier vehículo debido al esquema tan complejo por el cual está constituida.

Figura 6.

Suspensión Multi-Link



Nota: Tomado de Bono, B.C. (2017). *Modelado y caracterización de sistemas de suspensión en vehículos automóviles* (P. 27)

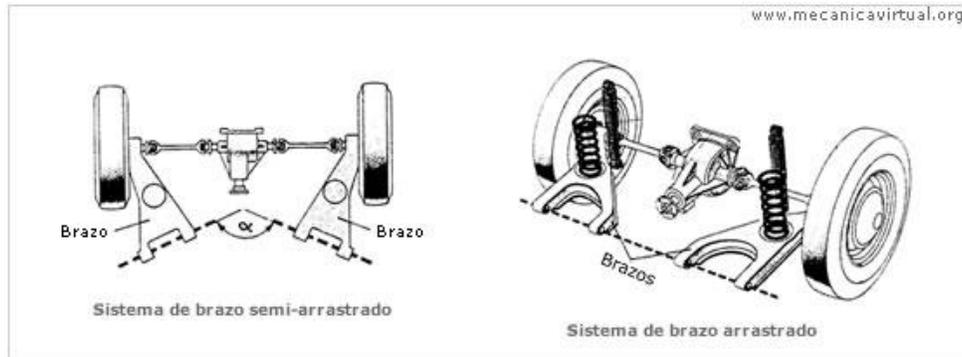
- **Suspensión de brazos tirados**

La suspensión de brazos tirados consiste en dos brazos longitudinales que van unidos al bastidor y a la mangueta de la rueda. Su funcionamiento reside en que las ruedas son arrastradas por estos brazos que pivotan en el anclaje de la carrocería. Existen diferentes variaciones de este sistema, los cuales se diferencian fundamentalmente en el elemento elástico que se emplea y en cuál es el eje de giro del brazo tirado en el anclaje al bastidor (Multiservicio Automotriz, 2011).

Debido al diseño de este sistema, los elementos de soportes (brazos) absorben las fuerzas de frenado, la aceleración y el cabeceo, por lo cual, es imprescindible una gran resistencia estructural.

Figura 7.

Suspensión de brazos tirados



Nota: Tomado de: Multiservicio automotriz (2011) Suspensión de brazos tirados Recuperado de: <http://multiservicioautomotriz3h.blogspot.com/2011/03/suspension-de-brazos-tirados-o.html>

- **Suspensión de eje oscilante**

Es un sistema muy básico y económico, el cual es utilizado en diferentes vehículos de calle. Su diseño consiste en unir mediante una barra una rueda con el diferencial o el chasis, de este modo las barras pivotarán sobre la junta del diferencial. Su mayor problema es el ángulo de caída de las ruedas, por lo cual al momento de diseñar este sistema es fundamental que la longitud de las barras sea lo más cercana al punto medio del eje. También, posee un alto centro de balanceo, lo cual genera que la inclinación varíe en toda la carrocería, dificultando su movilidad (Pulido, 2014).

esto, el brazo es de resorte lo cual hará que este siempre vuelva de nuevo a su posición inicial (Chacartegui, 2017).

- **Doble Brazo Basculante**

Consiste en la conexión entre el marco o submarco trasero de la motocicleta con 2 amortiguadores y sus respectivos resortes concéntricos para así poder controlar el movimiento de la rueda (Chacartegui, 2017).

- **Sistema de bieletas**

Los sistemas por bieletas son generalmente articulaciones de cuatro barras, las cuales se distinguen únicamente por los diferentes puntos de fijación de la unidad de muelle-amortiguador, que es insertado entre el chasis y el balancín o entre la biela y el chasis en algunos diseños. Por consiguiente, se logra una gran amplitud de la rueda y una masa no suspendida modesta (Jurado, 2014).

4.3 Respuesta humana a las vibraciones

Para identificar la capacidad humana de tolerar movimientos vibratorios se han realizado diferentes pruebas empíricas, no obstante, establecer un valor específico sobre esto tiene muchas complicaciones debido a la gran subjetividad que existe en la percepción de las personas, ya sea por el estado de esta o el terreno mismo, entre otros factores que puedan llegar a ser determinantes en esta medición (Ercoli, Azurmendi, 2014).

4.3.1 Norma UNE-ISO 2631-1

La norma ISO 2631 define los métodos para la medición de vibraciones de cuerpo entero periódicas, aleatorias y transitorias. El rango de frecuencia que considera la normativa es: de 0,5 Hz a 80 Hz para salud, bienestar y percepción, y de 0,1 Hz a 0,5 Hz para el mal del movimiento. Además, esta norma se aplica a movimientos que son transmitidos directamente al cuerpo humano de una persona que está sentada o la zona de contacto de un sujeto en posición tumbada. No obstante, no se especifican los efectos potenciales de estas vibraciones en el comportamiento humano (ISO, 2008).

4.4 Vibraciones en el vehículo

Los automóviles se encuentran sujetos a un amplio campo de vibraciones que se transmiten a los pasajeros a través de su estructura, ya sea de forma sonora, táctil o visual. El espectro de vibraciones es considerado como vibraciones cuando la frecuencia de la onda se encuentra entre 0 y 25 Hz, y ruido cuando el umbral de frecuencia es mayor a 25 Hz. En el entorno de un automóvil se debe estudiar tanto la respuesta del vehículo como la percepción humana y la tolerancia a las vibraciones (Cebolla, 2017). Para esto, es esencial el análisis de las frecuencias verticales, la cuales se pueden dividir en tres tipos:

- 1-3 Hz: Frecuencias naturales de la carrocería.
- 5-40 Hz: Frecuencias de oscilación de las masas no suspendida
- 40-250 Hz: Oscilaciones producidas en las masas no suspendidas, a causa de las vibraciones naturales en los neumáticos.

Según Ercoli y Azurmendi (2014) las fuentes de excitación que generan las vibraciones en el vehículo se dividen en dos grupos:

➤ **Excitaciones directas:** Se ejercen sobre la masa suspendida a partir de elementos propios del vehículo y surgen en su gran mayoría a partir de elementos rotativos, como puede ser el sistema de transmisión o el motor.

➤ **Excitaciones indirectas:** Se transmiten a la masa suspendida a través de la masa no suspendida, siendo el terreno por el cual transita el vehículo la principal causa de esta excitación.

4.4.1 Fuentes de excitación

Para el estudio y diseño de la suspensión es de suma importancia tener en cuenta los diferentes factores que pueden afectar las vibraciones a las cuales está sometido el vehículo.

4.4.1.1 Irregularidades del terreno. La irregularidad o rugosidad del terreno es función tanto de los baches que se generan en el pavimento, como las inevitables desviaciones ocasionadas por los límites de precisión con los cuales es posible la construcción de la vía. La irregularidad del terreno es definida en función de la modificación del perfil a lo largo del ancho de la vía (Cebolla, 2017).

Ercoli y Azurmendi (2014) afirma “Generalmente, las excitaciones provenientes de la calzada se suelen modelar como funciones armónicas, funciones escalón o triangulares para analizar el comportamiento dinámico del conjunto de suspensión”. No obstante, este tipo de irregularidades son aleatorias y no poseen un patrón reconocible, si bien existen simplificaciones

útiles para realizar aproximaciones, éstas no establecen información concreta del comportamiento real del automóvil.

En general para el estudio de la calzada se toman datos de una parte del camino y analizan mediante una Transformada de Fourier. Posteriormente se grafica la amplitud en función de la Frecuencia Espacial, la cual se define como la razón entre la Frecuencia Temporal y la Velocidad. Además, cada camino posee unas características específicas y problemas propios de éstas, sin embargo, en terrenos de la misma naturaleza se evidencian patrones en común (Ercoli y Azurmendi, 2014).

4.4.1.2 Masas desbalanceadas. Las masas desbalanceadas provienen generalmente de desbalances o imperfecciones en la manufactura de las llantas, neumáticos, uniones, mangueta, frenos y elementos giratorios. Estos defectos derivan tanto en masas desbalanceadas, como en variaciones dimensionales y de rigidez. Estas imperfecciones generan excitaciones cíclicas que se transmiten a través de los ejes, ya sea de manera vertical, longitudinal o lateral (Ercoli y Azurmendi, 2014).

4.4.1.3 Sistema de transmisión y motor. El motor es una de las principales fuentes de vibración en un vehículo debido a las altas revoluciones a la que giran los componentes que lo conforman. Adicionando el sistema de transmisión, el cual está conformado por el embrague, la caja de cambios, el diferencial, el árbol de transmisión y los semiejes que se unen a las ruedas, donde el árbol de transmisión es una de las principales fuentes vibratorias, debido al desequilibrio de las masas de los elementos sobre la cadena de transmisión que al mismo tiempo generan pares secundarios sobre la cadena misma. No obstante, la masa de estos dos elementos son una parte

substantial del chasis que, si se diseñan y configuran de manera adecuada pueden utilizarse para absorber vibraciones (Cebolla, 2017).

La metodología de este trabajo iniciaba con una revisión de la literatura sobre el diseño del sistema de suspensión, la descripción de la competencia y su reglamento, posteriormente se describe y aplica una metodología de diseño con la cual se define el proceso a seguir durante la elaboración del proyecto, luego de esto se revisa con brevedad los procesos de manufactura utilizados para la construcción del sistema de suspensión, por último se revisan las características finales del sistema de suspensión y se describen las pruebas a realizar para la respectiva calibración de la suspensión.

El presente trabajo aporta al proyecto diferentes conceptos y aspectos de la metodología de diseño del sistema de suspensión, los cuales serán de suma importancia para que el resultado sea óptimo dadas las condiciones y requerimientos que se tienen.

5. Análisis y selección de alternativas

5.1 Especificaciones técnicas de diseño

Con el fin de seleccionar la mejor opción para el sistema de suspensión es fundamental tener en cuenta los parámetros definidos anteriormente, los cuales son:

En este apartado se organizan los datos técnicos necesarios para realizar el diseño del sistema suspensión tanto trasero como delantero del vehículo, resaltando la importancia de

seleccionar la mejor alternativa. Para los datos especificados se utilizaron como referencias las dimensiones y algunas características del Campagna T-Rex 14R y, para la aceleración del vehículo se tomó como base la aceleración de un Renault Twizy 80. También, es importante precisar que, debido que el vehículo consta de tres ruedas, dos delanteras y una trasera, el conjunto de la rueda trasera deberá tener una mayor zona de contacto con el suelo con el fin de asegurar la estabilidad del vehículo, por lo tanto, en este apartado se especifican las características de las ruedas seleccionadas. Cabe recalcar, que el presente proyecto busca realizar un diseño preliminar del sistema de suspensión, que se comporte de manera adecuada bajo las condiciones planteadas en el proceso de diseño.

➤ **Dimensiones**

- Distancia entre ejes: 1800 [mm]
- Distancia entre las ruedas delanteras: 2000 [mm]
- Altura máxima: 1000 [mm]
- Altura libre al suelo en reposo: 130 [mm]
- Altura libre al suelo durante rebote de la rueda: 90 [mm]
- Altura libre al suelo durante compresión de la rueda: 170 [mm]
- Masa total: 700 [Kg]
- Masa en el tren delantero: 45 % de la masa total
- Masa en el tren trasero: 55 % de la masa total
- Masa del conjunto de las llantas delanteras (Cada una): 18 [Kg]
- Masa del conjunto de la llanta trasera: 20 [Kg]
- Velocidad máxima: 80 [Km/h]
- Aceleración: 0 a 45 Km en 6,1[s]

➤ **Tren delantero**

- Llanta 175/70R13.

➤ **Tren trasero**

- Llanta 185/70R13.

➤ **Especificaciones**

- Uso urbano y cotidiano.
- Con capacidad para el transporte de dos personas.
- Vehículo equipado con tres ruedas, una única trasera motriz y dos delanteras directrices.

5.2 Selección del sistema de suspensión delantero

En primer lugar, es de suma importancia caracterizar el tipo de suspensión a utilizar, el cual puede ser independiente o dependiente, teniendo en cuenta la información recopilada y expuesta en el marco teórico.

Con base en las especificaciones planteadas con anterioridad y sabiendo que, un sistema dependiente es implementado en vehículos que además de transitar por terrenos irregulares, también poseen una gran capacidad de carga y, un sistema de suspensión independiente es empleado en automóviles livianos, compactos y, en su mayoría, que circulan en un entorno urbano.

De acuerdo a lo expresado y verificando las fuentes de información, es acorde a las necesidades hacer uso de un sistema de suspensión independiente.

Posteriormente se especificaron cuatro parámetros diferentes para realizar la calificación de las alternativas disponibles, los cuales son: confort, complejidad, nivel económico y masa no suspendida.

Tabla 3.

Tabla de alternativas vs parámetros

Parámetros	McPherson	Alt 1 puntaje	Paralelogramo deformable	Alt 2 puntaje	Multi-link	Alt 3 puntaje	Brazos tirados	Alt 4 puntaje
Confort	Se transmiten directamente las vibraciones del chasis hacia el coche	1	Consigue un excelente guiado de la rueda durante su movimiento oscilatorio	3	Alta capacidad de absorber ruidos y vibraciones.	3	Inestabilidad debida a que la combinación de la caída y la dirección sobre la rueda interior actúa contra la dirección de giro	1,5
Complejidad	Complejidad baja por la facilidad de desmontaje y montaje como conjunto	3	Complejidad alta debido la cantidad de piezas que requiere	1	Es la más compleja de los tipos de suspensión	1	Baja complejidad debido a su reducida cantidad de piezas	2
Nivel económico	Bajo coste de fabricación	3	Alto costo a causa de la cantidad de piezas necesarias para su fabricación	1,5	Costo de fabricación muy elevada debido a la	1	Coste medio que puede variar debido a los elementos elásticos que se	2

Parámetros	McPherson	Alt 1 puntaje	Paralelogramo deformable	Alt 2 puntaje	Multi-link	Alt 3 puntaje	Brazos tirados	Alt 4 puntaje
					complejidad del sistema		utilicen y la robustez del sistema	
Masa no suspendida	Reduce la masa no suspendida del coche	2	Sistema que más reduce la masa no suspendida	3	Masa no suspendida relativament e baja	2,5	Masa no suspendida alta dado que amerita una estructura muy robusta	1
Puntaje total		9		8,5		7,5		6,5

Nota: La valoración realizada en esta tabla no corresponde al puntaje total respecto a la importancia de los parámetros definidos.

De acuerdo a las necesidades y prioridades del diseño, se realizó una tabla de ponderación, en la cual se asignaron ciertos porcentajes a los diferentes criterios a analizar, con el fin de seleccionar el sistema de suspensión idóneo para el proyecto.

Tabla 4.

Calificación individual de las alternativas

Parámetros	Factores de ponderación	Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3		Alternativa 4	
		Puntaje	Valor	Puntaje	Valor	Puntaje	Valor	Puntaje	Valor
Confort	35%	1	0,35	3	1,05	3	1,05	1,5	0,525
Complejidad	15%	3	0,45	1	0,15	1	0,15	2	0,3
Nivel ecenómico	20%	3	0,6	1,5	0,3	1	0,2	2	0,4
Masa suspendida	30%	2	0,6	3	0,9	2,5	0,75	1	0,3
Puntaje total	100%	9	2	8,5	2,4	7,5	2,15	6,5	1,525

Nota: La calificación se realiza de 0 a 3 y cada parámetro tiene un factor de ponderación correspondiente a la importancia en el diseño.

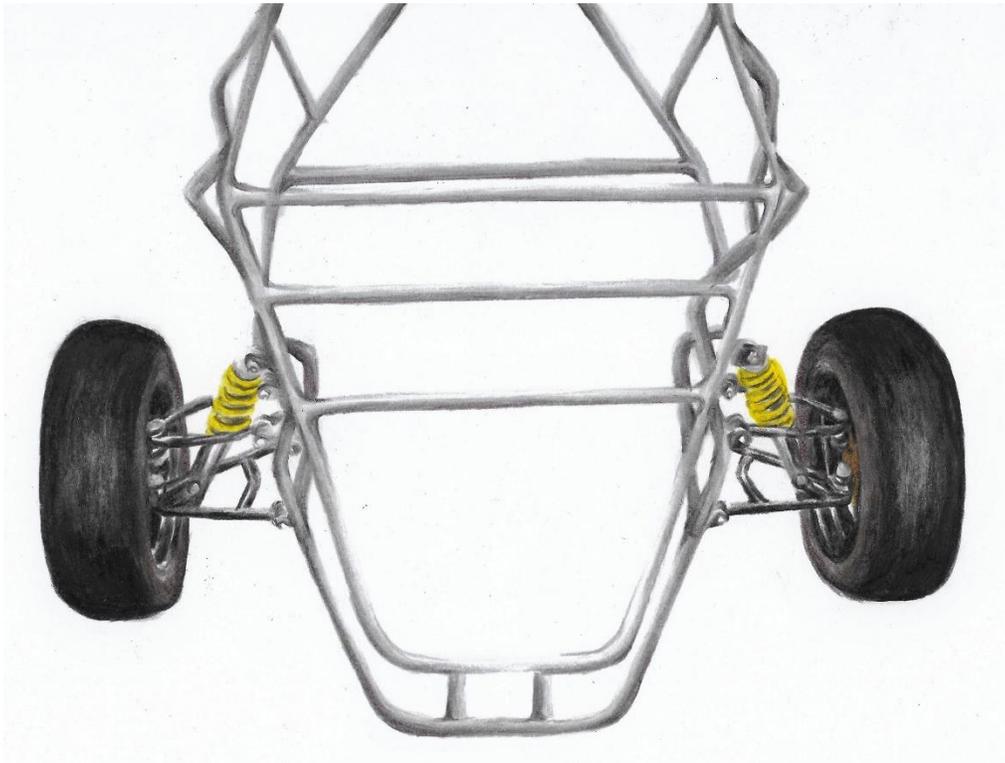
En relación a la tabla cuatro y teniendo cuenta el puntaje total obtenido se evidencia que **la alternativa de mayor valoración es la dos, la cual corresponde al sistema de suspensión de paralelogramo deformable**. Este resultado se obtuvo a través de un análisis de la tabla tres, relacionando los porcentajes de influencia en los parámetros de diseño.

Por lo tanto, se seleccionó un sistema de suspensión para el tren delantero con una configuración de paralelogramo deformable.

5.2.2 Diseño conceptual del sistema de suspensión delantero

Figura 9.

Bosquejo del sistema de suspensión para el tren delantero



Nota: Sistema de suspensión **Paralelogramo Deformable**.

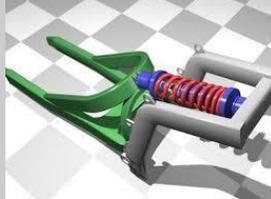
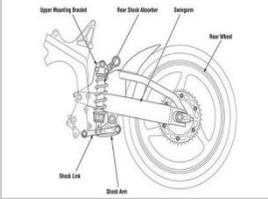
5.3 Selección del sistema de suspensión trasero

De la misma manera en que se seleccionó el sistema de suspensión delantero, se realizará la elección del sistema de suspensión para el tren trasero, por consiguiente, se utilizará la tabla de calificación (ver tabla 1).

Las alternativas disponibles de sistemas de suspensión trasera para una rueda son las siguientes.

Tabla 5.

Tabla de alternativas del eje trasero

Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
		
Brazo basculante (monoshock)	Doble brazo basculante	Sistema de bieletas

Nota: Alternativas a analizar durante la matriz de decisión.

Luego de esto, se calificaron las diferentes alternativas teniendo en cuenta los cuatro parámetros utilizados en la selección del sistema de suspensión para el tren delantero.

Tabla 6.*Tabla de alternativas vs parámetros*

Parámetros	Brazo basculante (monoshock)	Alt 1 puntaje	Doble brazo basculante	Alt 2 puntaje	Sistema de bieletas	Alt 3 puntaje
Confort	Confort alto debido a la resistencia a la torsión, flexión y alta amplitud vertical de la rueda	2,5	Debido a la alta compresión y extensión de los amortiguadores se reduce en gran medida las fuerzas transmitidas al chasis y las vibraciones recibidas	2	Logra mayores curvas de rigidez, y una gran amplitud de la rueda	3
Complejidad	Complejidad baja en el ajuste, debido a que solo hay un amortiguador de choque	3	Construcción simple	2,5	Complejidad alta debido a las diferentes configuraciones geométricas posibles	1
Nivel economico	Alto coste	2	Bajo coste	3	Coste mayor a los demás sistemas de suspensión	1
Masa no suspendida	Baja masa no suspendida	3	Masa no suspendida modesta	2	Masa no suspendida modesta	2
Puntaje Total		10,5		9,5		7

Nota: La valoración realizada en esta tabla no corresponde al porcentaje total respecto a la importancia de los parámetros definidos.

Con base en lo anterior se realizó la ponderación de los puntajes, dependiendo de la prioridad que tiene cada parámetro en el diseño del sistema de suspensión, lo cual se ve reflejado en la siguiente matriz.

Tabla 7.

Calificación individual de las alternativas

Parámetros	Factores de ponderación	Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3	
		Puntaje	Valor	Puntaje	Valor	Puntaje	Valor
Confort	35%	2,5	0,875	2	0,7	3	1,05
Complejidad	15%	3	0,45	2,5	0,375	1	0,15
Nivel ecenomico	20%	2	0,4	3	0,6	1	0,2
Masa suspendida	no 30%	3	0,9	2	0,6	2	0,6
Puntaje total	100%	10,5	2,625	9,5	2,275	7	2

Nota: La calificación se realiza de 0 a 3 y cada parámetro tiene un factor de ponderación correspondiente a la importancia en el diseño.

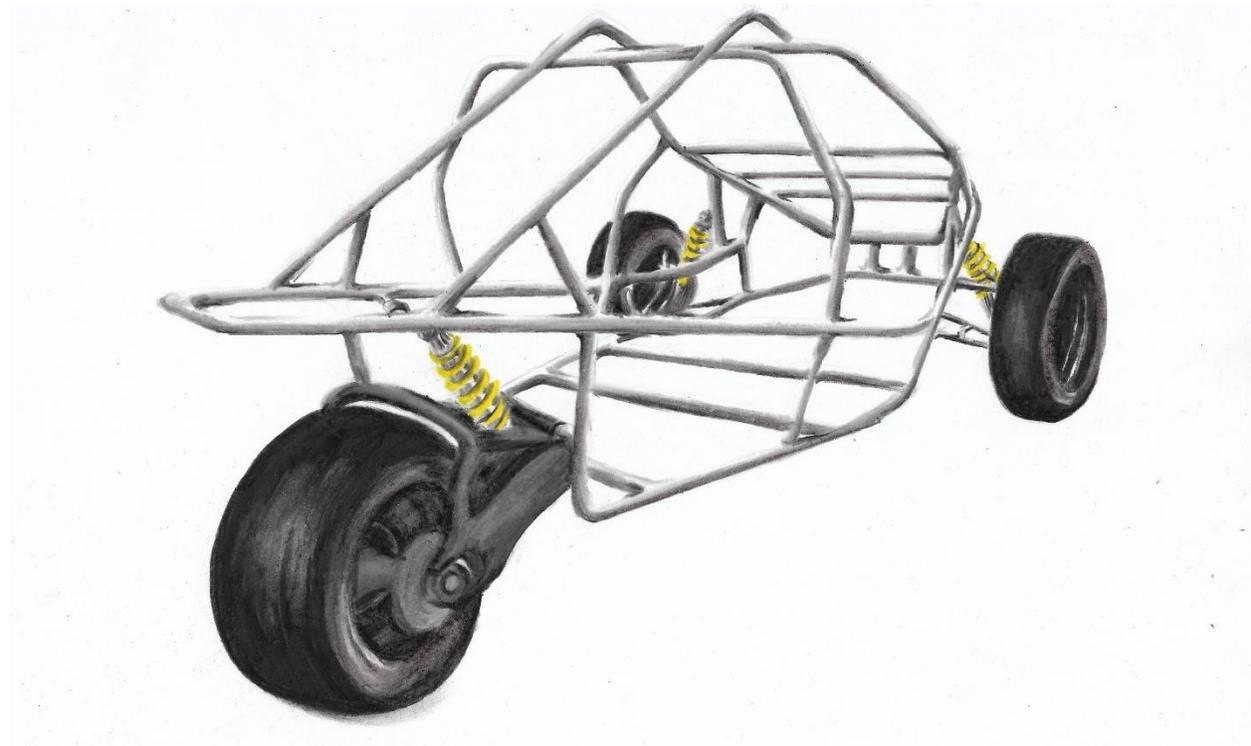
Con base en la tabla siete y teniendo cuenta el puntaje total obtenido se evidencia que **la alternativa de mayor valoración es la uno, la cual corresponde al sistema de suspensión de brazo basculante (Monoshock)**. Este resultado se obtuvo a través de un análisis de la tabla seis, relacionando los porcentajes de influencia en los parámetros de diseño.

Por lo tanto, se seleccionó un sistema de suspensión para el tren trasero con una configuración de brazo basculante (Monoshock).

5.3.1 Diseño conceptual del sistema de suspensión trasero

Figura 10.

Bosquejo del sistema de suspensión para el tren trasero



Nota: Sistema de suspensión **Brazo Basculante (Monoshock)**.

6. Dimensionamiento del sistema de suspensión

Por medio de las tablas de alternativas se seleccionó una suspensión de paralelogramo deformable para el sistema de suspensión delantero y un sistema de suspensión Monoshock para la parte trasera del vehículo.

6.1 Parámetros geométricos para el diseño de un sistema de suspensión

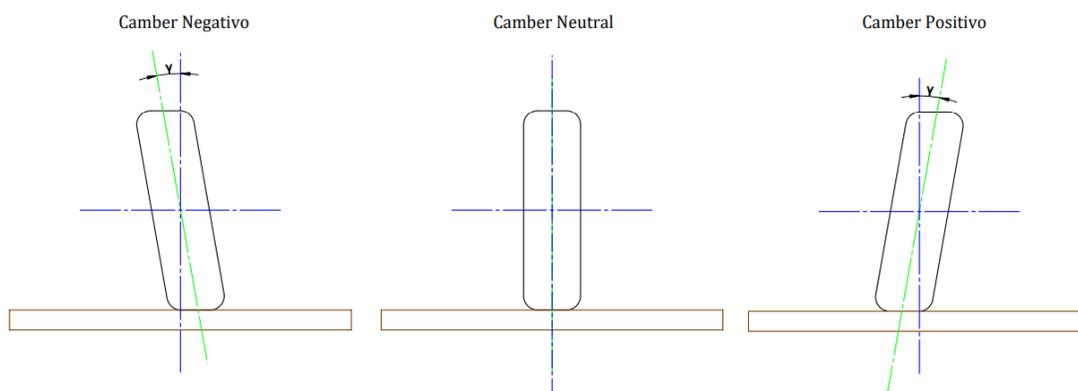
En el diseño de un sistema de suspensión existen diversos parámetros a analizar. Con la finalidad de lograr un diseño óptimo, para este sistema se tendrán en cuenta como base principal, para el dimensionamiento, los siguientes parámetros geométricos.

6.1.1 Ángulo de caída (*camber*)

El ángulo de caída o *camber* es la inclinación del plano de las ruedas con respecto a la vertical del terreno, generalmente se considera positivo cuando los planos medios de las ruedas convergen hacia abajo, y negativo cuando convergen hacia arriba (Galdiano y Rodríguez, 2012). El ángulo de caída negativo mejora el agarre en curvas y por tanto la estabilidad, por otro lado, si se busca maximizar la tracción el ángulo óptimo es 0.

Figura 11.

Ángulo de caída (*camber*)



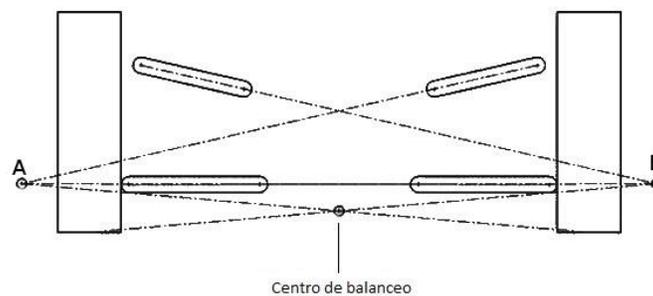
Nota: Ángulo de caída según la inclinación de la rueda, donde el *camber* negativo se da en la inclinación de la rueda al interior del vehículo y el *camber* positivo al exterior.

6.1.2 Centro de balanceo

El centro de balanceo se refiere al punto que contiene los centros geométricos de cualquier par de ruedas, dentro de un mismo eje en el plano transversal al vehículo, donde se pueden aplicar fuerzas laterales a la masa no suspendida sin que se produzca balanceo de la suspensión (Galdiano y Rodríguez, 2012).

Figura 12.

Centro de balanceo



Nota: Tomado de: De carreteres (2015) Centro de balanceo roll center Recuperado de: <https://decarreteres.wordpress.com/2015/12/04/centro-de-balanceo-roll-center/>

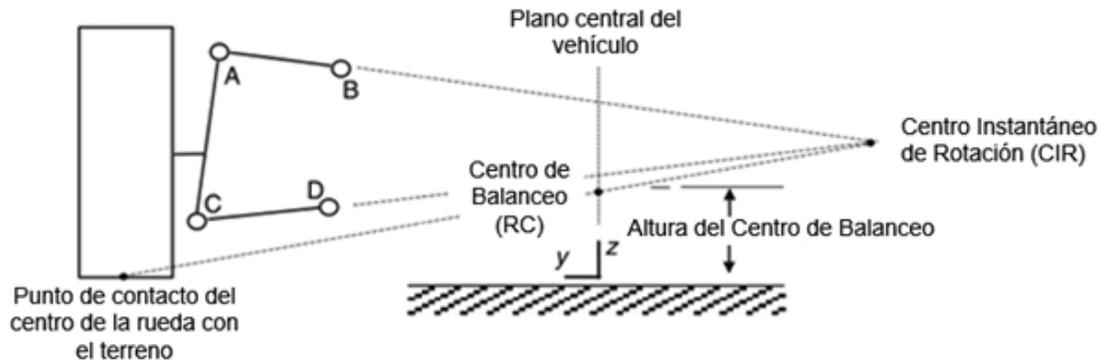
6.1.3 Centro instantáneo de rotación

Caraguay C. y Caraguay S. (2015) afirman que “El centro instantáneo de rotación (CIR) es el punto instantáneo en el cual se mueve la rueda, es decir se puede evaluar la trayectoria de la rueda por la rotación que tiene en el centro instantáneo.” También, al ser un punto instantáneo,

éste se mueve en distintas posiciones durante el funcionamiento de la suspensión. Por lo tanto, es un parámetro fundamental a tener en cuenta para el diseño de la geometría del sistema.

Figura 13.

Centro instantáneo de rotación



Nota: Tomado de Arzola de la Peña, N.; Castro-Torres, C. A. (2019) Análisis del comportamiento dinámico de una suspensión de vehículo independiente de doble horquilla. *Logos Ciencia & Tecnología*, vol. 11, núm. 2, pp. 10-33 Recuperado de: <https://www.redalyc.org/journal/5177/517764671002/html/>

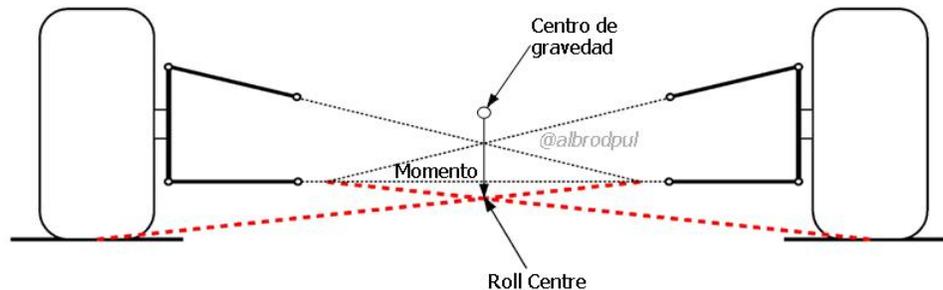
6.1.4 Centro de gravedad

Es el punto donde coinciden las fuerzas resultantes ocasionadas por el peso de los distintos elementos del vehículo, generalmente se busca que el centro de gravedad se posicione al centro del auto (Galdiano y Rodríguez, 2012). También, dependiendo de las especificaciones de funcionamiento del automóvil, se puede buscar tener el centro de gravedad lo más bajo posible, generando la mayor eficiencia del motor, o subir un poco el centro de gravedad, con el fin de

obtener mejores transferencias del peso a las bandas laterales especialmente en curvas muy cerradas y frenadas bruscas.

Figura 14.

Centro de gravedad



Nota: Tomado de Abrodpulf (2014) *Análisis técnico roll center centro de balance* Recuperado de: <https://albrodpulf1.wordpress.com/2014/09/11/analisis-tecnico-roll-center-centro-de-balanceo/>

6.2 Dimensionamiento del sistema de suspensión delantero

Para el dimensionamiento del sistema de suspensión delantero se realizaron una serie de iteraciones con geometrías diferentes donde se buscaba que la altura del chasis con respecto al suelo cumpliera con las condiciones propuestas en las especificaciones técnicas de diseño. Además, se seleccionaron algunos elementos que hacían parte del tren delantero con el fin de cumplir con los requerimientos de diseño.

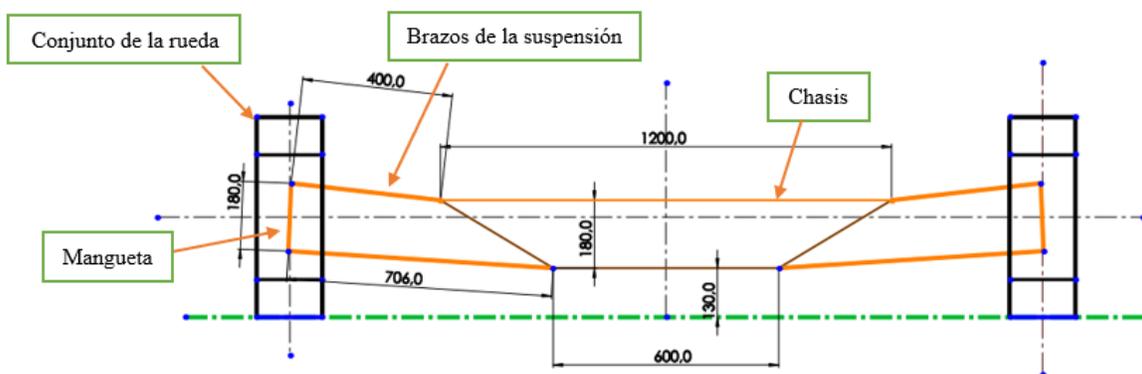
6.2.1 Geometría de la suspensión delantera

Utilizando las especificaciones técnicas de diseño estipuladas en el apartado 5.1 se plantearon diferentes geometrías, donde los parámetros de diseño más importantes a tener en cuenta fueron, el centro instantáneo de rotación (CIR), el centro de balanceo (CB) y la variación del camber.

Entre las geometrías que se probaron se seleccionó la siguiente:

Figura 15.

Geometría del tren delantero



Nota: Sistema de suspensión delantero

Debido al chasis ideado, los brazos inferiores de la suspensión serán más largos que los superiores, buscando un centro de balanceo más cercano al centro de gravedad. Además, teniendo en cuenta la mínima y máxima distancia del chasis al suelo, se calculó la variación del camber y se obtuvo que, el valor de este ángulo oscila entre $3,2^\circ$ en el rebote de la rueda, $2,3^\circ$ en la instancia de reposo y $1,9^\circ$ en la etapa de compresión máxima de la rueda, obteniendo una variación del camber de apenas $1,3^\circ$ siendo este valor considerado como un camber negativo, puesto que, como

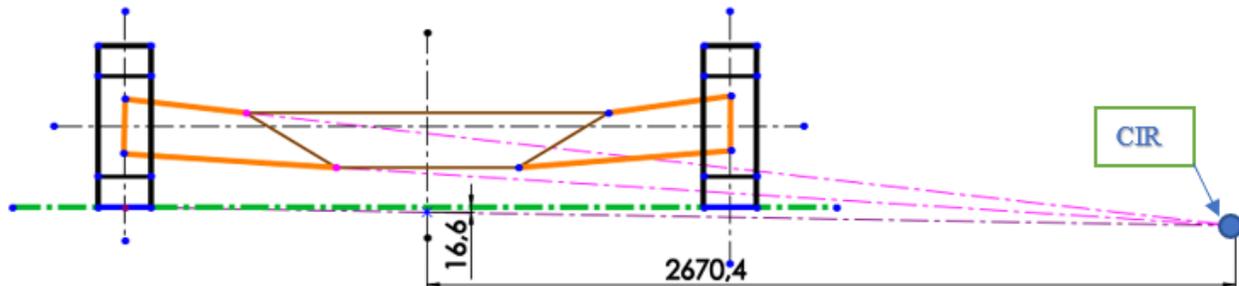
se ve en la inclinación de la mangueta, la rueda se inclina hacia el chasis, buscando un mejor agarre y menor desgaste en las curvas (Ver Apéndice A).

Utilizando como referencia el libro *The Automotive chassis: Engineering Principles second edition*, en el cual se plasman los resultados de pruebas realizadas a un vehículo marca Honda (P. 189), donde se evidencia que la variación del camber máxima es de 5° , se admite la variación del camber obtenida con la geometría propuesta.

También, se calculó el centro instantáneo de rotación y el centro de balanceo, para corroborar que éste sea cercano al centro de gravedad.

Figura 16.

Centro instantáneo de rotación



Nota: Centro instantáneo de rotación (CIR): **2670,4 [mm]**

➤ Distancia desde la base del chasis al centro de gravedad (Y)

$$Y = 0,43 [m]$$

➤ Centro de gravedad en dirección transversal del vehículo(X)

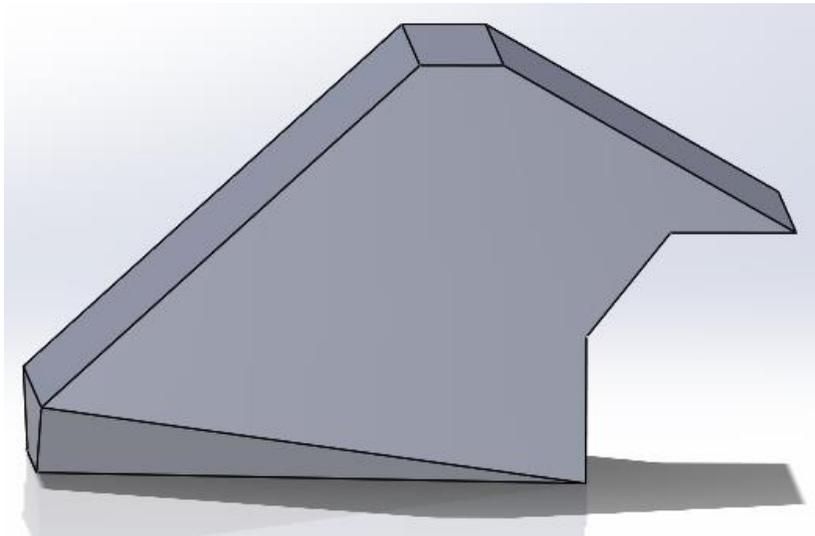
$$X = 0,6 [m]$$

➤ Centro de gravedad en dirección longitudinal del vehículo(Z)

$$Z = 0,86 [m]$$

Figura 18.

Geometría utilizada para hallar el centro de gravedad



Nota: Geometría del vehículo realizada para hallar el centro de gravedad del mismo.

Figura 19.

Centro de gravedad y momentos de inercia calculados por el Software SolidWorks

Propiedades de masa de Centor de gravedadd		
Configuración: Predeterminado		
Sistema de coordenadas: -- predeterminado --		
Masa (reemplazada por el usuario) = 700.00 kilogramos		
Volumen = 1.20 metros cúbicos		
Área de superficie = 7.42 metros cuadrados		
Centro de masa: (metros)		
X = 0.60		
Y = -0.07		
Z = -0.04		
Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (kilogramos * metros cúbicos)		
Medido desde el centro de masa.		
lx = (0.00, 0.43, 0.90)	Px = 115.79	
ly = (1.00, 0.00, 0.00)	Py = 141.39	
lz = (0.00, 0.90, -0.43)	Pz = 189.25	
Momentos de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)		
Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas		
Lxx = 141.39	Lxy = 0.00	Lxz = 0.00
Lyx = 0.00	Lyy = 175.52	Lyz = 28.64
Lzx = 0.00	Lzy = 28.64	Lzz = 129.51
Momentos de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)		
Medido desde el sistema de coordenadas de salida.		
lxx = 145.80	lxy = -27.68	lxz = -18.57
lyx = -27.68	lyy = 428.89	lyz = 30.68
lzx = -18.57	lzy = 30.68	lzz = 384.56

Nota: En la figura se observa el centro de gravedad y los momentos de inercia de la geometría y distribución de masas establecida.

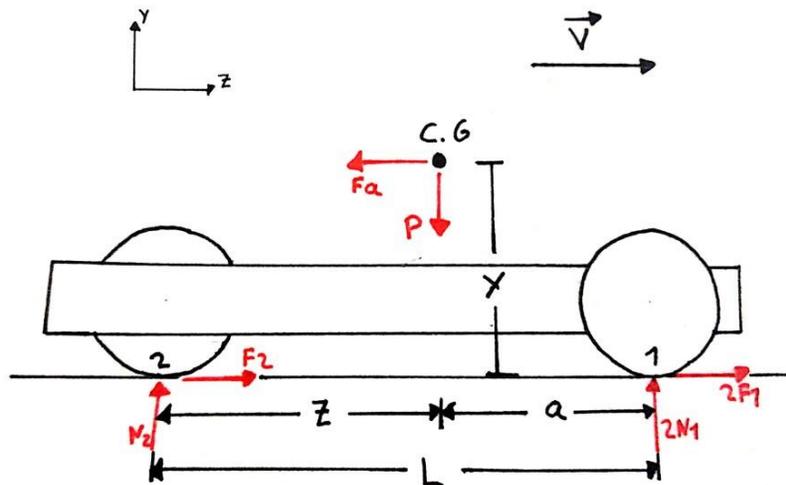
Además, se hallaron los momentos de inercia para la geometría descrita, los cuales serán de suma importancia en la simulación del modelo vibratorio y análisis del funcionamiento del sistema de suspensión.

6.2.2.1 Transferencia de carga longitudinal en aceleración. Según Galdiano. A y Rodríguez. J (2012) el instante en el que un vehículo acelera, se produce un momento que genera

una carga sobre el tren trasero, y alivia la carga del tren delantero. Esta condición es de suma importancia para analizar las cargas que soportará la suspensión trasera, dado que, para el caso presente la tracción se da en el tren trasero. El cálculo de estas cargas se realizará en el instante de movimiento inminente, se asumirá que la pista es recta, sin inclinación en condición de rodadura pura.

Figura 20.

Transferencia de carga longitudinal en aceleración



Nota: La imagen muestra la distribución de cargas del vehículo en vista lateral en el instante de aceleración.

N_2 : Transferencia de carga en la rueda trasera

N_1 : Transferencia de carga en cada rueda delantera

P : Peso total del vehículo

F_a : Fuerza debida a la aceleración

Y: Altura del centro de gravedad al suelo

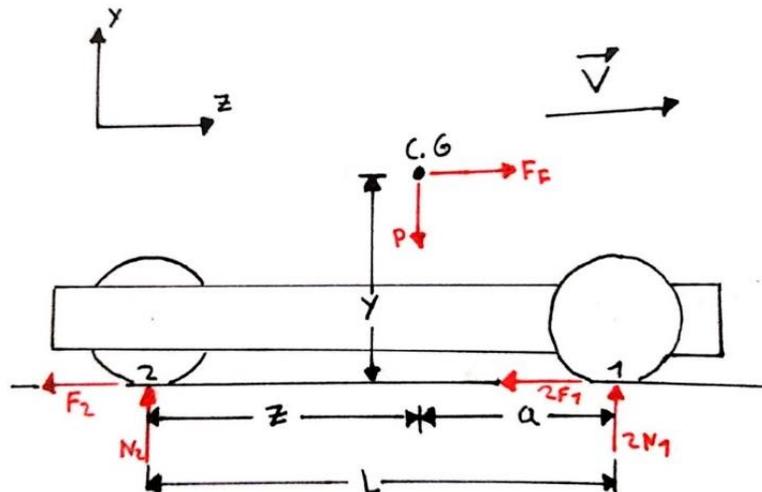
Z: Distancia del centro de gravedad medido desde el punto de contacto de la rueda trasera al suelo

L = Distancia entre ejes

Utilizando las ecuaciones obtenidas a partir de la **figura 20**, se halló la transferencia de carga longitudinal en aceleración tanto en la rueda trasera como en las delanteras, para observar cómo se realizó el cálculo ver Apéndice B.

$$N_1 = 1401,72 [N] , N_2 = 4064,95 [N]$$

6.2.2.2 Transferencia de carga longitudinal en frenado. Así como en el instante de aceleración se da una transferencia de carga al tren trasero, el frenado ocasiona una transferencia de carga al tren delantero. Por lo tanto, para un óptimo diseño y desarrollo del sistema de suspensión, se calcularon las cargas que soportan tanto la rueda trasera, como las delanteras durante el frenado. Las cargas en frenado se calcularon en el instante de frenado, partiendo de una velocidad constante. Para el cálculo de estas cargas se asumirá que la pista es recta, sin inclinación en condición de rodadura pura.

Figura 21.*Transferencia de carga longitudinal en frenado*

Nota: La imagen muestra la distribución de cargas del vehículo en vista lateral en el instante de frenado.

N_2 : Transferencia de carga en la rueda trasera

N_1 : Transferencia de carga en cada rueda delantera

P : Peso total del vehículo

F_f : Fuerza debida a la aceleración de frenado

Y : Altura del centro de gravedad al suelo

Z : Distancia del centro de gravedad medido desde el punto de contacto de la rueda trasera al suelo

L = Distancia entre ejes

Del mismo modo que se realizó el cálculo de la transferencia de cargas en aceleración, se hizo para el frenado. Para la aceleración de frenado se utilizaron los datos del artículo

Determinación experimental de la distancia de frenado de un automóvil donde, según López et al. En este artículo se realizaron una serie de pruebas con 30 vehículos diferentes las cuales arrojaron como resultado que a una velocidad de 60 Km/h se necesitan en promedio 29,8 [m] de distancia para detener por completo el automóvil.

Figura 22.

Velocidad de vehículo Vs distancia de frenado

velocidad (km/h)	distancia (m)
100,0	50,0
80,0	41,6
60,0	29,8

Nota: Tomado de: Arredondo López, A.; Bermúdez Henao, J.; Prado Martínez, W. (s.f.)

Determinación experimental de la distancia de frenado de un automóvil Recuperado de: <https://revistas.ucp.edu.co/index.php/entrecienciaeingenieria/article/download/816/807/#:~:text=El%20m%C3%A9todo%20experimental%20consiste%20en,sobre%20una%20v%C3%ADa%20horizontal%20recta.>

Utilizando la referencia de la **figura 22** se calculó la aceleración de frenado y con esto la transferencia de cargas tanto en la rueda trasera, como las ruedas delanteras.

$$N_1 = 2184,45[N] , N_2 = 2499,49 [N]$$

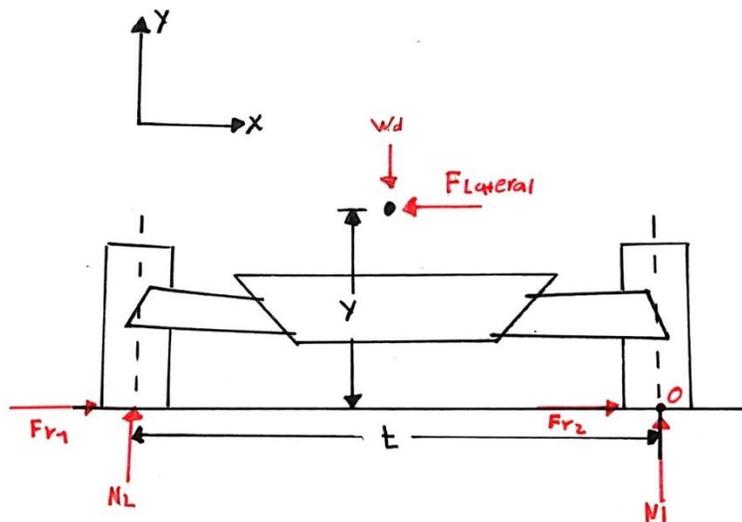
Para observar el procedimiento de los cálculos realizados ver Apéndice B.

6.2.2.3 Transferencia de carga lateral. Cuando el vehículo atraviesa una curva, parte de la carga del lado interno del automóvil que atraviesa la curvatura, se transfiere al lado externo.

Dado que la carga siempre se dará en una de las ruedas del eje delantero, es de suma importancia realizar estos cálculos, para el correcto diseño del sistema de suspensión delantero. Para el cálculo de la carga en la rueda exterior se asume una total adherencia de los neumáticos al suelo a una velocidad constante. Es importante recalcar que en este apartado únicamente se busca calcular la transferencia de cargas en una curva con el fin de evaluar la resistencia de los brazos de la suspensión por medio del método de elementos finitos (MEF) utilizando el Software ANSYS.

Figura 23.

Transferencia de carga lateral



Nota: La imagen muestra la distribución de cargas del vehículo en vista frontal al momento de realizar una curva.

Donde:

W_d = Peso del tren delantero

N_L = Carga en la rueda exterior

$N_I =$ Carga en la rueda interior

$F_{Lateral} =$ Fuerza centrífuga

$t =$ Distancia entre ruedas

$Y =$ Altura del centro de gravedad medida desde el suelo

$F_{r1} =$ Fuerza de fricción de la rueda exterior

$F_{r2} =$ Fuerza de fricción de la rueda interior

Con base en la **figura 23** y los parámetros dados en las especificaciones técnicas de diseño se calculó la transferencia de carga que se dará en la rueda exterior cuando el vehículo se encuentre en una curva, para esto se tomó una situación extrema en la cual, el vehículo lleve una velocidad superior a la recomendada para las dimensiones de la curva siendo estas condiciones las siguientes: velocidad del vehículo de 50 [km/h], radio de la curva de 50 [m] y un peralte de 0% (Ver Apéndice B)

$$N_L = 1909,65[N] \text{ y } N_I = 1180,5 [N]$$

6.2.2.4 Aceleración lateral. Cuando el vehículo pasa por una curva, además de la transferencia de cargas que se da por la fuerza centrífuga, se genera una fuerza lateral en cada una de las ruedas del vehículo, las cuales no permiten que el automóvil salga de la curvatura, por lo tanto, es necesario hallar estos datos con el fin de realizar el correcto análisis estructural del sistema de suspensión. Para este caso se asumieron las mismas condiciones del apartado 6.2.2.3.

La fuerza lateral en cada rueda, corresponde a la fuerza de fricción que no permite al vehículo derrapar, utilizando el coeficiente de fricción entre la rueda y el suelo obtenido en el Apéndice B se hallan las fuerzas laterales.

$$F_{r1} = 750,87 [N], \quad F_{r2} = 464,17 [N], \quad F_{r3} = 1485,62 [N]$$

F_{r1} = Fuerza de fricción de la rueda exterior

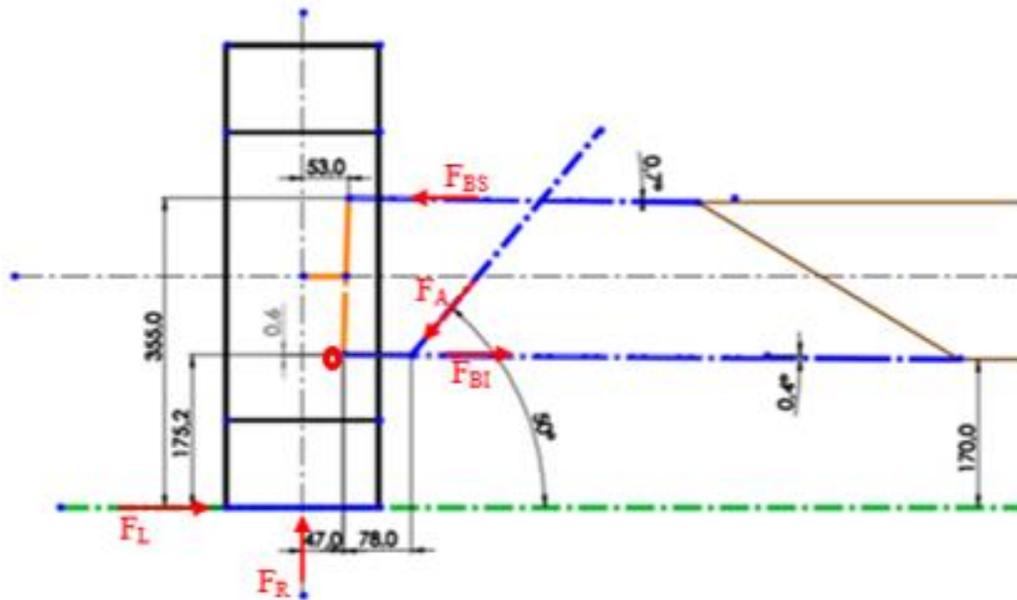
F_{r2} = Fuerza de fricción de la rueda interior

F_{r3} = Fuerza de fricción de la rueda trasera

6.2.2.5 Distribución de fuerzas en los brazos de la suspensión delantera. Para realizar el análisis de las fuerzas en la suspensión delantera, se propone un caso crítico, en el cual se busca estudiar específicamente las cargas que soportan los brazos de la suspensión. El caso definido se da en condiciones de frenado durante una curva de radio 50 [m] a una velocidad 50 [Km/h], peralte del 0% y una condición de rodadura pura. Por lo tanto, se tendrán en cuenta las cargas por transferencia de carga longitudinal en frenado, transferencia de carga lateral y la fuerza lateral en las ruedas, además en cuanto a la geometría, se realizará para el momento de máxima compresión de la rueda, es decir, cuando el chasis se encuentra a 170 mm sobre el suelo.

Figura 24.

Distribución de cargas en los brazos de la suspensión delantera en un caso crítico



Nota: En la figura se muestran las cargas que soporta el sistema de suspensión delantero durante el caso especificado.

Donde:

F_R : Fuerza de la rueda

F_A : Fuerza en el amortiguador

F_L : Fuerza lateral

F_{BS} : Fuerza en el brazo superior de la suspensión

F_{BI} : Fuerza en el brazo inferior de la suspensión

Con esto, asumiendo los brazos de la suspensión como miembro de dos fuerzas, se realizaron los cálculos pertinentes y se obtiene qué (Ver Apéndice C):

$$F_{BS} = 3198,721 \text{ [N]}, F_{BI} = 7170,404 \text{ [N]}, F_A = 7343,087 \text{ [N]}$$

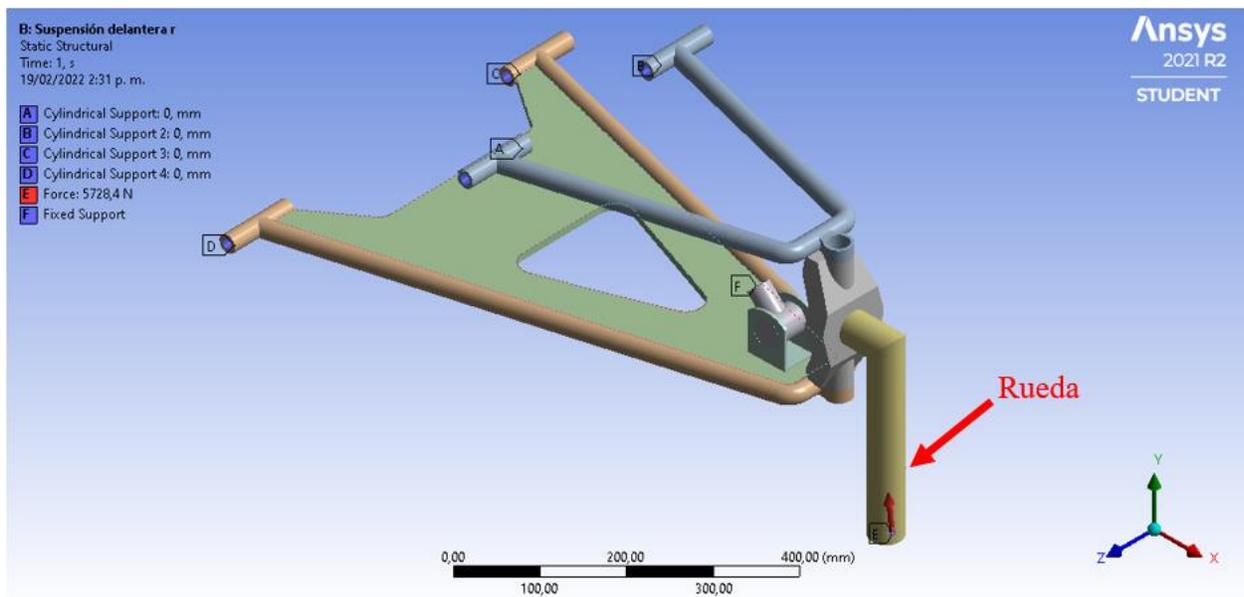
Teniendo en cuenta que en esta instancia las fuerzas F_{BS} y F_{BI} se dividen en los dos brazos superiores de la suspensión y los dos brazos inferiores de esta misma respectivamente.

6.2.3 Comprobación de cargas en los brazos del sistema de suspensión delantero

Dada la geometría de la suspensión delantera es necesario comprobar las cargas halladas, buscando una mayor precisión en el cálculo realizado, para esto se utiliza el Software ANSYS.

Figura 25.

Condición de cargas iniciales



Nota: En la imagen se observa la ubicación de la carga (5728,4 [N]) que compone la fuerza lateral y la fuerza normal que ejerce el suelo sobre la rueda, para simular la rueda se utiliza el eje señalado en la imagen.

Utilizando el Software Ansys, se obtuvo que las cargas que soporta la suspensión son (Ver Apéndice D):

$$F_{BS} = 1400,8, F_{BI} = 4070,1[N], F_A = 8048,9[N]$$

Donde las fuerzas F_{BS} y F_{BI} son equivalentes a las cargas que soportan cada uno de los brazos superiores e inferiores de la suspensión.

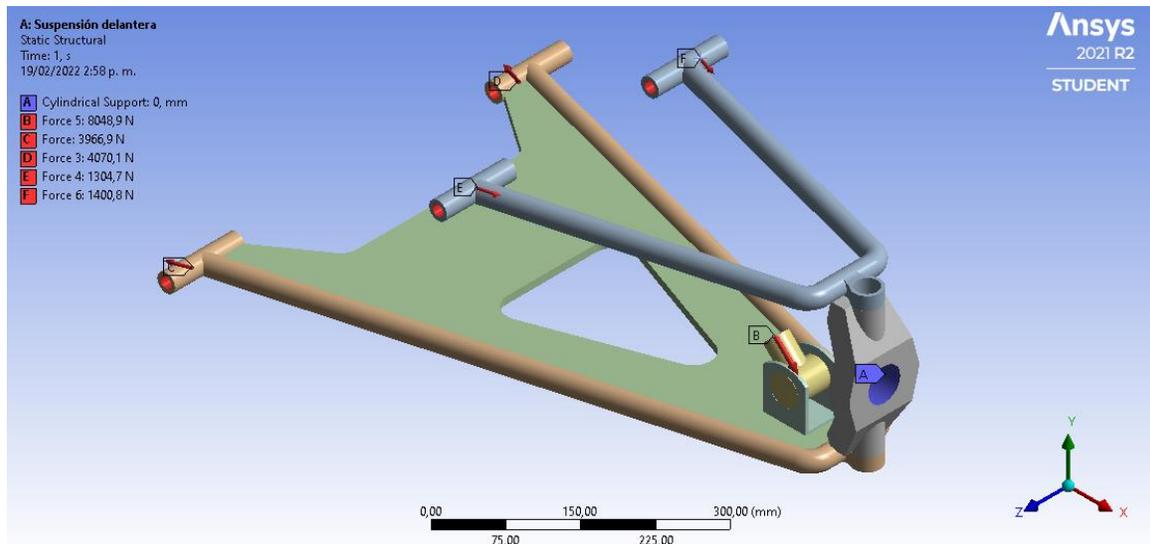
La comprobación evidencia que la aproximación utilizada para el cálculo de las cargas difiere un poco de los resultados obtenidos con ANSYS, lo cual se debe a las consideraciones tomadas al calcular las fuerzas manualmente, por ejemplo, que los brazos de la suspensión fueron considerados como miembros de dos fuerzas. Por lo tanto, para el análisis estructural que se realizará en la suspensión delantera, se utilizarán los valores calculados con el Software ANSYS, teniendo en cuenta que este también posee un margen de error, debido a la sensibilidad de la malla.

6.2.4 Análisis estructural de la suspensión delantera

Con base en la geometría seleccionada y las fuerzas calculadas, se procede a realizar un análisis estructural al sistema de suspensión por el método de elementos finitos, utilizando el software ANSYS, dónde se corrobora que la suspensión soporta las cargas a las cuales se vería sometida en un caso crítico, como el propuesto en el numeral 6.2.2.5.

Figura 26.

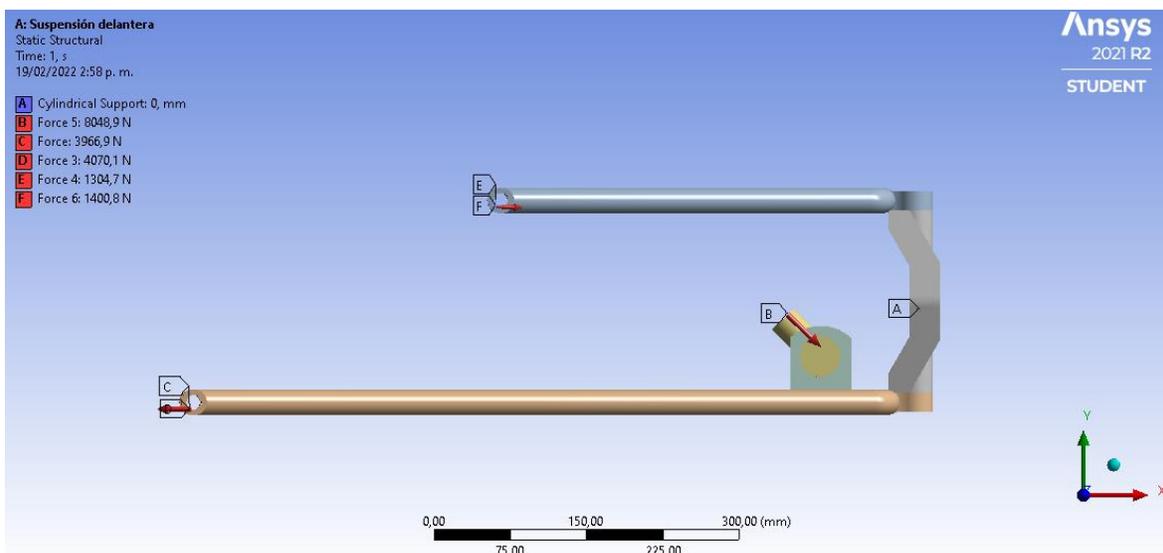
Vista isométrica del sistema de suspensión delantero



Nota: Vista isométrica del sistema de suspensión delantero con ubicación de cargas en los puntos B, C, D, F, y empotramiento en el punto A.

Figura 27.

Vista frontal del sistema de suspensión delantero



Nota: Vista frontal del sistema de suspensión delantero con ubicación de cargas

Para realizar el análisis estructural de la pieza se seleccionó como material Acero 4140 de baja aleación al cromo molibdeno, con un procesado y acabado, temple y revenido, el cual tiene las siguientes propiedades Mecánicas mínimas estimadas según SAE J1397.

Figura 28.

Propiedades Mecánicas mínimas estimadas SAE J1397

Tipo de proceso y acabado	Resistencia a la tracción		Límite de Fluencia		Alarga/ en 2" (%)	Reducción de área (%)	Dureza (HB)	Relación de maquinabilidad ¹²¹² EF =100%
	MPa	PSI	MPa	PSI				
Caliente y maquinado	614	89000	427	62000	26	57	187	70
Estirado en frío	703	102000	620	90000	18	50	223	
Templado y revenido*	1172	170000	1096	159000	16	50	341	-

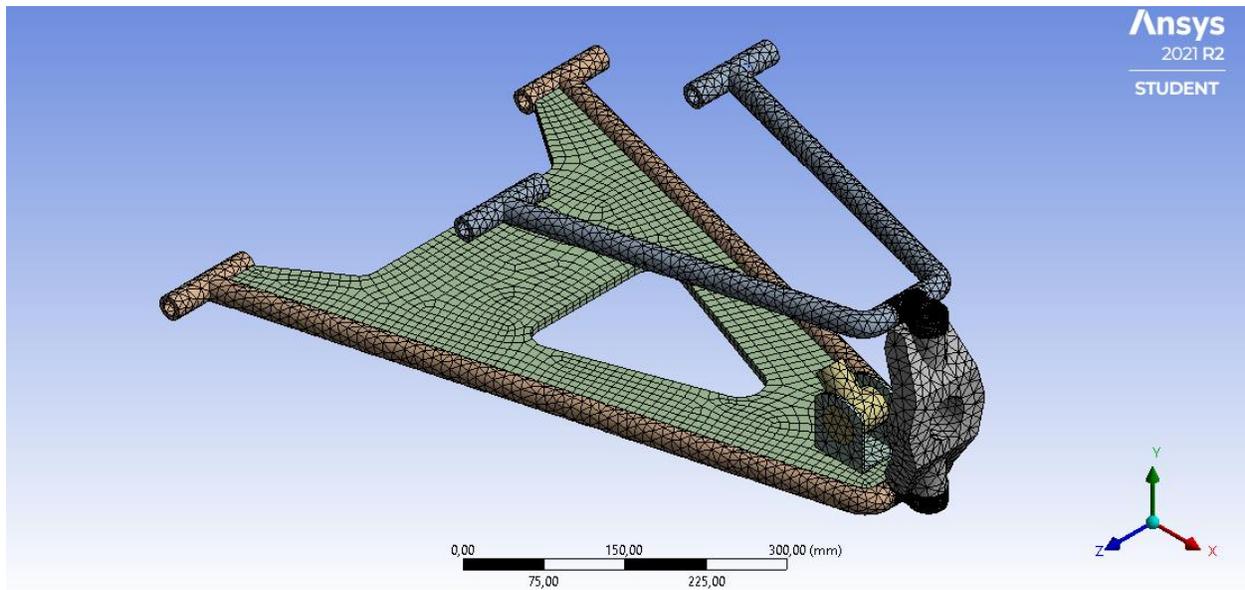
Nota: Tomado de: Ferrocortes (s.f.) *Acero 4140* Recuperado de: <https://www.ferrocortes.com.co/acero-4140/>

También, tiene una densidad $\rho = 7850 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$, un módulo de Young $E = 2,125 \cdot 10^5 [Mpa]$ y un coeficiente de poisson $\nu = 0,29$.

Posterior a esto, se realizó el mallado de la pieza con una resolución de 7, con la cual se obtiene la mayor cantidad de elementos que se pueden calcular para la geometría especificada, debido a las restricciones del Software ANSYS student. Dado que la pieza no posee una geometría complicada, no fue necesario realizar una malla especial. Sin embargo, se refinó la malla para los puntos en los cuales se conecta la mangueta con los brazos de la suspensión, los cuales son considerados como los puntos críticos del sistema perteneciente al tren delantero.

Figura 29.

Vista isométrica del mallado de la suspensión delantera

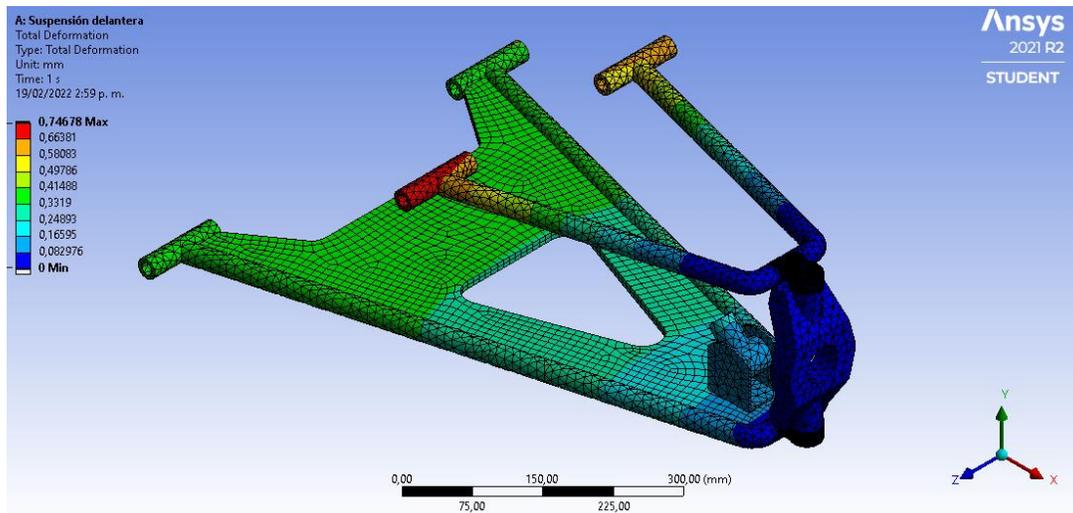


Nota: En la imagen se muestra la figura en una vista isométrica, con su respectivo mallado de resolución 7, con refinado en los puntos críticos.

Por último, solucionando en ANSYS se obtienen los siguientes resultados.

Figura 30.

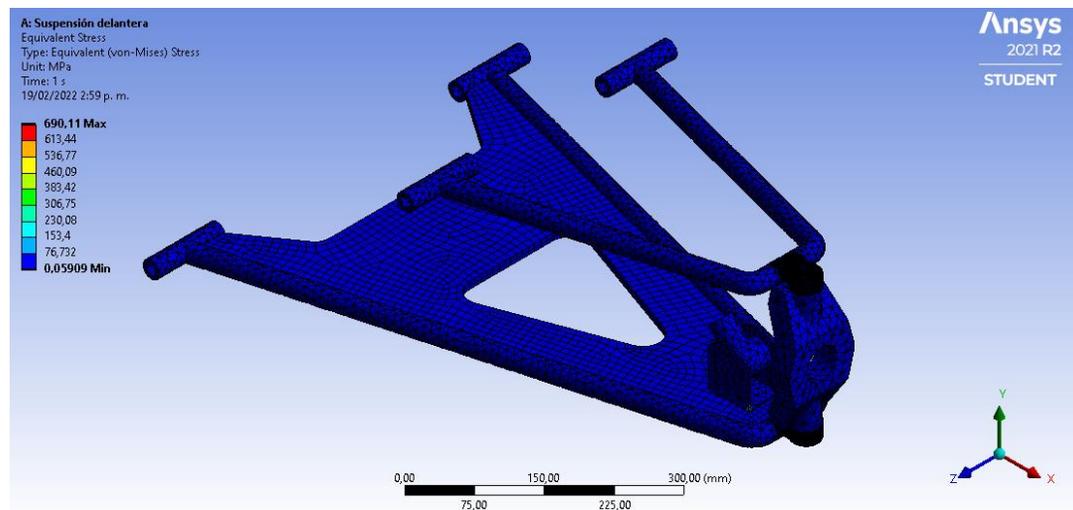
Desplazamiento máximo del sistema de suspensión delantero



Nota: Desplazamiento máximo del sistema de suspensión delantero en milímetros, la cual tiene un valor de **0,74678** [mm].

Figura 31.

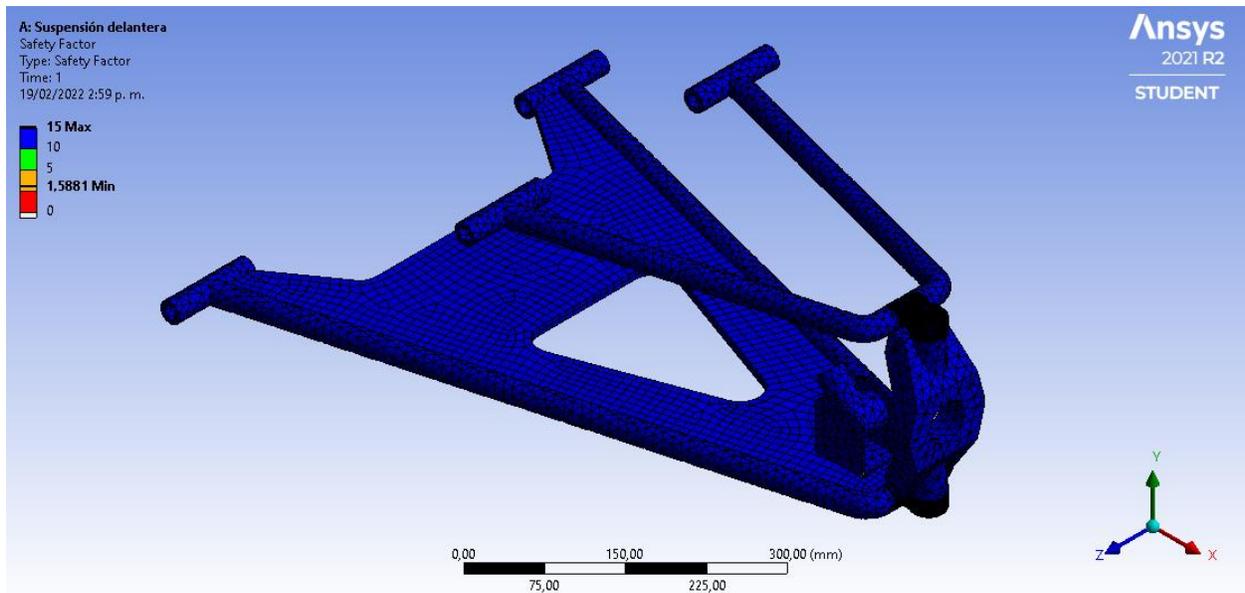
Esfuerzo máximo del sistema de suspensión delantero



Nota: Esfuerzo máximo del sistema de suspensión delantero en Mpa, el cual tiene un valor de **690,11** [Mpa].

Figura 32.

Factor de seguridad mínimo del sistema de suspensión delantero



Nota: Factor de seguridad mínimo del sistema de suspensión igual a **1,5881**

Con estos resultados se obtiene un factor de seguridad superior a 1, por lo cual se concluye que el diseño del conjunto de los brazos del sistema de suspensión delantero es seguro para las condiciones establecidas.

6.2.5 Análisis de sensibilidad de la malla en la suspensión delantera

Con la intención de validar los resultados presentados con anterioridad, se hace necesario realizar un análisis de independencia de malla, en el cual se verifica si los resultados obtenidos son la solución real o simplemente se tiene una solución singular ocasionada por el tipo de malla y/o la cantidad de elementos considerados en el análisis. Por ende, se procede a realizar la siguiente comprobación, se tomará como referencia un punto en el sistema y se realizará el análisis de

desplazamiento variando la cantidad de elementos presentes en la malla, esperando que el comportamiento en el sistema sea convergente, es decir, a medida que se refina la malla el desplazamiento del punto seleccionado dejará de cambiar, o en su defecto el cambio tenderá a no ser perceptible.

Figura 33.

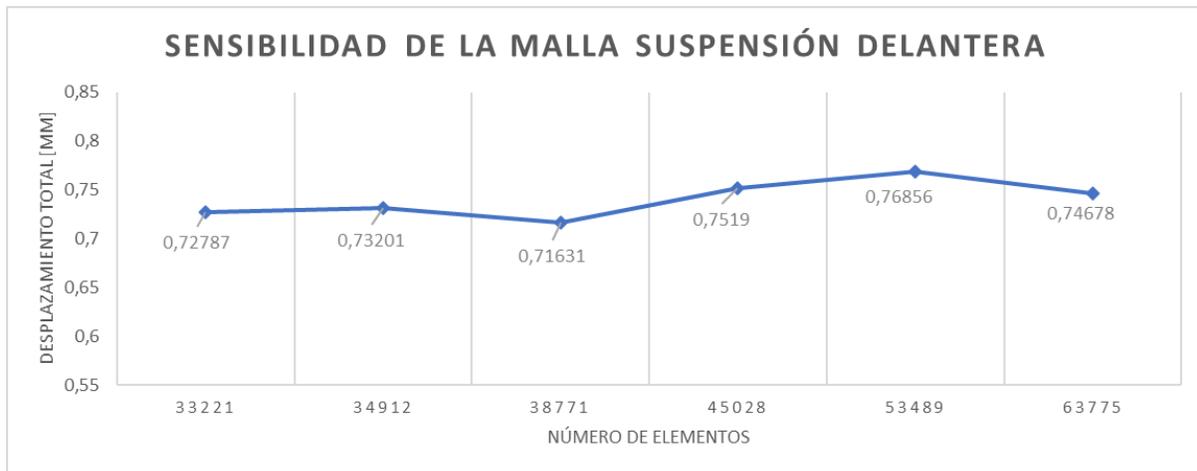
Sensibilidad del mallado

Sensibilidad del mallado	
Desplazamiento total [mm]	Número de elementos
0,72787	33221
0,73201	34912
0,71631	38771
0,7519	45028
0,76856	53489
0,74678	63775

Nota: En la tabla se muestran los desplazamientos máximos totales en la suspensión delantera dependiendo del número de elementos analizados.

Figura 34.

Desplazamiento total Vs Número de elementos



Nota: En la figura se representan los desplazamientos totales vs el número de elementos con el fin de analizar la sensibilidad de la malla.

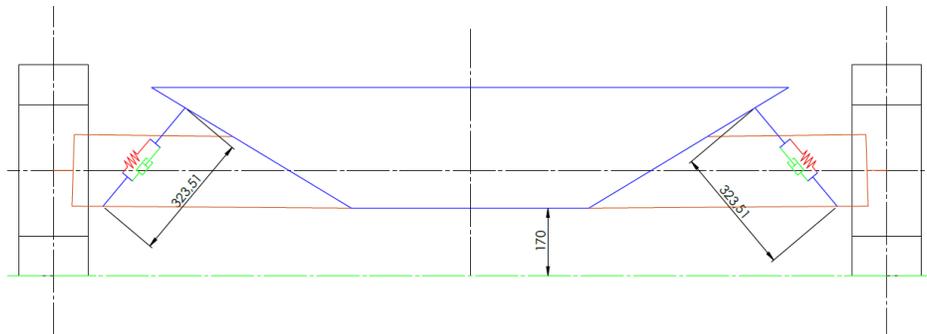
Con base en el gráfico obtenido se evidencia que los valores de desplazamiento presentan variaciones que se encuentran en el orden aproximado de 0.02 [mm], valor que no es relevante para considerar que los resultados obtenidos sean simplemente consecuencia de la cantidad de elementos en el mallado.

6.2.6 Prediseño del sistema resorte-amortiguador de la suspensión delantera

En este apartado se hallará un valor inicial para la rigidez del muelle de la suspensión delantera, suponiendo un amortiguamiento igual a cero. Teniendo en cuenta la geometría planteada se opta por medir la diferencia de longitudes del sistema amortiguador resorte, en cada una de las posiciones planteadas, las cuales corresponden a diferentes alturas del chasis con respecto al suelo de la siguiente forma:

Figura 35.

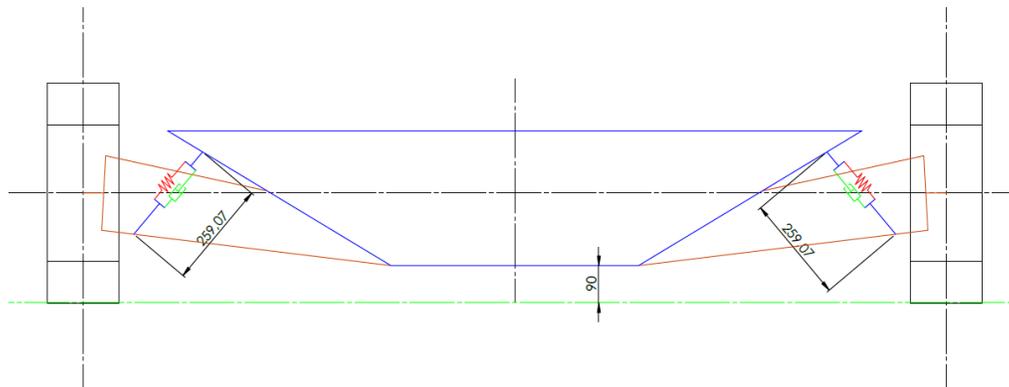
Posición máxima de elevación del vehículo



Nota: La imagen muestra la posición de máxima elevación del vehículo (170 mm).

Figura 36.

Posición de menor altura del vehículo



Nota: La imagen muestra la posición de menor altura del vehículo (90 mm).

Haciendo uso de las medidas obtenidas con el análisis geométrico anterior es posible determinar la carrera óptima del sistema amortiguador-resorte, la cual se usará como parámetro de preselección.

$$\text{Carrera} = 323.51 - 259.07$$

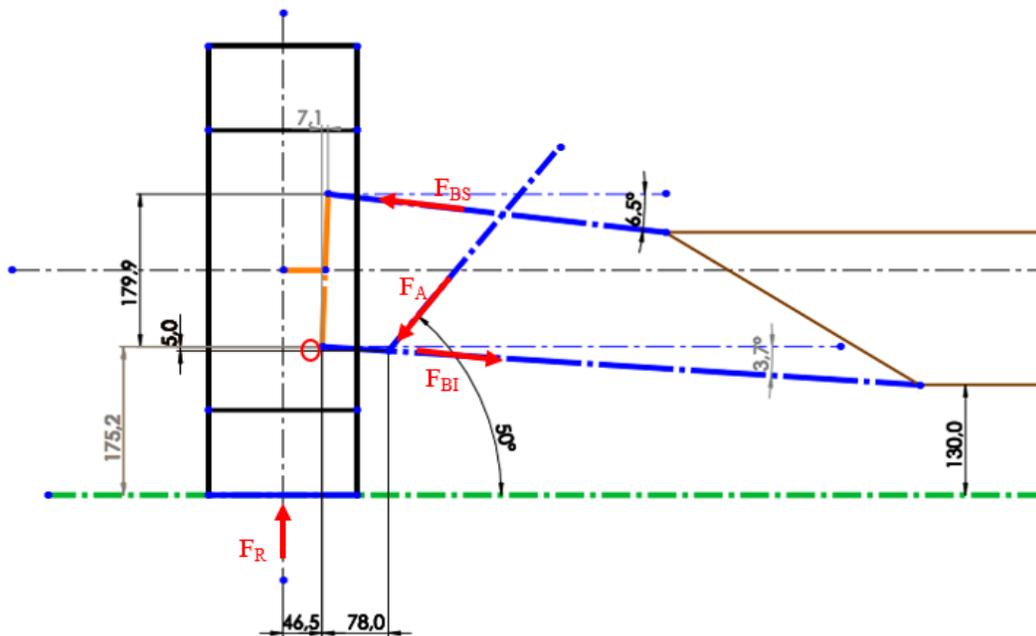
$$\text{Carrera} = 64.44 \text{ [mm]}$$

Posteriormente se deduce la fuerza que soportaría el conjunto muelle-amortiguador cuando el vehículo mantiene una velocidad constante en una pista recta, sin inclinación que permite rodadura pura con una constante de amortiguamiento igual a 0. Para esto se calcula la carga que resiste cada rueda del tren delantero, teniendo en cuenta que estas soportan el 45% de la carga total del vehículo, dicho de otro modo, cada rueda soporta un 22,5% de la carga total del vehículo:

$$N = \frac{22,5 \cdot 700 \cdot 9,81}{100} = 1545,075 \text{ [N]}$$

Figura 37.

Distribución de cargas



Asumiendo los brazos de la suspensión como miembros de dos fuerzas, se obtiene una aproximación de la carga que soporta el conjunto muelle amortiguador en la condición de no amortiguamiento (Ver Apéndice D):

$$F_A = 1979,55 \text{ [N]}$$

A partir del cálculo realizado se halla la constante de rigidez del muelle, donde se asume una precarga del 5%:

$$k = \frac{F_A}{carrera} \cdot \eta_{pre}$$

Donde

$$k = \text{constante de rigidez del muelle} \left[\frac{N}{mm} \right]$$

$$\eta_{pre} = \text{precarga del muelle}$$

Esta constante corresponde a la rigidez máxima que podrán tener los resortes del sistema muelle amortiguador delantero y se utilizarán como parámetro inicial de selección de estos mismos. El valor de rigidez calculado para cada uno de los muelles delanteros es el siguiente:

$$k = \frac{1979,55}{64,44} \cdot 0,95$$

$$k = 29,1833 \left[\frac{N}{mm} \right]$$

6.3 Dimensionamiento del sistema de suspensión trasero

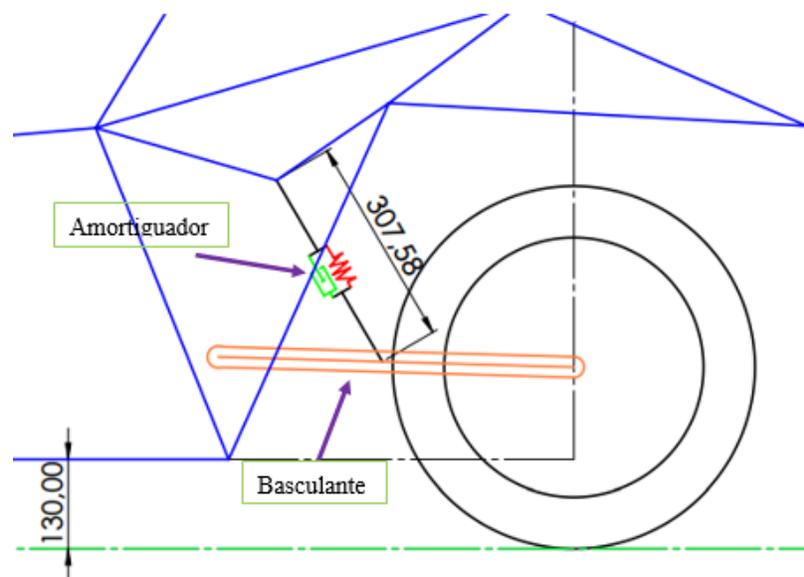
El sistema de suspensión trasero será diseñado como un sistema de suspensión Monoshock. Por ende, se idearon diferentes geometrías que cumplieran con los parámetros de diseño, hasta encontrar aquella que mejor adoptara estas especificaciones. Además, se seleccionaron ciertos elementos necesarios para los cálculos del sistema de suspensión.

6.3.1 Geometría de la suspensión trasera

La geometría del sistema de suspensión trasero, se ideó con la finalidad de cumplir las especificaciones de diseño, y buscando que las cargas soportadas por el sistema sean un poco menores, para esto se planteó un sistema de suspensión Monoshock con las siguientes dimensiones.

Figura 38.

Geometría del sistema de suspensión trasero



Nota: En la figura se muestran las dimensiones del basculante y la ubicación del conjunto muelle-amortiguador en el sistema de suspensión.

Donde:

F_R : Fuerza de la rueda

F_A : Fuerza del amortiguador

Con base en la **figura 38** se realizan los cálculos necesarios para hallar la fuerza en el amortiguador (Ver Apéndice F), donde se obtuvo como resultado:

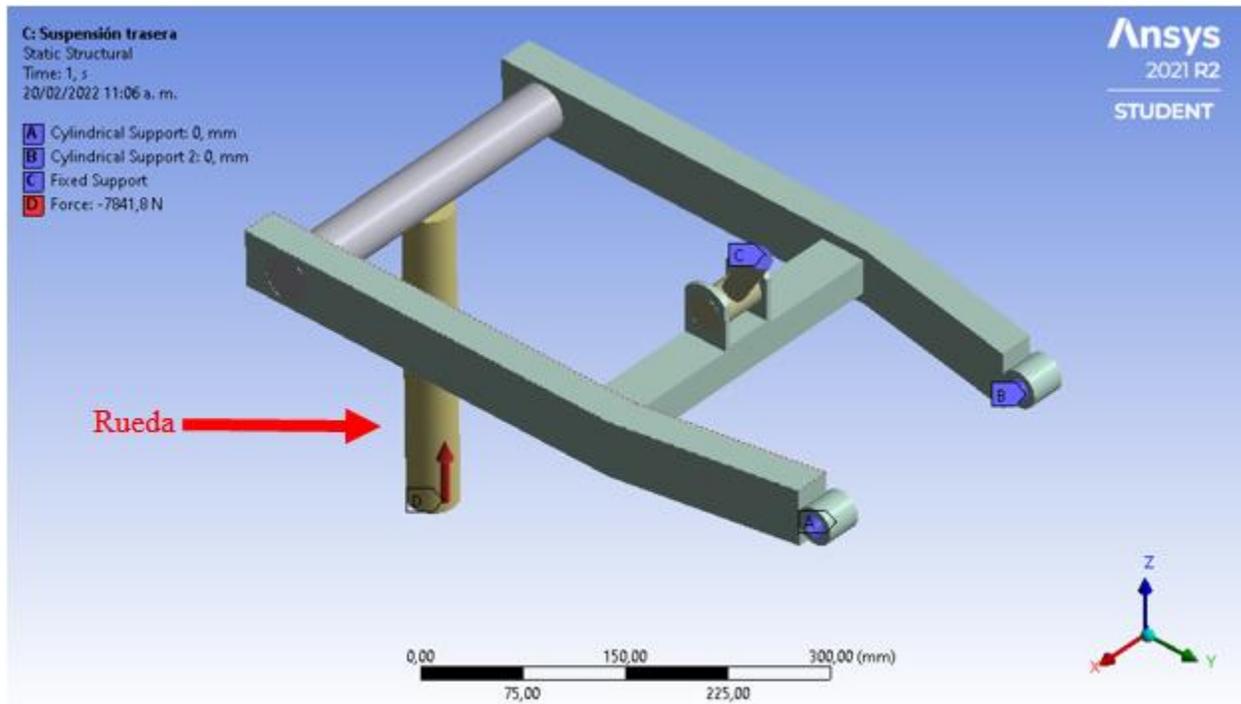
$$F_A = 19233,336 [N]$$

6.3.3 Comprobación de cargas en el basculante de la suspensión trasera

Dadas las consideraciones tomadas en el cálculo de las cargas del basculante de la suspensión trasera, es necesario realizar una comprobación de cargas utilizando el Software ANSYS, buscando una mayor precisión en el diseño de la suspensión.

Figura 40.

Condición de cargas iniciales



Nota: En la imagen se observa la ubicación de la carga que compone la fuerza normal que ejerce el suelo sobre la rueda (7841,8 [N]), para simular la rueda se utiliza el eje señalado en la imagen.

$$F_A = 19802 [N]$$

A partir de la comprobación realizada en ANSYS, se observa la diferencia que existe entre el cálculo realizado manualmente y los valores otorgados por el Software. Esto es debido a diferentes razones, como pueden ser las consideraciones tomadas al momento de realizar el cálculo o la sensibilidad de la malla, entre otras. Por lo cual, para el análisis estructural de la suspensión trasera, se utilizarán las cargas obtenidas a partir de ANSYS (Ver Apéndice F).

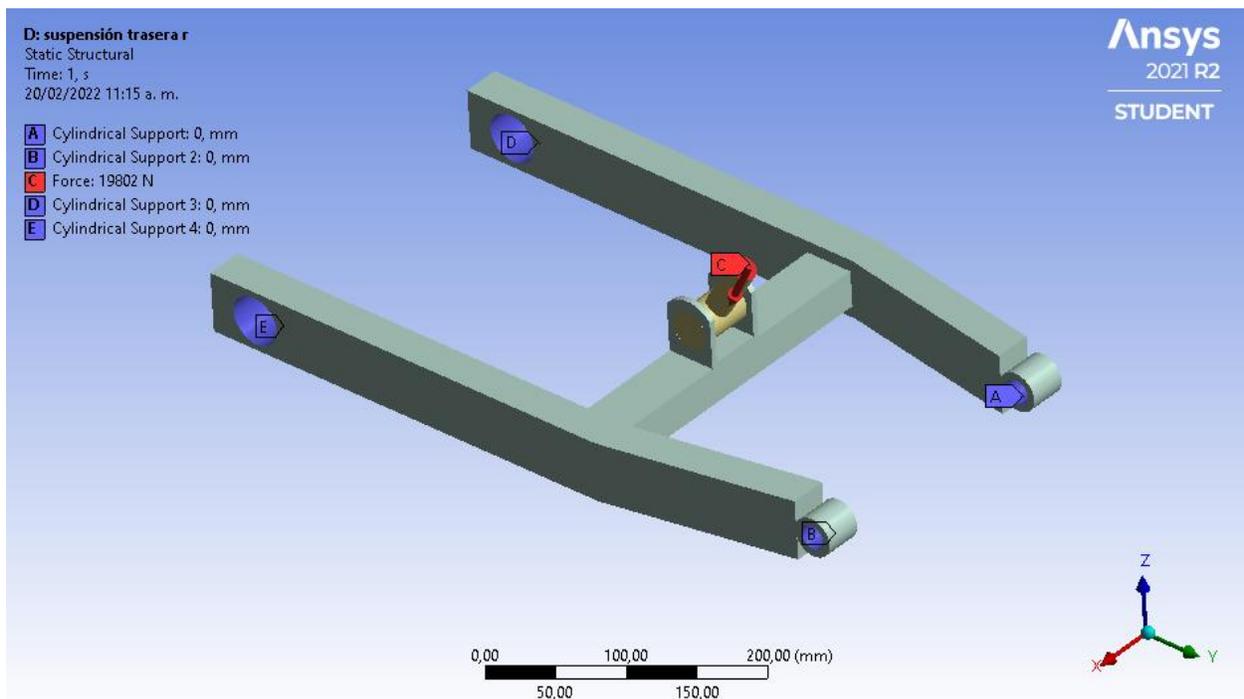
6.3.4 Análisis estructural de la suspensión trasera

Análogo al proceso de análisis estructural de la suspensión delantera, se realiza para el sistema de suspensión trasero utilizando el Software ANSYS. Para esta pieza se empleó el mismo material que en la suspensión delantera, siendo este un Acero 4140 de baja aleación al cromo molibdeno, con un procesado y acabado, temple y revenido.

Para el análisis de cargas que se realizará en este apartado se utilizó el caso crítico propuesto en el numeral 6.3.2.

Figura 41.

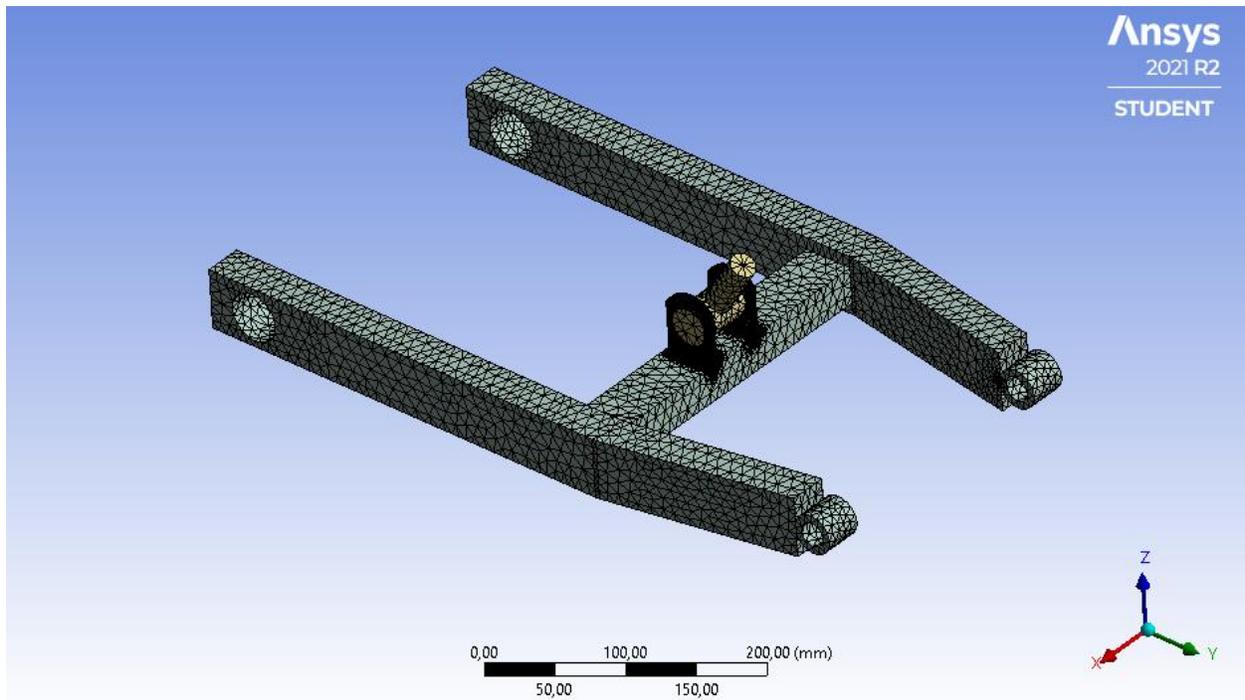
Vista del sistema de suspensión trasero



Nota: Vista del sistema de suspensión trasero con ubicación de carga en el punto C y empotramiento en los puntos A, B, D, E.

Figura 42.

Vista isométrica del mallado de la suspensión trasera

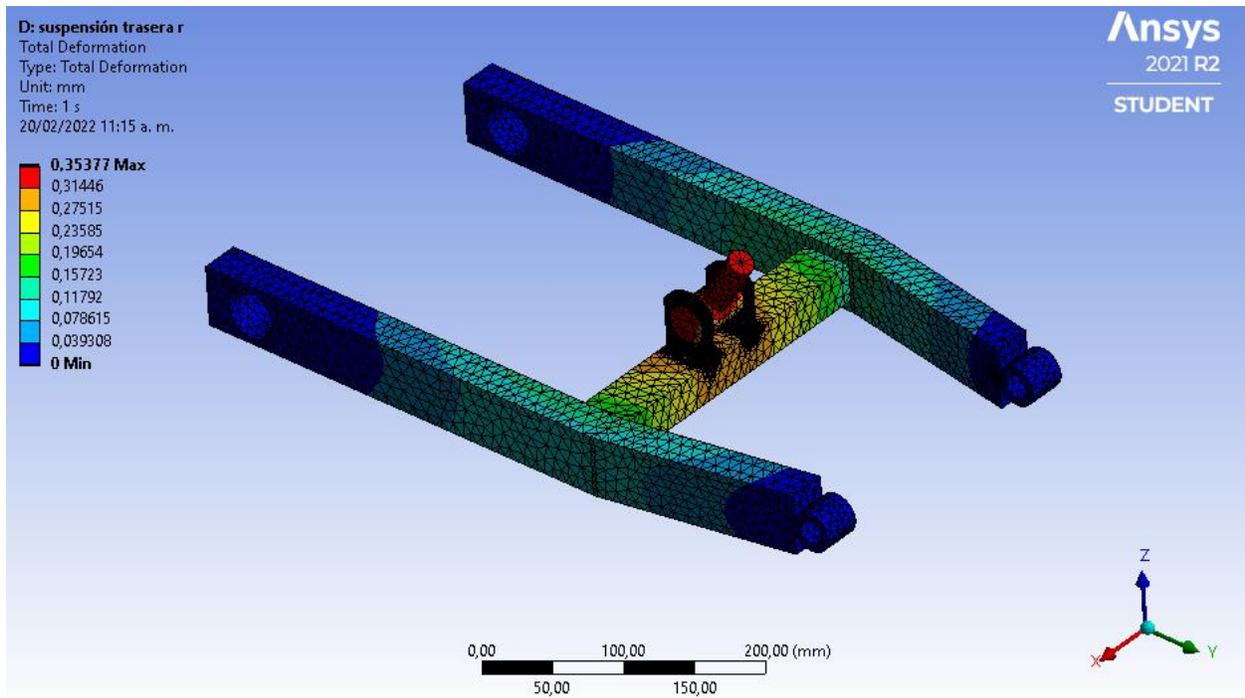


Nota: En la imagen se muestra el sistema de suspensión trasero con su respectivo mallado de resolución 7, con un refinamiento en los puntos críticos.

Por último, solucionando en ANSYS se obtienen los siguientes resultados.

Figura 43.

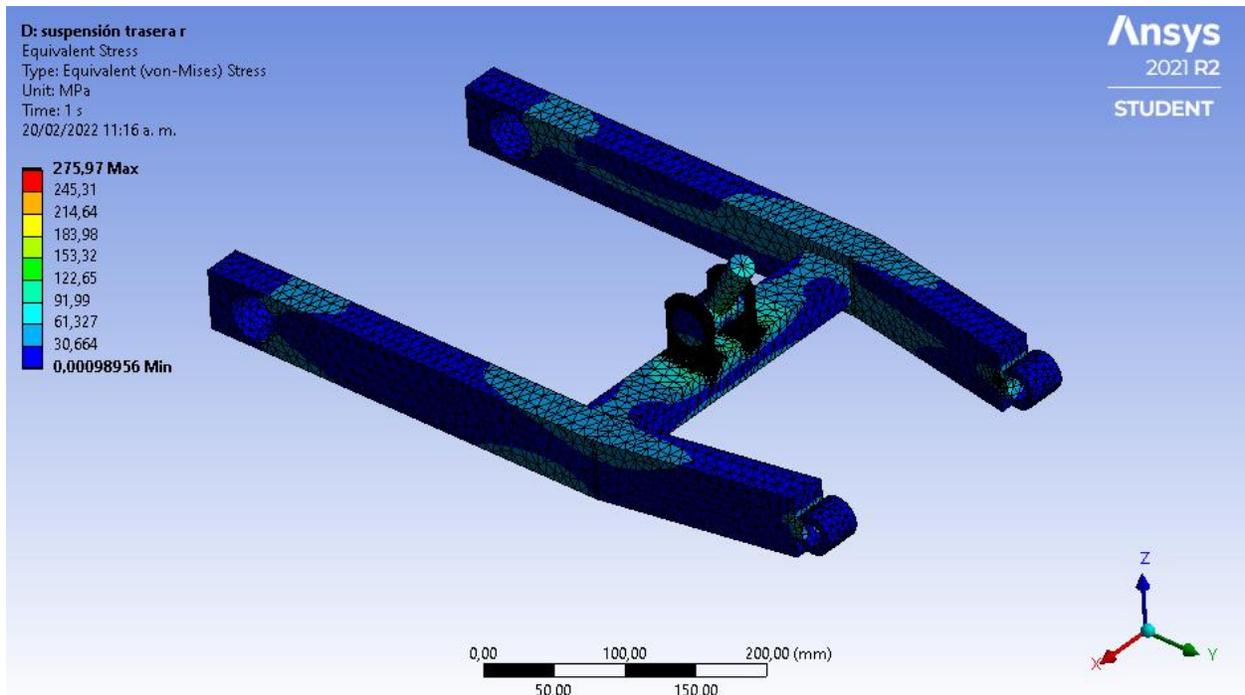
Desplazamiento máximo del sistema de suspensión trasero



Nota: Desplazamiento máxima del sistema de suspensión trasero en milímetros, la cual tiene un valor de **0,35377** [mm].

Figura 44.

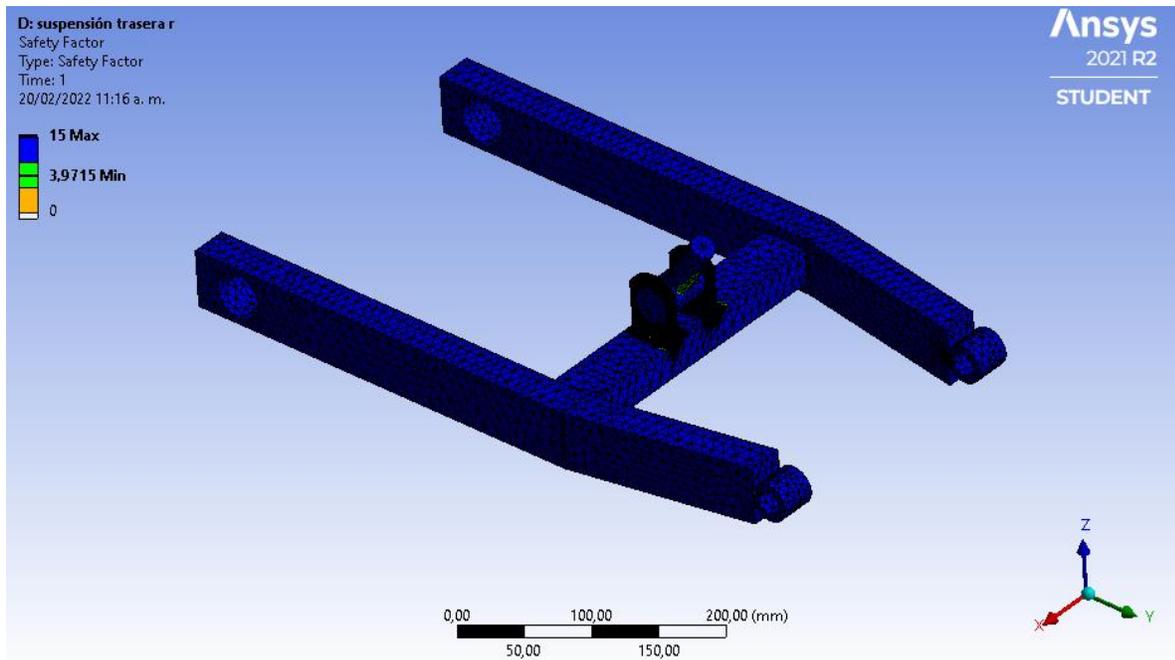
Esfuerzo máximo del sistema de suspensión trasero



Nota: Esfuerzo máximo del sistema de suspensión trasero en Mpa, el cual tiene un valor de **275,97** [Mpa].

Figura 45.

Factor de seguridad mínimo del sistema de suspensión trasero



Nota: Factor de seguridad mínimo del sistema de suspensión igual a **3,9715**.

Con estos resultados se obtiene un factor de seguridad superior a 3,5 en el sistema de suspensión trasero, el cual es adecuado dado que la suspensión trasera soporta la mayor parte de la carga de todo el conjunto. Por lo cual se concluye que el diseño del conjunto de los brazos del sistema de suspensión trasero es seguro para la situación planteada.

6.3.5 Análisis de sensibilidad de la malla en la suspensión trasera

Nuevamente con la intención de validar los resultados presentados con anterioridad, se hace necesario realizar un análisis de independencia de malla, en el cual se verifica si los resultados obtenidos son la solución real o simplemente se obtuvo una solución singular ocasionada por el

tipo de malla y/o la cantidad de elementos considerados en el análisis. Por ende, se procede a realizar un análisis análogo al desarrollado en el numeral 6.2.5 en el cual se varía el número de elemento y se analiza el desplazamiento en un punto determinado.

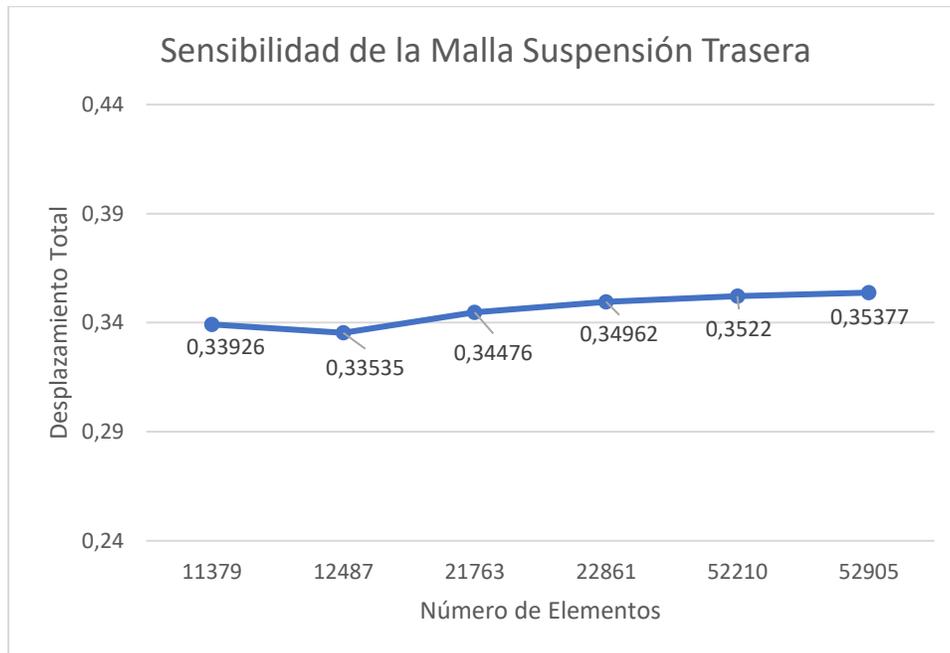
Figura 46.*Sensibilidad del mallado*

Sensibilidad del mallado	
Desplazamiento total	Número de elementos
0,33926	11379
0,33535	12487
0,34476	21763
0,34962	22861
0,3522	52210
0,35377	52905

Nota: En la tabla se muestran los desplazamientos máximos totales en la suspensión delantera dependiendo del número de elementos analizados.

Figura 47.

Desplazamiento total Vs Número de elementos



Nota: En la figura se representan los desplazamientos totales vs el número de elementos con el fin de analizar la sensibilidad de la malla.

Con base en el gráfico presentado es posible inferir que las deformaciones estudiadas presentan variaciones que son imperceptibles y a su vez, lo suficientemente pequeñas como para dar por sentado que el estudio de elementos finitos no es dependiente de la cantidad de elementos en la malla una vez que este pasa los 20000 elementos.

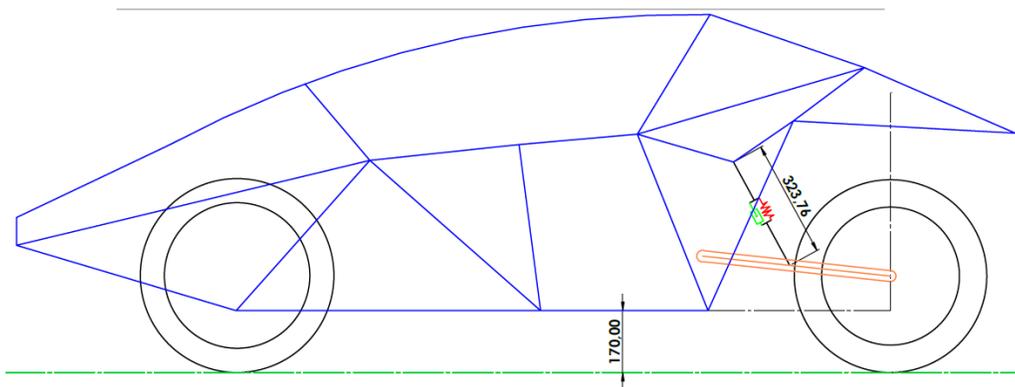
6.3.6 Prediseño del sistema resorte-amortiguador del sistema de suspensión trasero

Del mismo modo que se prediseñó el conjunto muelle amortiguador de la suspensión delantera, se realizó para el tren trasero, es decir, se tuvo en cuenta la carrera del sistema, la cual,

se encuentra definida por la altura máxima y mínima permisible del chasis con respecto al suelo. Este análisis permite realizar un procedimiento análogo al presentado con anterioridad, en donde se establece el valor de la constante de rigidez del muelle.

Figura 48.

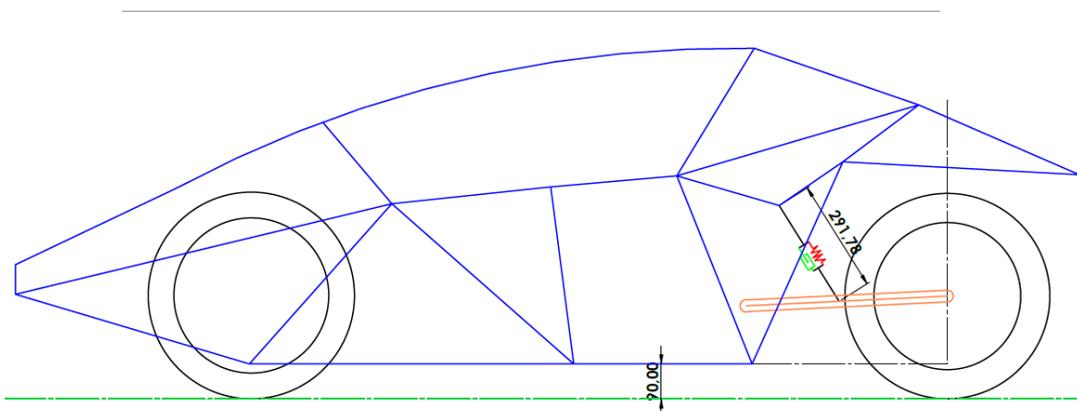
Posición de máxima elevación del vehículo



Nota: La imagen muestra la posición de máxima elevación del chasis al suelo (170 mm).

Figura 49.

Posición de mínima altura del chasis



Nota: La imagen muestra la posición de menor altura del vehículo al suelo (90 mm).

A partir de lo anterior se determina la carrera del sistema amortiguador resorte para la suspensión trasera.

$$Carrera = 323.76 - 291.78$$

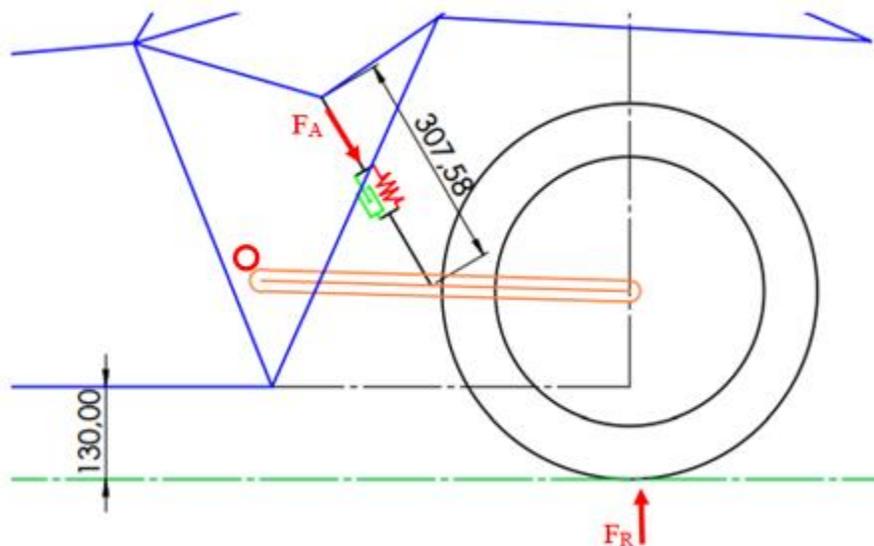
$$Carrera = 31.98[mm]$$

Luego, análogo al proceso realizado en el apartado 6.2.6 se define la fuerza que soporta el conjunto muelle-amortiguador cuando el vehículo mantiene una velocidad constante con un amortiguamiento igual a 0, en una pista recta sin inclinación, asumiendo rodadura pura. Para esto se calcula la carga que soporta la rueda del tren trasero, teniendo en cuenta que ésta resiste el 55% de la carga total del vehículo. La fuerza en la rueda es:

$$N = \frac{55 \cdot 700 \cdot 9,81}{100} = 3776,85 [N]$$

Figura 50.

Cargas en la suspensión trasera a velocidad constante



Nota: F_R es la fuerza de la rueda, para este caso el peso total que soporta el tren delantero y F_A la carga que soporta el conjunto muelle amortiguador y que, por ende, llega al basculante.

Con esto se obtiene que la carga que soporta el conjunto muelle amortiguado es:

$$F_A = 9263,361 [N]$$

A partir del cálculo realizado se halla la constante de rigidez del muelle, para lo cual se asume una precarga del 10%:

$$k = \frac{F_A}{carrera} \cdot \eta_{pre} \quad (1)$$

Donde

$$k = \text{constante de rigidez del muelle} \left[\frac{N}{mm} \right]$$

$$\eta_{pre} = \text{precarga del muelle}$$

Esta constante corresponde a la rigidez máxima que podrá tener el resorte del sistema muelle amortiguador trasero y se utilizará como parámetro inicial de selección de estos mismos.

El valor de rigidez calculado para el muelle trasero es el siguiente:

$$k = \frac{9263,361}{31,98} \cdot 0.9$$

$$k = 260,694 \left[\frac{N}{mm} \right]$$

7. Modelo del sistema de suspensión

Para realizar un correcto diseño del sistema de suspensión, es necesario efectuar un análisis de vibraciones, para lo cual, se precisa plasmar el sistema que modele el vehículo completo. Sin

embargo, para llegar a esto se verificarán los modelos de uno, dos, cuatro y finalmente seis grados de libertad, con el fin de realizar un correcto estudio vibracional del sistema de suspensión.

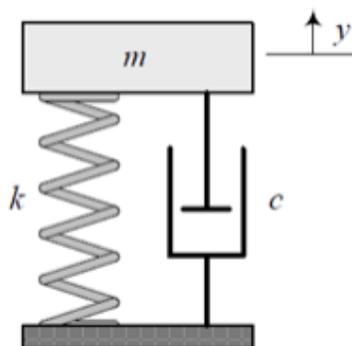
7.1 Sistema de suspensión delantero

7.1.1 Modelo de un grado de libertad

Con el fin de generar un aproximado de los fenómenos que ocurren en la suspensión y establecer parámetros de diseño, se utiliza el modelo de 1 grado de libertad, el cual se asemeja a un cuarto de vehículo, donde no se diferencia entre la masa suspendida y la no suspendida. Siendo la masa m la cuarta parte del cuerpo del automóvil, k la constante de rigidez de la suspensión y c el amortiguador hidráulico lineal de la suspensión (Ver **figura 49**).

Figura 51.

Modelo de un grado de libertad



Nota: Tomado de Ercoli, Azurmendi. (2014). Introducción al sistema de suspensión de un vehículo. http://www.edutecne.utn.edu.ar/mec_racional/Libro%20MR%20-%20Vibraciones-suspensiones.pdf

Con las ecuaciones y cálculos planteados en el Anexo G se obtiene el amortiguamiento (c), la rigidez (k) y la frecuencia natural del sistema amortiguado (β).

$$\beta = 0,9682 \text{ [Hz]}$$

$$c = 494,8 \text{ [N} \cdot \text{s/m]}$$

$$K = 6217,85 \text{ [N/m]}$$

A partir de esta aproximación se evidencia la poca diferencia que existe entre la frecuencia real y la natural del sistema cuando no se tiene en cuenta el amortiguamiento. Además, aunque este modelo no es tan preciso, presenta unos resultados con los cuales es posible iniciar un análisis sobre el sistema.

7.1.2 Modelo de dos grados de libertad

Al diferenciar la masa suspendida de la no suspendida, el modelo simple de un cuarto de vehículo de 1.G.D.L se convierte en un modelo simple de un cuarto de vehículo de 2.G.D.L (Ver **figura 50**), donde se desprecia el amortiguamiento del neumático debido que este es significativamente menor en comparación del coeficiente de amortiguamiento de la suspensión (Ercoli, Azurmendi, 2014):

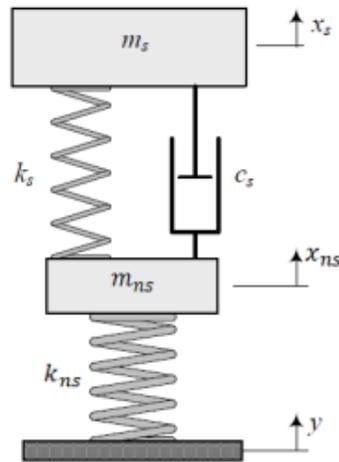
$$m_s = \text{Masa suspendida}$$

$$m_{ns} = \text{Masa no suspendida}$$

$$k_s = \text{Rigidez de la suspensión}$$

$$k_{ns} = \text{Rigidez del neumático}$$

$$C_s = \text{Amortiguamiento de la suspensión}$$

Figura 52.*Modelo de dos grados de libertad*

Nota: Tomado de Ercoli, Azurmendi. (2014). Introducción al sistema de suspensión de un vehículo. http://www.edutecne.utn.edu.ar/mec_racional/Libro%20MR%20-%20Vibraciones-suspensiones.pdf

Las ecuaciones que modelan el sistema (ver Anexo H) pueden ser re escritas de forma matricial de la siguiente manera.

$$\begin{bmatrix} m_s & 0 \\ 0 & m_{ns} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_s \\ \ddot{x}_{ns} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_s & -c_s \\ -c_s & c_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_s \\ \dot{x}_{ns} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_s & -k_s \\ -k_s & k_{ns} + k_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_s \\ x_{ns} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ k_{ns} y \end{bmatrix} \quad (2)$$

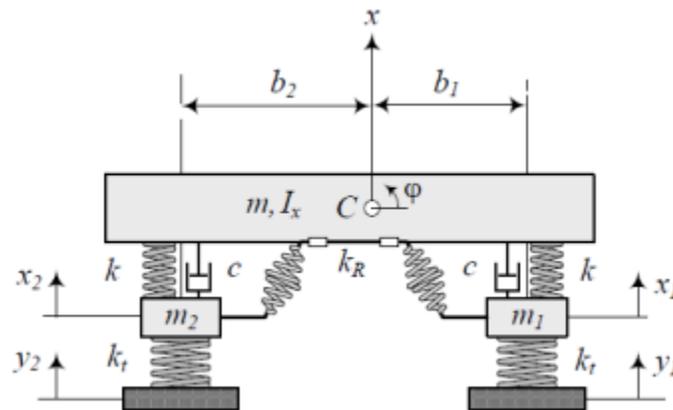
7.1.3 Modelo de cuatro grados de libertad

Para una suspensión independiente es importante analizar el modo de balanceo y de cabeceo, considerando el movimiento vertical-transversal y vertical-longitudinal.

7.1.3.1 Modo de balanceo. Para analizar el modelo de balanceo es posible utilizar un sistema donde se estudie medio vehículo de manera transversal, se tendrán 4.G.D.L, los cuales son el desplazamiento vertical de las dos ruedas delanteras y de la carrocería, X_1 , X_2 , X , respectivamente y el ángulo de balanceo de la carrocería φ (Ver **figura 51**).

Figura 53.

Modo de balanceo



Nota: Tomado de Ercoli, Azurmendi. (2014). Introducción al sistema de suspensión de un vehículo. http://www.edutecne.utn.edu.ar/mec_racional/Libro%20MR%20-%20Vibraciones-suspensiones.pdf

Donde los parámetros a tener en cuenta son:

$M =$ Masa suspendida

$I_x =$ Momento de Inercia de la carrocería alrededor de su eje longitudinal

$\varphi =$ Ángulo de balanceo de la carrocería

$m_1 =$ Masa no suspendida izquierda (Masa de la rueda Izquierda)

$m_2 =$ Masa no suspendida derecha (Masa de la rueda Derecha)

$c =$ Coeficiente de amortiguación de la suspensión

$k =$ Coeficiente de rigidez de la suspensión

$k_t =$ Coeficiente de rigidez de los neumáticos

$k_R =$ Coeficiente de rigidez de la barra antivuelco

Reescribiendo las ecuaciones del Anexo I de manera matricial se obtiene lo siguiente:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \quad (3)$$

$$\{\ddot{X}\} = \begin{bmatrix} x \\ \varphi \\ x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$[M] = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$[C] = \begin{bmatrix} 2c & c b_1 - c b_2 & -c & -c \\ c b_1 - c b_2 & c b_1^2 + c b_2^2 & -c b_1 & c b_2 \\ -c & -c b_1 & c & 0 \\ -c & c b_2 & 0 & c \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} 2k & k b_1 - k b_2 & -k & -k \\ k b_1 - k b_2 & k b_1^2 + k b_2^2 + k_R & -k b_1 & k b_2 \\ -k & -k b_1 & k + k_t & 0 \\ -k & k b_2 & 0 & k + k_t \end{bmatrix} \quad (7)$$

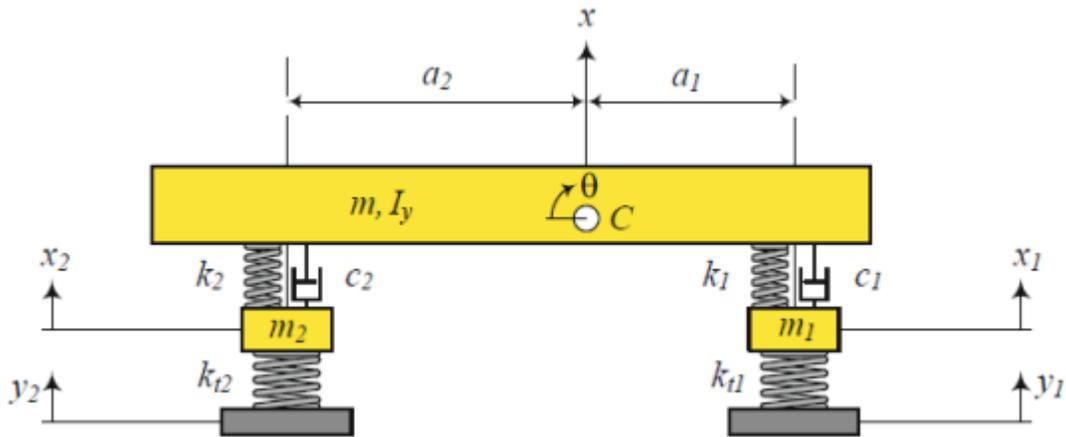
$$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ y_1 k_1 \\ y_2 k_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} \quad (8)$$

7.1.3.2 Modo de cabeceo. Si bien el modelo de un cuarto de vehículo ayuda a realizar un análisis inicial, es posible ampliar el sistema para agregar tanto el balanceo como el cabeceo, entre otros modos de vibración, para este modelo los grados de libertad que se disponen son el desplazamiento vertical de las ruedas delanteras, el desplazamiento vertical de la rueda trasera, el

desplazamiento vertical de la carrocería y el ángulo de cabeceo, X_1 , X_2 , X , θ , respectivamente (Ver figura 52).

Figura 54.

Modo de cabeceo



Nota: Tomado de Cebolla, B. 2017. Modelo y caracterización de sistemas de suspensión en vehículos automóviles. <https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/89391/CEBOLLA%20-%20MODELADO%20Y%20CARACTERIZACION%20DE%20SISTEMAS%20DE%20SUSPENSION%20EN%20VEHICULOS%20AUTOMOVILES.pdf?squence=1>

Utilizando el modelo de la ecuación (4) es posible reescribir las ecuaciones que modelan el sistema (ver Anexo J) de forma matricial de la siguiente manera.

$$\{X\} = \begin{bmatrix} x \\ \theta \\ x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$[M] = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_y & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$[C] = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & c_2 a_2 - c_1 a_1 & -c_1 & -c_2 \\ c_2 a_2 - c_1 a_1 & c_1 a_1^2 + c_2 a_2^2 & c_1 a_1 & -c_2 a_2 \\ -c_1 & c_1 a_1 & c_1 & 0 \\ -c_2 & -c_2 a_2 & 0 & c_2 \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & k_2 a_2 - k_1 a_1 & -k_1 & -k_2 \\ k_2 a_2 - k_1 a_1 & k_1 a_1^2 + k_2 a_2^2 & k_1 a_1 & -k_2 a_2 \\ -k_1 & k_1 a_1 & k_1 + k_{t1} & 0 \\ -k_2 & -k_2 a_2 & 0 & k_2 + k_{t2} \end{bmatrix} \quad (12)$$

$$\{F\} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ y_1 k_{t1} \\ y_2 k_{t2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} \quad (13)$$

Donde los parámetros a tener en cuenta son:

M = Masa suspendida

m_1 = Masa no suspendida delantera (Masa de la rueda delantera)

m_2 = Masa no suspendida trasera (Mitad de la masa de la rueda trasera)

I_y = Mitad del Momento de Inercia de la carrocería alrededor de su eje transversal

θ = Ángulo de cabeceo de la carrocería

c = Coeficiente de amortiguación de la suspensión

7.2 Sistema de suspensión trasero

Para la aproximación obtenida a partir del modelo de un grado de libertad del sistema de suspensión trasero, se realiza el mismo procedimiento que el utilizado para el tren delantero. Por lo tanto, se obtiene lo siguiente:

$$\beta = 0,9682 \text{ [Hz]}$$

$$c = 604,757 \text{ [N} \cdot \text{s/m]}$$

$$K = 7599,595 \text{ [N/m]}$$

Además, dado que en el tren trasero solo se tiene una llanta, el análisis se realiza a partir de un modelo de dos grados de libertad tal como el que se observa en la **figura 50**, por ende, la solución se puede evidenciar en el Anexo G.

7.3 Modelo vibratorio del vehículo completo

Para analizar el comportamiento del sistema de suspensión del vehículo completo y estudiar los parámetros de diseño de la suspensión, es necesario realizar un modelo donde se analicen las siguientes condiciones:

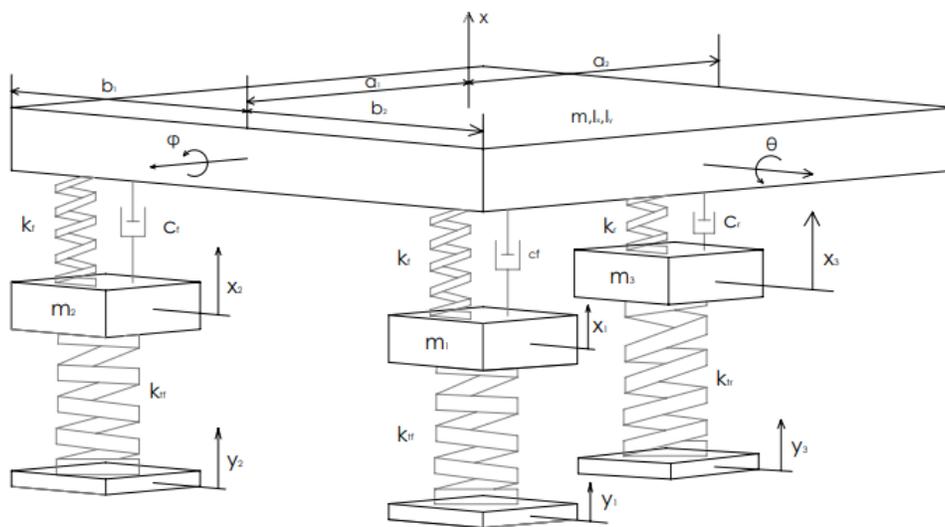
- ✓ Desplazamiento vertical de la rueda delantera izquierda, x_1 .
- ✓ Desplazamiento vertical de la rueda delantera derecha, x_2 .
- ✓ Desplazamiento vertical de la rueda trasera, x_3 .
- ✓ Desplazamiento vertical de la masa suspendida, x
- ✓ Ángulo de balanceo de la carrocería, φ .
- ✓ Ángulo de cabeceo de la carrocería, θ .

Por esto, se genera un modelo de seis grados de libertad (ver **figura 53**), el cual se rige por las ecuaciones del Anexo J.

Donde el subíndice 'f' hace referencia a la parte delantera del automóvil y el subíndice 'r' es referente a la parte trasera del mismo.

Figura 55.

Modelo de seis grados de libertad



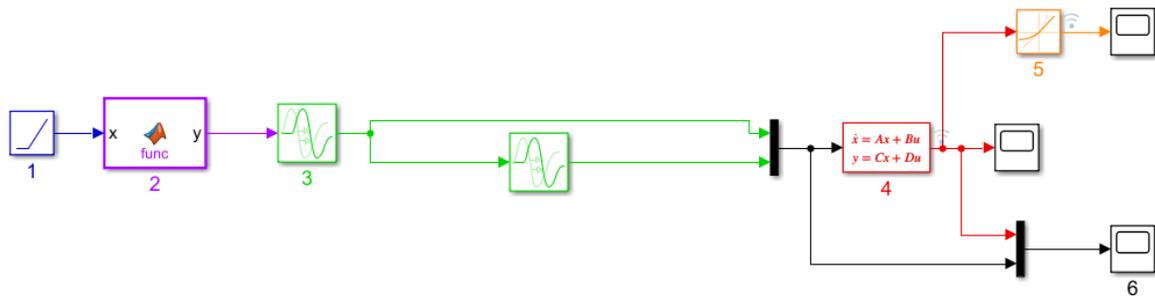
Nota: Modelo de seis grados de libertad donde se exponen las variables y entradas a tener en cuenta.

Con la finalidad de estudiar el movimiento vertical de la carrocería se utilizó el Software MATLAB, y la teoría de espacio de estados, se asumió que la entrada era la misma para el tren delantero como para el tren trasero, utilizando un retraso de cuatro segundos entre una entrada y la otra. Para el estudio sólo es necesaria una salida, dado que el parámetro a analizar es el movimiento vertical de la carrocería. Teniendo en cuenta que, la simulación del modelo vibratorio tiene como finalidad verificar el cumplimiento de la **NORMA UNE-ISO 2631-1**, con la cual se

establece un margen de frecuencias para la carrocería con el fin de brindar un confort optimo durante el uso del vehículo.

Figura 56.

Simulación del sistema de suspensión del vehículo completo utilizando el Software MATLAB



Nota: La figura expone el programa ideado en MATLAB Simulink para el estudio del sistema de suspensión del vehículo completo.

Para el código ideado se utilizaron las siguientes funciones de la biblioteca de Simulink:

- (1) Ramp
- (2) MATLAB Function
- (3) Transport Delay
- (4) State-Space
- (5) Rate-Limiter
- (6) Scope

Los datos necesarios para la solución de las ecuaciones expuestas en el Anexo J y el correcto estudio del comportamiento de la suspensión son los siguientes:

$K_f =$ Constante de rigidez resortes delanteros

$k_r =$ Constante de rigidez resorte trasero

$c_f =$ Constante de amortiguamiento amortiguadores delanteros

$C_r =$ Constante de amortiguamiento amortiguador trasero

$m =$ Masa suspendida = 644 [Kg]

$a_1 = 0.86$ [m]

$a_2 = 0.94$ [m]

$b_1 = b_2 = b = 0.6$ [m]

$m_f =$ Masa Ruedas Delanteras = 18 [Kg]

$m_r =$ Masa Rueda Trasera = 20 [Kg]

$k_{tf} =$ Rigidez Ruedas Delanteras = 154850 $\left[\frac{N}{m}\right]$

$k_{tr} =$ Rigidez Rueda Trasera = 154850 $\left[\frac{N}{m}\right]$

$I_x = 145.80$ [Kg · m²]

$I_y = 384.56$ [Kg · m²]

La masa suspendida hace referencia a la masa total que soporta el vehículo menos la masa de las tres ruedas.

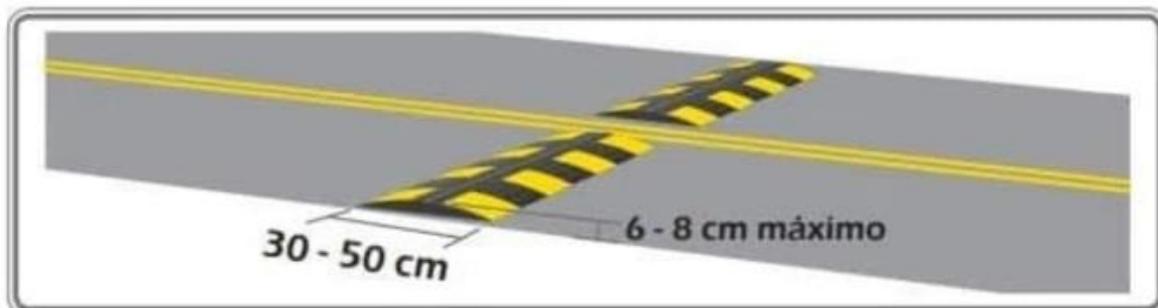
La constante de rigidez de los neumáticos se tomó del artículo *Estudio de la rigidez radial estática del neumático en vehículos de turismo y desarrollo de un modelo matemático para su obtención según las características del neumático* donde utilizan neumáticos de diámetro y ancho igual a los seleccionados para las ruedas de este proyecto, teniendo en cuenta, que el diámetro de ambas ruedas es el mismo, se utilizará la misma constante de rigidez tanto para la rueda del tren delantero, como el trasero. Por último, los momentos de inercia utilizados corresponden a los mostrado en la **figura 19**, acotando que, el momento de inercia I_x es la distribución de masa en la

dirección longitudinal de la **figura 53** y el momento de inercia I_y es la distribución de masa en la dirección transversal de esta misma.

Con base en esto se idearon funciones, las cuales modelan la forma y las dimensiones de algunos reductores de velocidad, utilizando los datos otorgados por el *Ministerio de Transporte de Colombia*. Para el estudio realizado se analizó el resalto portátil y el resalto parabólico o circular.

Figura 57.

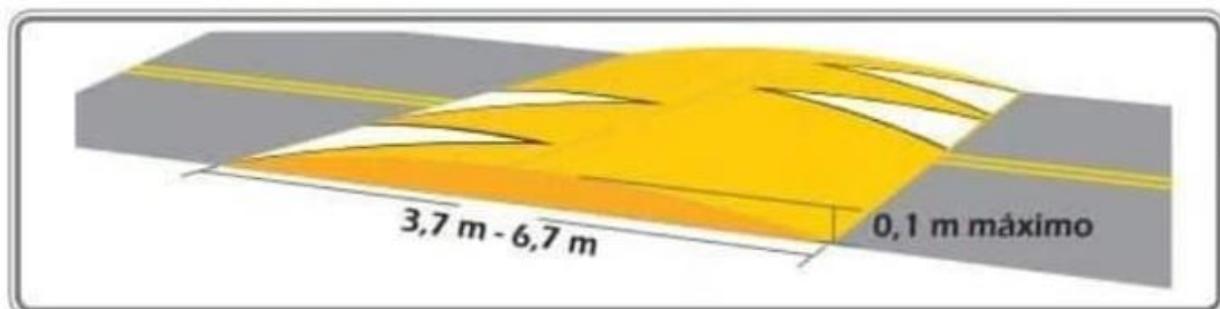
Resalto portátil



Nota: Tomado del Ministerio de Transporte de Colombia

Figura 58.

Resalto parabólico o circular



Nota: Tomado del Ministerio de Transporte de Colombia

Para el paso por los reductores de velocidad; resalto portátil y resalto parabólico o circular se utilizaron los siguientes códigos, los cuales se ingresaron en la función de la biblioteca de Simulink MATLAB Function:

Figura 59.

Código de modelado del resalto portátil

```
1  function y= func(x)
2  -   if x>=0
3  -       if x<=0.5
4  -           y= -1.28*x^2+0.64*x;
5  -       else
6  -           y=0;
7  -       end
8  -   else
9  -       y=0;
10 -   end
```

Nota: En la imagen se representa el modelo que describe el tramo por el cual transita la suspensión en la prueba para un resalto portátil.

Figura 60.

Código de modelado para resalto parabólico o circular

```
1  function y= func(x)
2  -   if x>=0
3  -       if x<=5.2
4  -           y= -0.01479*x^2+0.07692*x;
5  -       else
6  -           y=0;
7  -       end
8  -   else
9  -       y=0;
10 -   end
```

Nota: En la imagen se representa el modelo que describe el tramo por el cual transita la suspensión en la prueba para un resalto Parabólico o Circular.

7.3.1 Selección de los sistemas muelle amortiguador

Partiendo del prediseño de los muelles realizados en los apartados 6.2.6 y 6.3.6 se procede a seleccionar los amortiguadores, para esto se tomó la misma condición establecida en estos apartados, es decir las cargas halladas a una velocidad constante, en línea recta sobre una superficie sin inclinación la cual permite rodadura pura y el recorrido del muelle, teniendo en cuenta la posición máxima y mínima del chasis con respecto al suelo. Además, se define la velocidad máxima en la cual la rueda se mueve en dirección vertical, y, asumiendo que la velocidad de la carrocería en dirección Y es despreciable se realiza una aproximación en la cual la rueda se mueve a la misma velocidad que el conjunto muelle amortiguador, tanto para el sistema de suspensión delantero como trasero respectivamente.

$$\dot{X}_f = 0,2 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$\dot{X}_r = 0,95 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Posteriormente, se analizó como un grado de libertad la carrocería y la rueda delantera. Y, así mismo se ejecutó para el tren trasero, obteniendo las siguientes ecuaciones.

$$K_f \cdot X_f + C_f \cdot \dot{X}_f = F_f \quad (14)$$

$$K_r \cdot X_r + C_r \cdot \dot{X}_r = F_r \quad (15)$$

Donde:

K = Constante de rigidez del resorte

X = Recorrido del muelle

C = Constante de amortiguamiento

$\dot{X} = \text{Velocidad del amortiguador}$

A partir de esto, y utilizando el modelo vibratorio especificado en el apartado anterior, por medio de un proceso iterativo se definieron las constantes de amortiguamiento y las constantes de rigidez de los sistemas muelle amortiguador, tanto del tren trasero como del delantero, teniendo como condiciones que, al introducir estos valores en el modelo vibratorio, la frecuencia vibracional de la carrocería sea superior a 1 [Hz] como lo estipula la norma UNE-ISO-2631-1, para el diseño propuesto se buscarán valores de frecuencia de entre 1 y 3 [Hz] máximo. Además, se debe cumplir con la velocidad máxima especificada para cada conjunto muelle amortiguador.

A partir de esto, se obtuvieron los siguientes resultados

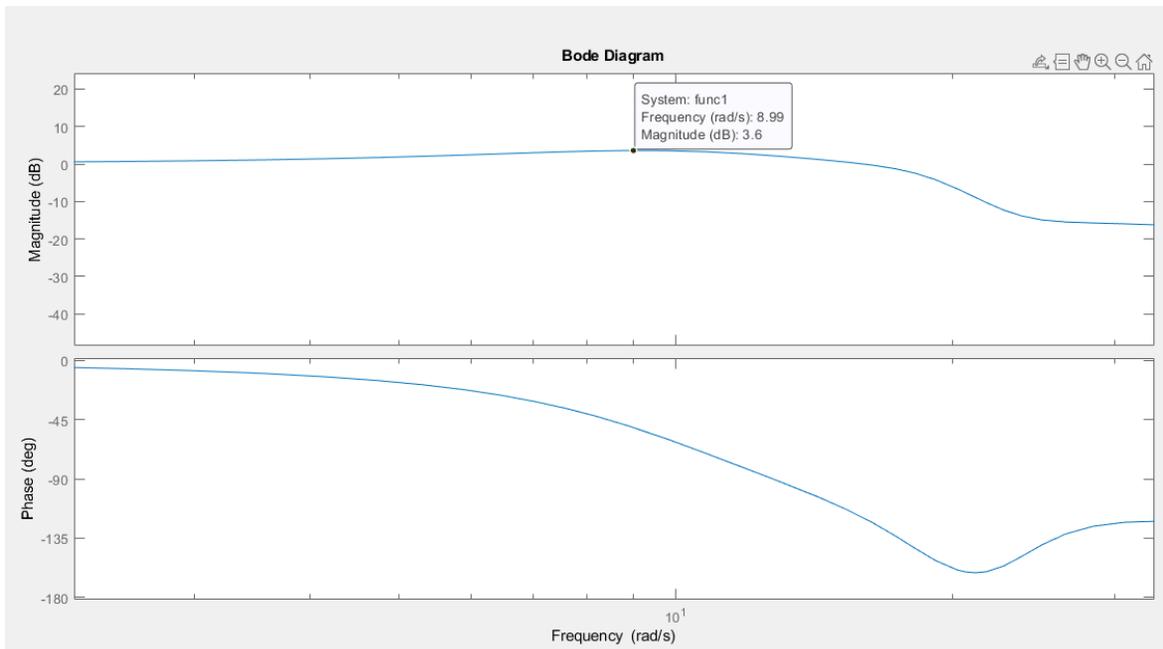
$$K_f = 25000$$

$$C_f = 1842,75$$

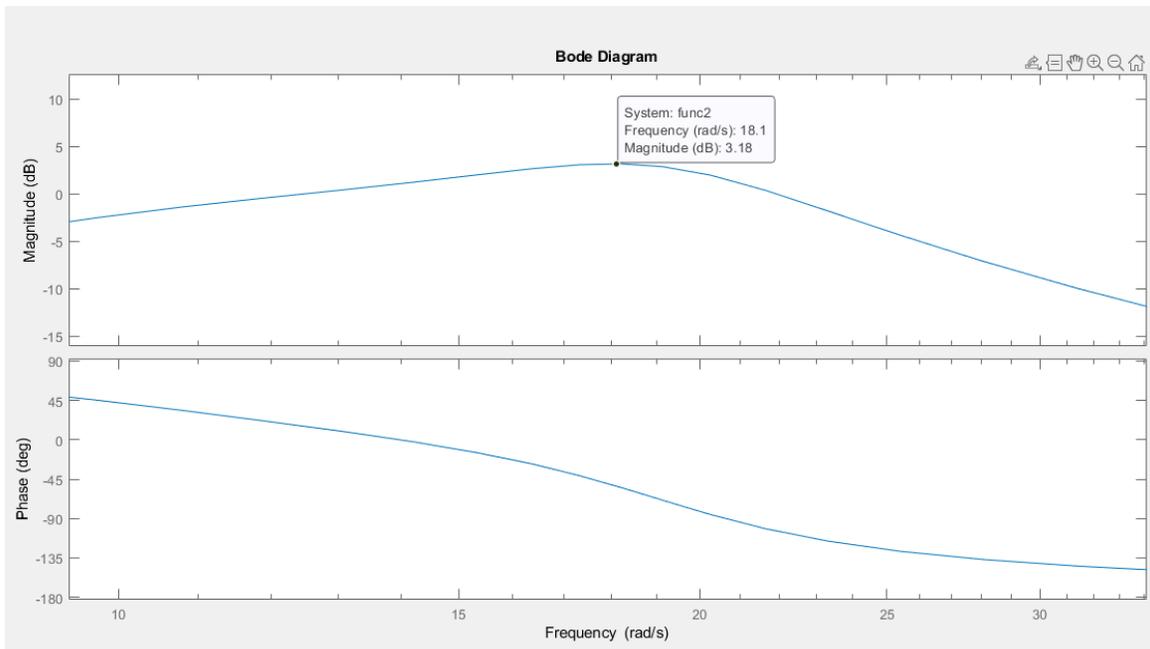
$$K_r = 105000$$

$$C_r = 6216,275$$

Por último, se comprobó por medio del diagrama de bode, que la frecuencia se encuentra dentro del rango de 1 a 3 [Hz].

Figura 61.*Diagrama de Bode entrada 1*

Nota: En la figura se evidencia el diagrama de bode para la entrada 1, en la parte superior la gráfica de magnitud en decibeles vs frecuencia y en la parte inferior, la gráfica de fase vs frecuencia.

Figura 62.*Diagrama de Bode entrada 2*

Nota: En la figura se evidencia el diagrama de bode para la entrada 2, en la parte superior, la gráfica de magnitud en decibeles vs frecuencia y en la parte inferior, la gráfica de fase vs frecuencia.

En la **figura 59** se evidencia una frecuencia de 8,99 [rad/s] para la entrada 1, es decir, en la suspensión delantera, lo cual equivale a 1,43 [Hz] y en la **figura 60** se tiene una frecuencia de 18,1 [rad/s] para la entrada 2, es decir, para el sistema de suspensión trasero, lo cual equivale a 2,88 [Hz]. Por lo tanto, para ambas instancias, la frecuencia se encuentra dentro del rango aceptado, puesto que, como se mencionó en el apartado 4.4 la frecuencia que siente el pasajero debe ser superior a 1 [Hz], por lo tanto se buscará que la carrocería transmita una frecuencia de entre 1 y 3 [Hz]. Todo esto con el fin de concebir un confort adecuado a los pasajeros, tomando como referencia los rangos estipulados en la norma UNE-ISO-2631-1.

Para verificar que la velocidad designada cumpliera con los resultados de la simulación del modelo vibratorio, se utilizaron las funciones del resalto portátil y parabólico, en la cual se simulaba el trayecto del vehículo sobre estos a una velocidad constante de $0,3 \left[\frac{m}{s} \right]$ y $2 \left[\frac{m}{s} \right]$ respectivamente, en una pista en línea recta, sin inclinación, la cual permite rodadura pura (Ver Anexo K).

Con los resultados obtenidos se seleccionan los amortiguadores correspondientes al tren delantero y al tren trasero.

➤ **Amortiguador del tren delantero**

Haciendo uso del catálogo de la empresa Öhlins, se opta por seleccionar un conjunto amortiguador resorte de especificación (HD 044 328 mm), este sistema ofrece la posibilidad de generar varios cambios de configuración, es decir, regular la carga del muelle y también, modificar la constante de amortiguamiento variando la presión del gas presente en el amortiguador, logrando satisfacer las exigencias para diferentes necesidades.

El sistema seleccionado cuenta con una carrera máxima de 90 mm, una longitud del sistema muelle amortiguador de 328 mm y una rigidez del muelle de 25 [N/mm] (Ver Anexo K).

➤ **Amortiguador del tren trasero**

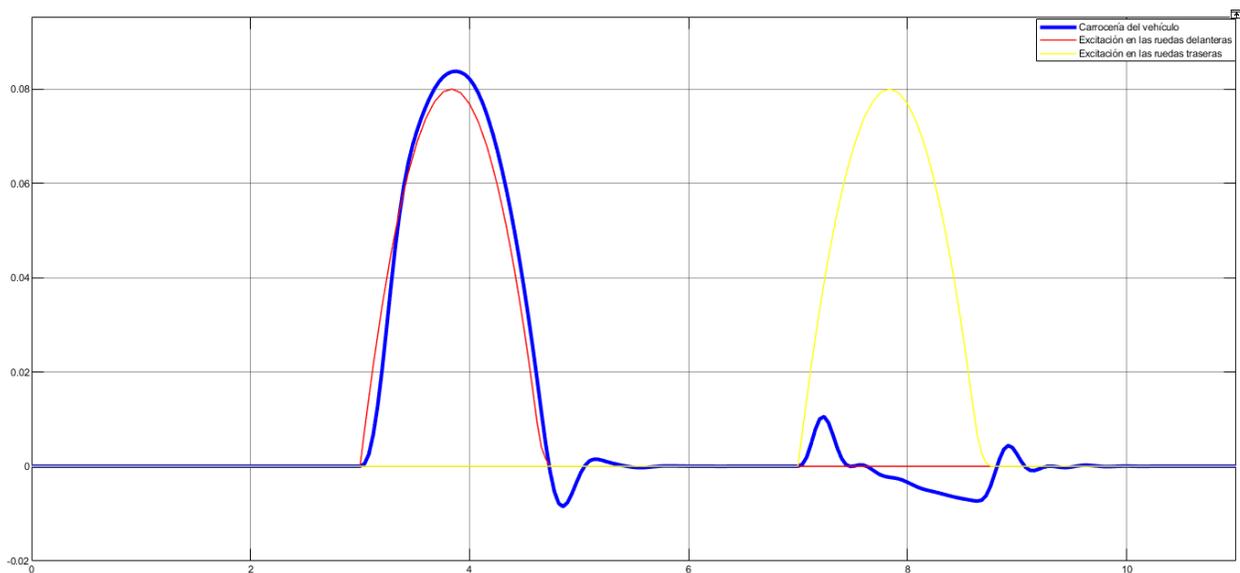
Nuevamente haciendo uso del catálogo de la empresa Öhlins se opta por seleccionar un conjunto muelle amortiguador referenciado como STX 46 Street Shock Absorber YA 009 (Ver Anexo K).

7.3.2 Comportamiento del modelo de seis de grados de libertad

Analizando la reacción de la carrocería del vehículo en dirección vertical, para los dos resaltos expuestos en las figuras 55 y 56, en una carretera recta, sin inclinación a una velocidad constante y asumiendo rodadura pura, se obtiene lo siguiente.

Figura 63.

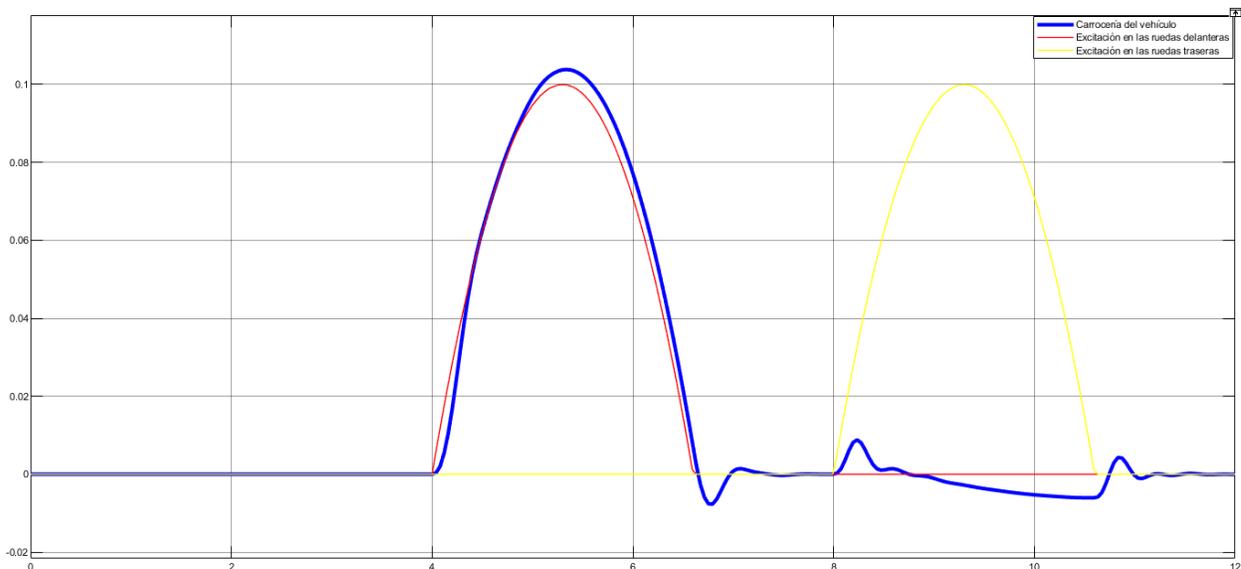
Comportamiento de la carrocería al pasar por un resalto portátil



Nota: la línea azul corresponde al desplazamiento vertical de la carrocería del vehículo con respecto a su posición inicial, las líneas roja y amarilla hacen referencia a la función que modela el resalto portátil. El análisis se realizó cuando el vehículo pasa a una velocidad constante de $0,3 \text{ [m/s]}$.

Figura 64.

Comportamiento de la carrocería al pasar por un resalto parabólico o circular



Nota: la línea azul corresponde al desplazamiento vertical de la carrocería del vehículo con respecto a su posición inicial, las líneas roja y amarilla hacen referencia a la función que modela el resalto parabólico. El estudio se realizó a una velocidad constante de 2 [m/s].

8. Conclusiones

A partir del análisis estructural se determinó que los mayores esfuerzos se efectúan en los anclajes de los brazos de la suspensión que van a la mangueta para la suspensión delantera, y para la trasera, los puntos críticos se generan en el anclaje del amortiguador al basculante. En conclusión, en estos puntos se generará la mayor concentración de esfuerzos del sistema, por lo tanto, son los puntos de mayor interés al momento de realizar el análisis estructural.

A través del análisis de independencia de malla se logra establecer que los datos conseguidos a partir del software ANSYS no presentan una variación significativa con respecto al cambio en el número de elementos analizados luego de que la cantidad de estos sea superior a 30.000 elementos para el sistema de suspensión delantero y 20.000 elementos para el sistema de suspensión trasero.

A partir de la simulación del modelo vibratorio se concluye que la frecuencia de la carrocería se encuentra dentro del rango establecido (1-3 Hz) con el fin de cumplir con las especificaciones mínimas otorgadas por la norma UNE-ISO 2631-1 buscando evitar el mal del cuerpo (cinetosis).

El movimiento vertical de la carrocería al pasar por diferentes resaltos con las velocidades especificadas bajo las condiciones dadas es seguro y confortable para el conductor y el pasajero que se encuentra dentro del vehículo dado que la reacción que se obtuvo a partir de la simulación muestra valores óptimos de amplitud. Por lo tanto, se evidencia que el sistema se comporta de manera adecuada con las constantes de amortiguamiento y rigidez establecidas para los conjuntos muelle-amortiguador.

9. Recomendaciones

Se recomienda para los procesos de construcción del sistema de suspensión diseñado, realizar la dinámica multicuerpo del sistema completo, con el fin de asegurar la correcta estabilidad del mismo.

Como recomendación se establece realizar pruebas experimentales con los muelles, amortiguadores y neumáticos con el fin de calcular las constantes de rigidez y amortiguamiento reales para el sistema.

Se recomienda corroborar los datos obtenidos, utilizando la geometría y distribución de masas real del chasis a utilizar.

A manera de mejora es posible realizar una optimización topológica de algunas piezas en el sistema de suspensión diseñado, con la intención de generar un diseño más liviana, manteniendo una seguridad adecuada.

Referencias Bibliográficas

- AEMA. (2020). *Agencia Europea de Medio Ambiente*. Recuperado de: <https://www.eea.europa.eu/es/themes/transport/intro>.
- AMB. (2019). *El AMB realiza monitoreo diario de la tendencia de la calidad del aire, en Bucaramanga, Floridablanca y Girón*. Recuperado de: <https://www.amb.gov.co/el-amb-realiza-monitoreo-diario-de-la-tendencia-de-la-calidad-del-aire-en-bucaramanga-floridablanca-y-giron/>.
- Banco Mundial. (2017). *Movilidad sostenible para el siglo XXI*. Recuperado de: <https://www.bancomundial.org/es/news/feature/2017/07/10/sustainable-mobility-for-the-21st-century>.
- Caraguay, C., & Caraguay, S. (2015). *Diseño y construcción del sistema de suspensión de un vehículo monoplaza para la competencia Formula Student* (Tesis de pregrado). Universidad politécnica Salesiana Sede Cuenca, Cuenca, España.
- Cebolla, B. (2017). *Modelado y caracterización de sistemas de suspensión en vehículos automóviles* (Tesis de pregrado). Universidad politécnica de Valencia, Valencia, España.
- Chacartegui, V. (2017) *Diseño y desarrollo de la suspensión trasera de una motocicleta para la competición motostudent 15-16* (Tesis de pregrado). Universidad de Cantabria. Santander, España.
- Dutta, P. (2017) *Design and analysis of three wheeled vehicle chassis* (Tesis de pregrado). Academia de ciencias de la india, Bangalore, India.

- Ercoli, L. Y Azurmendi, V. (2017) *Mecánica Racional*. Universidad Tecnológica Nacional, Buenos Aires, Argentina.
- Galdiano, A. Rodríguez, J. (2012) *Diseño vehículo karting con un sistema de suspensión* (Tesis de pregrado). Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial, Informática y Telecomunicación, Navarra, Pamplona.
- Instrucciones de Construcción (2016). *Instrucciones de Carreteras Norma 3.1-IC*. Recuperado de: https://www.mitma.gob.es/recursos_mfom/norma_31ic_trazado_orden_fom_273_2016.pdf
- Jurado, A. (2014) *suspensión trasera regulable de una moto de competición: alternativa full floater* (Tesis de pregrado). Universidad del País vasco, Bizkaia, España.
- López et al. (2007). *Determinación experimental de la distancia de frenado de un automóvil*. Universidad Católica Popular de Risaralda, Pereira, Risaralda.
- López, D. (2021). *La suspensión McPherson*. Actualidad motor. Recuperado el 18 de mayo de 2021 de <https://www.actualidadmotor.com/la-suspension-mcpherson/>.
- López, D. (S.F) *La suspensión multibrazo*. Actualidad motor. Recuperado el 18 de mayo de 2021 de <https://www.actualidadmotor.com/la-suspension-multibrazo/>.
- López, J., y Maya, P. (2012) *Diseño, implementación y construcción de un prototipo motorizado biplaza de 3 ruedas, con propulsión desde su única rueda trasera, partiendo del motor y transmisión de una moto convencional* (Tesis de pregrado). Universidad Internacional del Ecuador, Quito, Ecuador.
- Ministerio de Ambiente y Desarrollo Sostenible. (2019). *Estrategia Nacional de Movilidad Eléctrica*. Recuperado de:

- <https://www.minambiente.gov.co/images/AsuntosambientalesySectorialyUrbana/pdf/Estrategia-Nacional-de-Movilidad-Elctrica-enme-minambiente.pdf>.
- Motor.es (Sin fecha). *Eje de Dion: qué es y cuáles son sus características*. Recuperado el 18 de mayo de 2021 de <https://www.motor.es/que-es/eje-de-dion>.
- Oliva, R. (2011). *Suspensiones vehiculares*. Recuperado de: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/figutut73/anx1tut73.pdf>.
- Organización Internacional de Normalización. (2008). *Vibraciones y choques mecánicos (ISO2631)*. Recuperado de: <https://documentcloud.adobe.com/link/track?uri=urn:aaid:scds:US:aefa924a-a0ea-4996-863d-6d3a50dc45ca>.
- Pulido, C. (2014). *Diseño del sistema de suspensión para un vehículo de Formula Student* (Tesis de pregrado). Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, España.
- Reimpell, J. (2001). *The automotive chassis: Engineering Principles Second Edition*.

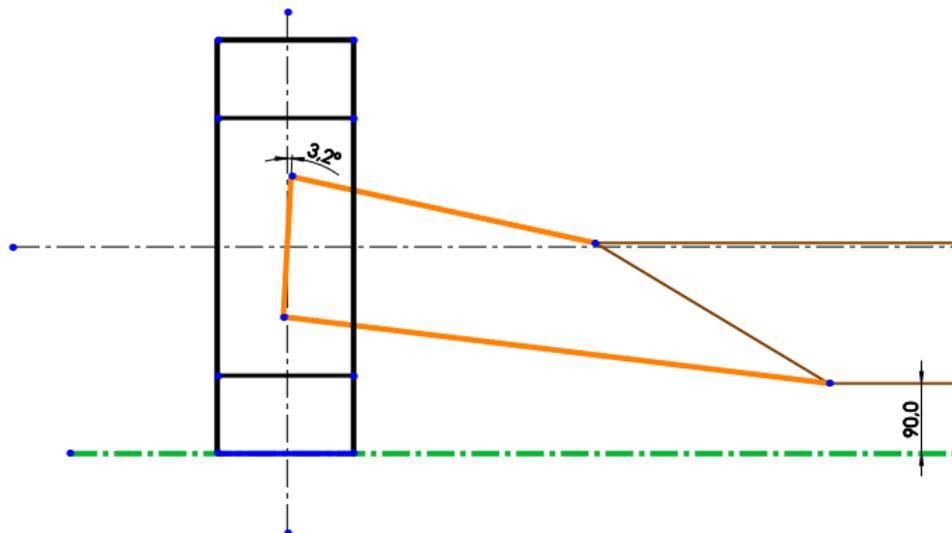
Apéndices

Apéndice A. Variación del ángulo de caída (camber)

Con la configuración propuesta se calcularon los ángulos de caída en la altura máxima y mínima que puede tener el chasis al suelo, encontrando así que la variación del camber es de entre **1,9 y 3,2°** respectivamente.

Figura 1

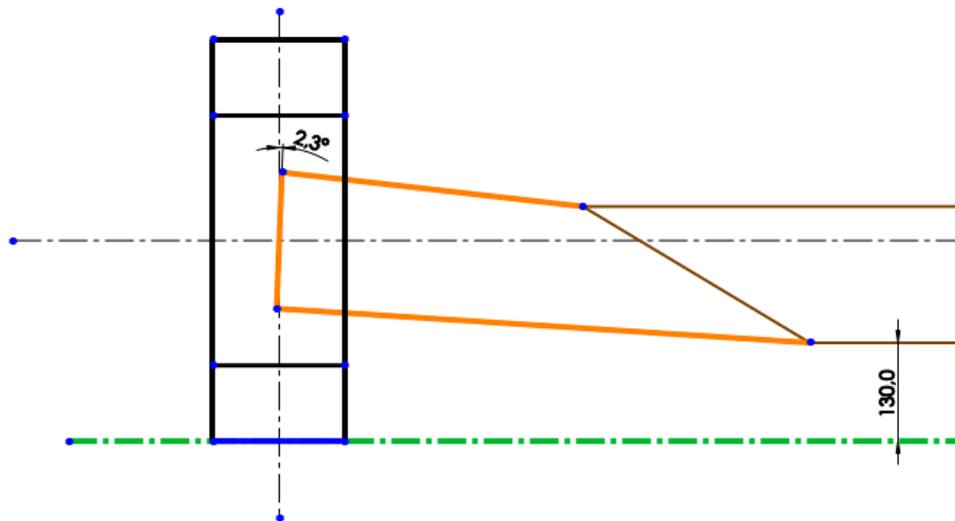
Camber en la altura mínima del chasis al suelo



Nota: Ángulo de camber en el rebote de la rueda.

Figura 2

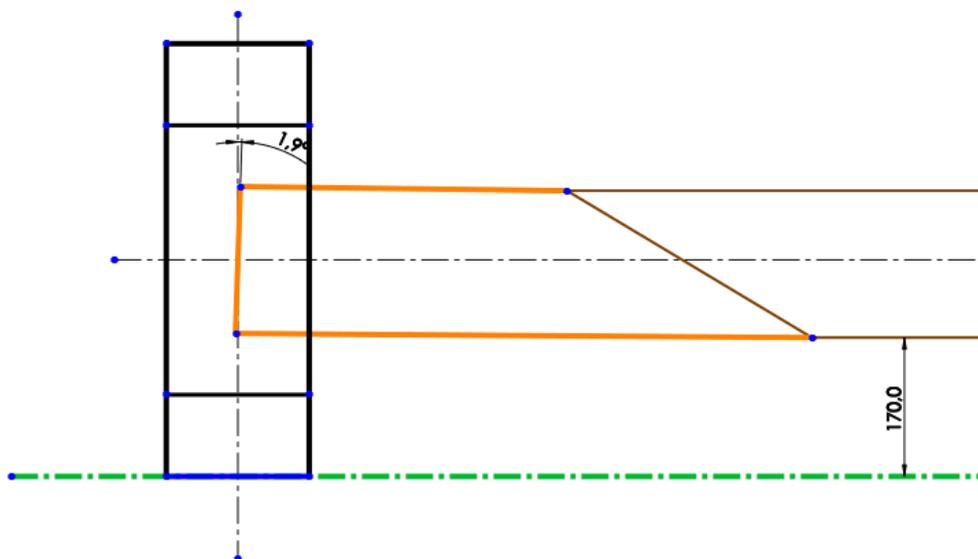
Camber en el reposo



Nota: Ángulo de camber en el reposo.

Figura 3

Camber en la altura máxima del chasis al suelo



Nota: Ángulo de camber en la máxima compresión de la rueda

Apéndice B. Transferencia de cargas

➤ Transferencia de carga longitudinal en aceleración

Del diagrama de cuerpo libre de la **figura 20** se obtiene que:

$$\sum F_y = 0; \quad N_2 + 2 \cdot N_1 - P = 0 \quad (1)$$

$$\sum M_1 = 0; \quad (N_2 \cdot L) - (P \cdot a) - (F_a \cdot Y) = 0 \quad (2)$$

Donde:

N_2 : Transferencia de carga en la rueda trasera

N_1 : Transferencia de carga en cada rueda delantera

P : Peso total del vehículo

F_a : Fuerza debida a la aceleración

Y : Altura del centro de gravedad al suelo

Z : Distancia del centro de gravedad medido desde el punto de contacto de la rueda trasera al suelo

L = Distancia entre ejes

También, la fuerza de aceleración se calcula como:

$$F_a = m \cdot a_z \quad (3)$$

Siendo m la masa total del vehículo y a_z la aceleración del vehículo. Para el cálculo de la aceleración se utilizó la referencia del Renault Twizy 80 mencionada en las especificaciones de diseño, donde se tiene que el vehículo logra acelerar de 0 a 45 Km/h en 6,1 segundos.

$$\int \frac{dv}{dt} = \int a_z \quad (4)$$

Resolviendo, obtenemos que la aceleración del vehículo es:

$$a_z = 2,049 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

Por lo tanto, se obtiene una fuerza debida a la aceleración de:

$$F_a = 700 \cdot 2,0491 = 1434,37[N]$$

Con esto y utilizando las ecuaciones 1 y 2 se calcula la transferencia de carga que se da tanto al tren trasero como delantero:

$$N_1 = 1401,72 [N], \quad N_2 = 4064,95 [N]$$

➤ **Transferencia de carga longitudinal en frenado**

Del diagrama de cuerpo libre de la **figura 21** se obtiene que:

$$\sum F_y = 0; \quad N_2 + 2 \cdot N_1 - P = 0 \quad (5)$$

$$\sum M_1 = 0; \quad (N_2 \cdot L) - (P \cdot a) + (F_f \cdot Y) = 0 \quad (6)$$

Donde:

N_2 : Transferencia de carga en la rueda trasera

N_1 : Transferencia de carga en cada rueda delantera

P : Peso total del vehículo

F_f : Fuerza debida a la aceleración de frenado

Y : Altura del centro de gravedad al suelo

Z : Distancia del centro de gravedad medido desde el punto de contacto de la rueda trasera al suelo

L = Distancia entre ejes

Además, la fuerza de frenado se puede calcular como

$$F_f = m \cdot a_f \quad (7)$$

Siendo **m** la masa total del vehículo y **a_f** la aceleración de frenado del vehículo. Para el cálculo de la aceleración se utilizó como referencia el artículo mencionado en el apartado 6.2.2.2 donde se especifica que para detener un vehículo el cual tiene una velocidad de 60 Km/h se necesitan en promedio 29,8 [m] de distancia.

$$\int \frac{dv}{a_f} = \int \frac{dx}{v} \quad (8)$$

Resolviendo, se obtiene que la aceleración de frenado del vehículo es:

$$a_f = 4,66 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

Por lo tanto, se calcula una fuerza debida a la aceleración de:

$$F_a = 700 \cdot 4,66 = 3262 \text{ [N]}$$

Con esto y utilizando las ecuaciones 5 y 6 se calcula la transferencia de carga que se da tanto al tren trasero como en el delantero en la condición de frenado:

$$N_1 = 2184,45 \text{ [N]} , \quad N_2 = 2499,49 \text{ [N]}$$

➤ **Transferencia de cargas laterales**

Del diagrama de cuerpo libre de la **figura 23**:

Donde:

$W_d =$ *Peso del tren delantero*

$N_L =$ *Carga en la rueda exterior*

$F_{Lateral} =$ *Fuerza centrífuga*

$t =$ *Distancia entre ruedas*

$Y =$ *Altura del centro de gravedad medida desde el suelo*

Para el cálculo de la transferencia de carga en la rueda exterior, realizamos momentos en O, con lo cual se obtiene qué:

$$\sum M_o = 0; N_L \cdot t - F_{lateral} \cdot Y - W_d \cdot \frac{t}{2} = 0 \quad (9)$$

Para calcular la Fuerza centrífuga:

$$F_{lateral} = m \cdot A_{Lateral} \quad (10)$$

Siendo **m** la masa del tren delantero y **A_{Lateral}** la aceleración lateral que se genera al momento de dar la curva, la cual se calcula de la siguiente manera:

$$A_{Lateral} = \frac{V^2}{r} \quad (11)$$

Siendo **V** la velocidad que lleva el vehículo al momento de dar la curva y **r** el radio de curvatura, para tener referencia sobre el radio de curvatura y la velocidad que lleva el vehículo en la curva, se utilizó la *Norma 3,1 I.C* para construcción de carreteras, en la cual se especifica que la velocidad ideal para curvas de 85 [m] de radio de curvatura, es 50 Km/h y un peralte máximo de 7%.

Figura 4

Relación de velocidad de proyecto-radio mínimo-peralte máximo.

VELOCIDAD DE PROYECTO (V _p) (km/h)	GRUPO 1		GRUPO 2		GRUPO 3	
	A-140 y A-130		A-120, A-110, A-100, A-90, A-80 y C-100		C-90, C-80, C-70, C-60, C-50 y C-40	
	RADIO MÍNIMO (m)	PERALTE MÁXIMO (%)	RADIO MÍNIMO (m)	PERALTE MÁXIMO (%)	RADIO MÍNIMO (m)	PERALTE MÁXIMO (%)
140	1 050	8,00	--	--	--	--
130	850	8,00	--	--	--	--
120	--	--	700	8,00	--	--
110	--	--	550	8,00	--	--
100	--	--	450	8,00	--	--
90	--	--	350	8,00	350	7,00
80	--	--	250	8,00	265	7,00
70	--	--	--	--	190	7,00
60	--	--	--	--	130	7,00
50	--	--	--	--	85	7,00
40	--	--	--	--	50	7,00

Nota: Tomado de: Mitma (s.f.) Norma 31ic trazado orden Recuperado de:
https://www.mitma.gob.es/recursos_mfom/norma_31ic_trazado_orden_fom_273_2016.pdf

Tomando como referencia la norma y teniendo en cuenta que se analizará un caso crítico, se tomó una curva con un radio de 50 [m] a una velocidad de 50 [Km/h] y un peralte de 0%.

$$A_{Lateral} = 3,85 \left[\frac{m}{s^2} \right], F_{Lateral} = 1215,27 [N]$$

Calculando la transferencia de carga en la rueda exterior a partir de la ecuación 9 se obtiene que:

$$N_L = 1909,65[N]$$

Luego para calcular la carga en la rueda interior del vehículo se realiza una sumatoria de fuerzas en el eje Y:

$$\sum F_y = 0; N_L - W_d + N_I = 0 \quad (12)$$

Obteniendo:

$$N_I = 1180,5 [N]$$

➤ **Aceleración lateral**

A partir de la **figura 23** se realiza sumatoria de fuerza en el eje X:

$$\sum F_x = 0; F_{r1} - F_{Lateral} + F_{r2} = 0 \quad (13)$$

Además, para condición de fricción estática la fuerza de fricción se calcula cómo:

$$F_r = N \cdot \mu_y \quad (14)$$

Sustituyendo la ecuación 14 en la ecuación 13 se obtiene lo siguiente:

$$N_L \cdot \mu_{ymin} - F_{Lateral} + N_I \cdot \mu_{ymin} = 0 \quad (15)$$

Despejando el coeficiente de fricción estático mínimo para las condiciones expuestas es:

$$\mu_{ymin} = 0,3932$$

De la ecuación 14 se calculan las fuerzas de fricción, con el coeficiente de rozamiento hallado, tanto de la rueda exterior como interior del vehículo respectivamente:

$$F_{r1} = 750,87 [N] \quad F_{r2} = 464,17 [N]$$

Luego, para la fuerza lateral que soporta la rueda trasera, se calculó la Fuerza lateral de todo el vehículo utilizando la ecuación 10.

$$F_{Lateral} = 2700,66 [N]$$

Posteriormente, dado que la Fuerza lateral que recibe el vehículo debe ser soportada por cada una de las ruedas, se obtiene que la fuerza lateral en la rueda trasera es:

$$F_{r3} = 1485,62 [N]$$

Apéndice C. Distribución de fuerzas en los brazos de la suspensión delantera

➤ Distribución de fuerzas durante curva y frenado

Con base en la **figura 24** se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$\sum F_Y = 0; F_R - F_{BI} * \text{sen}(0,4^\circ) - F_A * \text{sen}(50^\circ) + F_{BS} * \text{sen}(0,7^\circ) = 0 \quad (16)$$

$$\sum F_X = 0; F_L + F_{BI} * \text{cos}(0,4^\circ) - F_A * \text{cos}(50^\circ) - F_{BS} * \text{cos}(0,7^\circ) = 0 \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \sum M_o = 0; F_R * (47) - F_L * (175,2) + F_a * \text{sen}(50^\circ) \cdot 78 + F_a * \text{cos}(50^\circ) \cdot 0,6 \\ - F_{BS} \cdot \text{cos}(0,7^\circ) * (355 - 175,2) - F_{BS} * \text{sen}(0,7^\circ) * (53 - 47) \\ = 0 \end{aligned} \quad (18)$$

Donde:

F_R : Fuerza de la rueda

F_A : Fuerza en el amortiguador

F_L : Fuerza lateral

F_{BS} : Fuerza en el brazo superior de la suspensión

F_{BI} : Fuerza en el brazo inferior de la suspensión

Debido a las condiciones establecidas y los cálculos realizados en numerales anteriores, se conoce la Fuerza lateral en la rueda exterior y la Fuerza de la rueda.

$$F_{r1} = 750,87 [N]$$

$$F_R = \frac{W_d}{2} + N_L + N_{1-Frenado} = \frac{700 * 0,45 * 9,81}{2} + 1909,65 + 2184,45$$

$$F_R = 5639,175 [N]$$

Con estos valores y resolviendo las ecuaciones 16, 17 y 18 simultáneamente, se obtienen las cargas del amortiguador y de los brazos de la suspensión.

$$F_{BS} = 3198,721 [N], F_{BI} = 7170,404 [N], F_A = 7343,087 [N]$$

➤ **Distribución de fuerzas a una velocidad constante**

Con base en la **figura 36** se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$\sum F_Y = 0; F_R - F_{BI} * \text{sen}(3,7^\circ) - F_A * \text{sen}(50^\circ) + F_{BS} * \text{sen}(6,5^\circ) = 0 \quad (19)$$

$$\sum F_X = 0; F_{BI} * \text{cos}(3,7^\circ) - F_A * \text{cos}(50^\circ) - F_{BS} * \text{cos}(6,5^\circ) = 0 \quad (20)$$

$$\begin{aligned} \sum M_o = 0; F_R * (46,5) + F_a * \text{sen}(50^\circ) \cdot 78 + F_a * \text{cos}(50^\circ) \cdot 5 - F_{BS} \cdot \text{cos}(6,5^\circ) \\ * (355 - 175,2) - F_{BS} * \text{sen}(6,5^\circ) * (53 - 47) = 0 \end{aligned} \quad (21)$$

Donde:

F_R : Fuerza de la rueda

F_A : Fuerza en el amortiguador

F_{BS} : Fuerza en el brazo superior de la suspensión

F_{BI} : Fuerza en el brazo inferior de la suspensión

Debido a las condiciones establecidas y los cálculos realizados en numerales anteriores, se conoce la Fuerza de la rueda, la cual corresponde a la mitad del peso que soporta el eje delantero

$$F_R = \frac{W_d}{2} = \frac{700 * 0,45 * 9,81}{2} \quad (22)$$

$$F_R = 1545,075 [N]$$

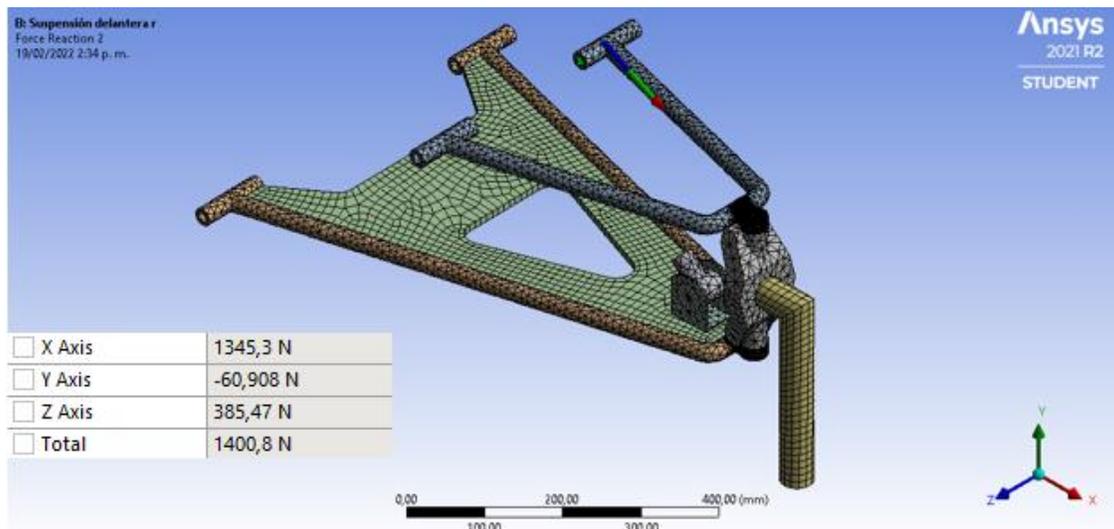
Con estos valores y resolviendo las ecuaciones 19, 20 y 21 simultáneamente, se obtiene la carga que soporta el conjunto muelle amortiguador, la cual será necesaria para la selección del mismo.

$$F_A = 1979,556 [N]$$

Apéndice D. Comprobación de cargas en el sistema de suspensión delantero

Figura 5

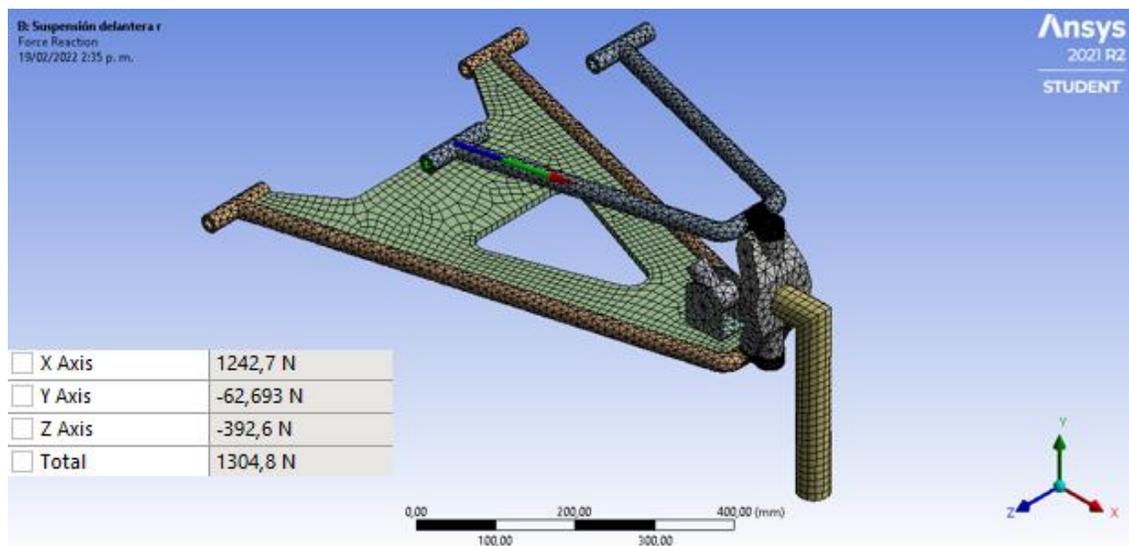
Carga en el brazo superior derecho de la suspensión delantera



Nota: Carga que soporta uno de los dos brazos superiores de la suspensión delantera.

Figura 6

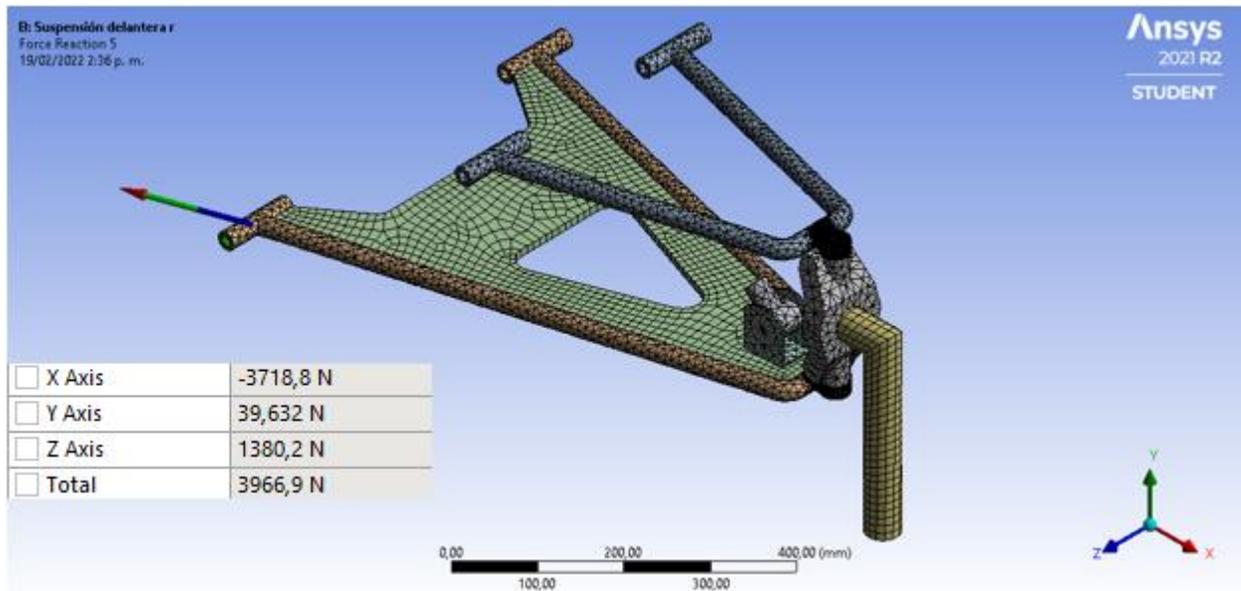
Carga en el brazo superior izquierdo de la suspensión delantera



Nota: Carga que soporta uno de los dos brazos superiores de la suspensión delantera.

Figura 7

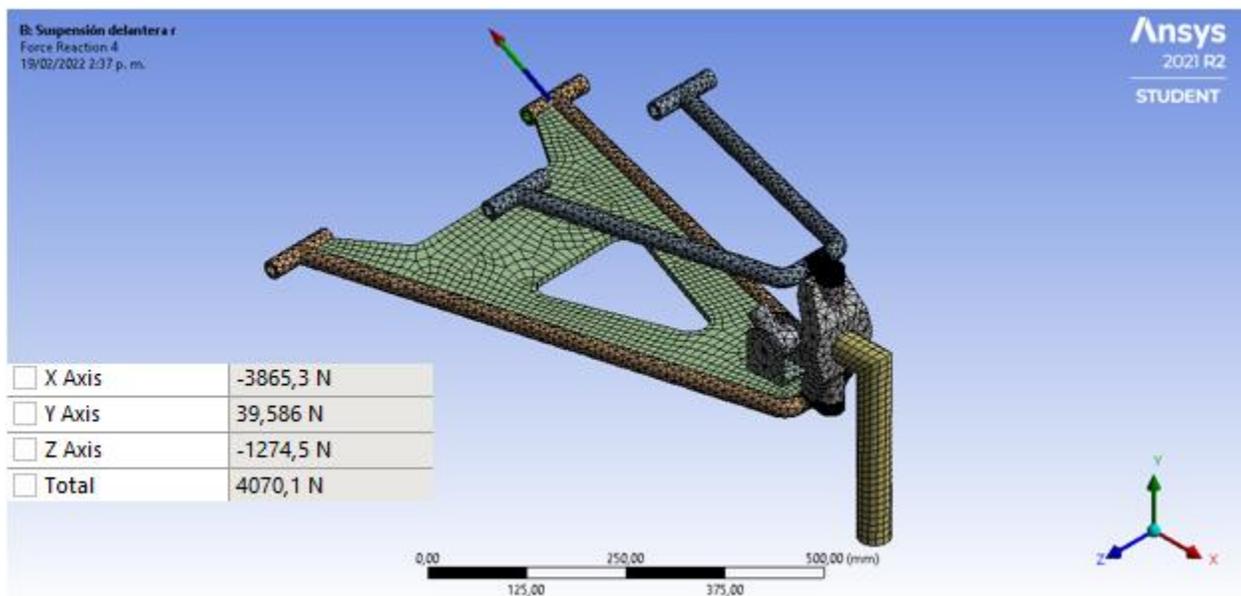
Carga en el brazo inferior izquierdo de la suspensión delantera



Nota: Carga que soporta uno de los dos brazos inferiores de la suspensión delantera.

Figura 8

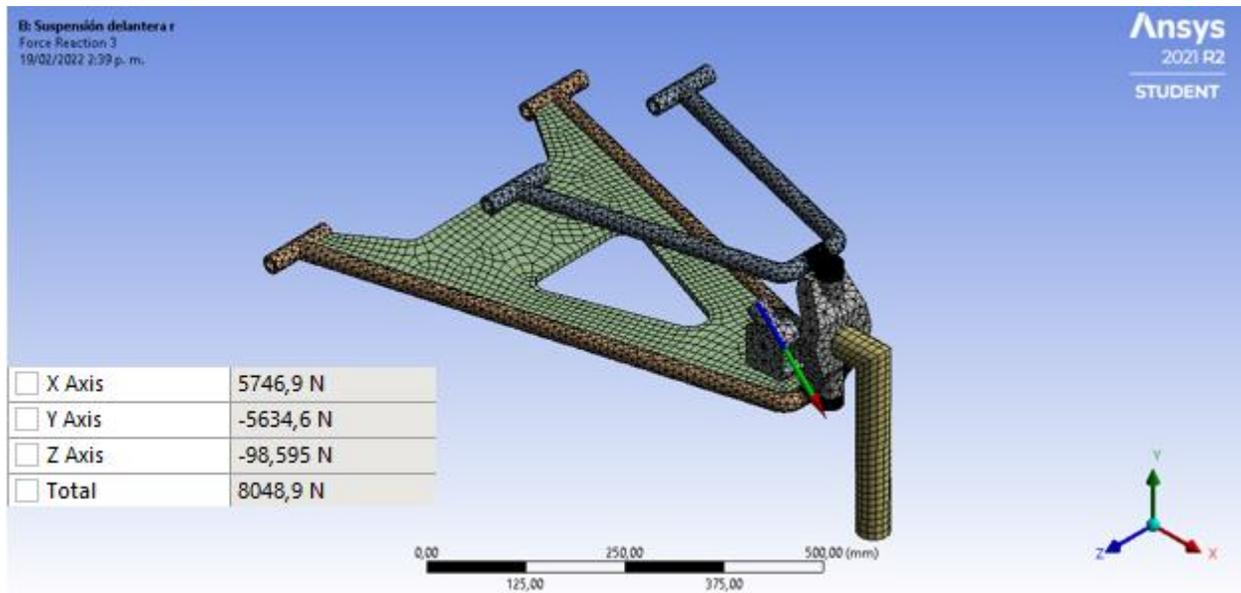
Carga en el brazo inferior derecho de la suspensión delantera



Nota: Carga que soporta uno de los dos brazos inferiores de la suspensión delantera.

Figura 9

Carga en el conjunto muelle-amortiguador de la suspensión delantera



Nota: Carga que soporta el sistema muelle-amortiguador con todos sus sentidos

Apéndice E. Distribución de fuerzas en los brazos de la suspensión trasera

Con base en la **figura 38** anterior, se plantean las siguientes ecuaciones:

$$\sum M_o = 0; F_R \cdot (500) = F_A \cdot \text{Cos}(30,25^\circ) \cdot (240) - F_A \cdot \text{Sen}(30,25^\circ) \cdot (6,87) \quad (23)$$

Donde:

F_R : Fuerza de la rueda

F_A : Fuerza del amortiguador

Conociendo el valor de la fuerza de la rueda, debido a los cálculos realizados anteriormente y a la distribución de masas planteadas se obtiene lo siguiente:

$$F_R = N_2 + W_t \quad (24)$$

Donde N_2 es la transferencia de carga a la rueda trasera debido a la aceleración y W_t es el peso del tren trasero.

$$F_R = 4064,95 + 700 \cdot 0,55 \cdot 9,81 = 7841,8 [N]$$

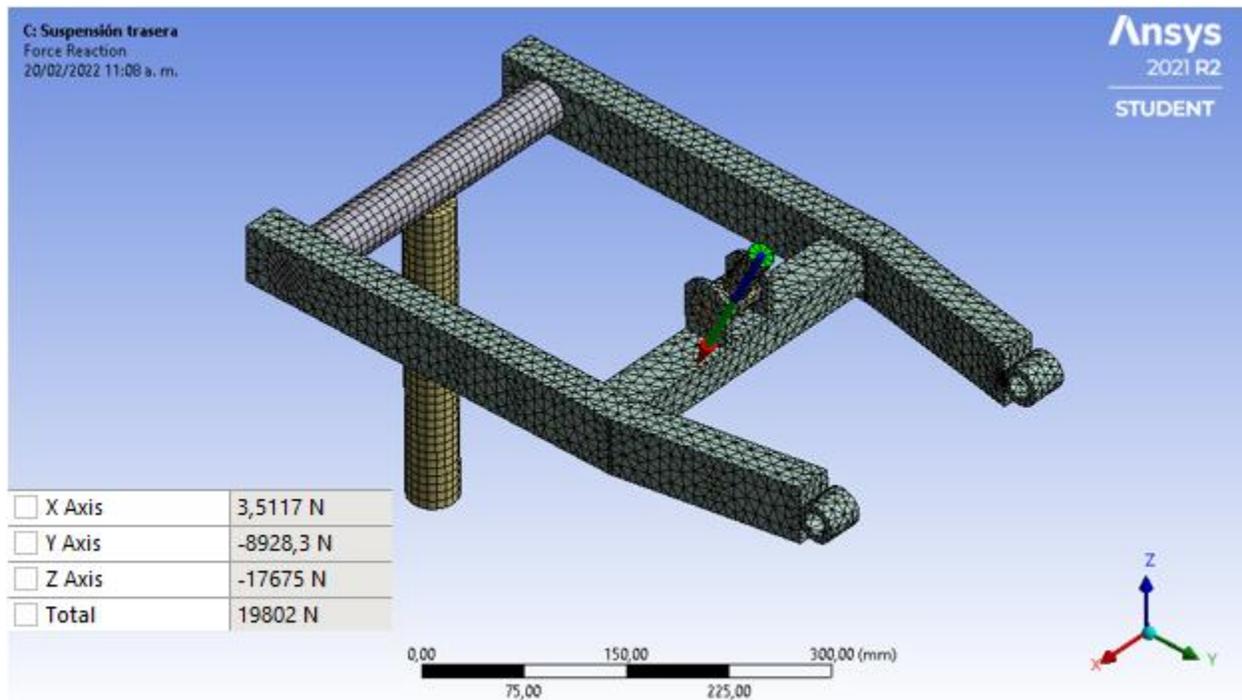
Con lo cual se obtiene que la fuerza del amortiguador en el instante crítico de la suspensión es:

$$F_A = 19233,336 [N]$$

Apéndice F. Comprobación de cargas en la suspensión trasera

Figura 10

Carga en el conjunto muelle-amortiguador de la suspensión trasera



Nota: Carga que soporta el sistema muelle-amortiguador con todos sus sentidos

Apéndice H. Cálculo del modelo de un grado de libertad

La ecuación diferencial que modela el comportamiento del sistema

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + c \frac{dy}{dt} + k y = 0 \quad (25)$$

Y la ecuación característica es

$$m \lambda^2 + c \lambda + k = 0 \quad (25)$$

Donde:

$$\lambda_{1,2} = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}} \quad (27)$$

Además, el amortiguamiento crítico y la frecuencia fundamental del sistema amortiguado es:

$$C_{cri} = 2\sqrt{k m} \quad (28)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{c}{2m}\right)^2} \quad (29)$$

Con base en lo anterior se puede realizar un predimensionamiento aproximado del sistema de suspensión, utilizando los estándares de confort que otorga la norma UNE-ISO 2631-1, donde la frecuencia natural debe ser superior a 1 Hz.

Despreciando el amortiguamiento en la frecuencia natural

$$f_n = \frac{\sqrt{k}}{2\pi} \quad (30)$$

con $f_n = 1 \text{ Hz}$ y despejando la rigidez (k):

$$k = 4\pi^2 m \quad (31)$$

Para el amortiguamiento:

$$c = 0,25 c_{cri} \quad (32)$$

Con estas ecuaciones y teniendo en cuenta que la masa para el tren delantera es el 45% de la masa total, para medio vehículo la masa es:

$$m = 700 \cdot \frac{0,45}{2} \text{ Kg}$$

$$m = 157,5 \text{ Kg}$$

Los resultados son:

$$\beta = 0,9682 \text{ [Hz]}$$

$$c = 494,8 \text{ [N} \cdot \text{s/m]}$$

$$K = 6217,85 \text{ [N/m]}$$

Apéndice G. Modelo de dos grados de libertad

Para la masa suspendida:

$$m_s \ddot{x}_s + c_s (\dot{x}_s - \dot{x}_{ns}) + k_s (x_s - x_{ns}) = 0 \quad (33)$$

Para la masa no suspendida:

$$m_{ns} \ddot{x}_{ns} + c_s (\dot{x}_{ns} - \dot{x}_s) + (k_{ns} + k_s)x_{ns} - k_s x_s = 0 \quad (34)$$

Teniendo estas dos ecuaciones y reescribiéndolas de manera matricial se tiene que:

$$\begin{bmatrix} m_s & 0 \\ 0 & m_{ns} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_s \\ \ddot{x}_{ns} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_s & -c_s \\ -c_s & c_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_s \\ \dot{x}_{ns} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_s & -k_s \\ -k_s & k_{ns} + k_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_s \\ x_{ns} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ k_{ns} y \end{bmatrix} \quad (35)$$

Apéndice H. Modelo de cuatro grados de libertad (modo de balanceo)

Las ecuaciones que modelan el sistema son:

$$m \ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{x}_1 + b_1\dot{\phi}) + c(\dot{x} - \dot{x}_2 - b_2\dot{\phi}) + k(x - x_1 + b_1\phi) + k(x - x_2 - b_2\phi) = 0 \quad (36)$$

$$I_x \ddot{\phi} + b_1 c(\dot{x} - \dot{x}_1 + b_1\dot{\phi}) - b_2 c(\dot{x} - \dot{x}_2 - b_2\dot{\phi}) + b_1 k(x - x_1 + b_1\phi) - b_2 k(x - x_2 - b_2\phi) + K_R\phi = 0 \quad (37)$$

$$m_1 \ddot{x}_1 - c(\dot{x} - \dot{x}_1 + b_1\dot{\phi}) - k(x - x_1 + b_1\phi) + k_t(x_1 - y_1) = 0 \quad (38)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - c(\dot{x} - \dot{x}_2 - b_2\dot{\phi}) - k(x - x_2 - b_2\phi) + k_t(x_2 - y_2) = 0 \quad (39)$$

Teniendo estas dos ecuaciones y reescribiéndolas de manera matricial se tiene que:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \quad (40)$$

$$[\ddot{x}] = \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\phi} \\ \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} \quad (41)$$

$$[M] = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 \end{bmatrix} \quad (42)$$

$$[C] = \begin{bmatrix} 2c & c b_1 - c b_2 & -c & -c \\ c b_1 - c b_2 & c b_1^2 + c b_2^2 & -c b_1 & c b_2 \\ -c & -c b_1 & c & 0 \\ -c & c b_2 & 0 & c \end{bmatrix} \quad (43)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} 2k & k b_1 - k b_2 & -k & -k \\ k b_1 - k b_2 & k b_1^2 + k b_2^2 + k_R & -k b_1 & k b_2 \\ -k & -k b_1 & k + k_t & 0 \\ -k & k b_2 & 0 & k + k_t \end{bmatrix} \quad (44)$$

$$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ y_1 k_1 \\ y_2 k_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} \quad (45)$$

Apéndice I. Modelo de cuatro grados de libertad (modo de cabeceo)

Las ecuaciones que modelan el sistema son:

$$m \ddot{x} + c_1(\dot{x} - \dot{x}_1 - a_1\dot{\theta}) + c_2(\dot{x} - \dot{x}_2 + a_2\dot{\theta}) + k_1(x - x_1 - a_1\theta) + k_2(x - x_2 + a_2\theta) = 0 \quad (46)$$

$$I_y \ddot{\theta} - a_1 c_1(\dot{x} - \dot{x}_1 - a_1\dot{\theta}) + a_2 c_2(\dot{x} - \dot{x}_2 + a_2\dot{\theta}) - a_1 k_1(x - x_1 - a_1\theta) + a_2 k_2(x - x_2 + a_2\theta) = 0 \quad (47)$$

$$m_1 \ddot{x}_1 - c_1(\dot{x} - \dot{x}_1 - a_1\dot{\theta}) - k_1(x - x_1 - a_1\theta) + k_{t1}(x_1 - y_1) = 0 \quad (48)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - c_2(\dot{x} - \dot{x}_2 + a_2\dot{\theta}) - k_2(x - x_2 + a_2\theta) + k_{t2}(x_2 - y_2) = 0 \quad (49)$$

Teniendo estas dos ecuaciones y reescribiéndolas de manera matricial se tiene que:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \quad (50)$$

$$\{X\} = \begin{bmatrix} x \\ \theta \\ x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} \quad (51)$$

$$[M] = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_y & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 \end{bmatrix} \quad (52)$$

$$[C] = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & c_2 a_2 - c_1 a_1 & -c_1 & -c_2 \\ c_2 a_2 - c_1 a_1 & c_1 a_1^2 + c_2 a_2^2 & c_1 a_1 & -c_2 a_2 \\ -c_1 & c_1 a_1 & c_1 & 0 \\ -c_2 & -c_2 a_2 & 0 & c_2 \end{bmatrix} \quad (53)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & k_2 a_2 - k_1 a_1 & -k_1 & -k_2 \\ k_2 a_2 - k_1 a_1 & k_1 a_1^2 + k_2 a_2^2 & k_1 a_1 & -k_2 a_2 \\ -k_1 & k_1 a_1 & k_1 + k_{t1} & 0 \\ -k_2 & -k_2 a_2 & 0 & k_2 + k_{t2} \end{bmatrix} \quad (54)$$

$$\{F\} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ y_1 k_{t1} \\ y_2 k_{t2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} \quad (55)$$

Apéndice J. Modelo de seis grados de libertad

Las ecuaciones que modelan el sistema de seis grados de libertad del vehículo son las siguientes:

$$\begin{aligned}
 m \cdot \ddot{x} + C_f \cdot (\dot{x} - \dot{x}_1 - a_1 \cdot \dot{\theta}) + C_f \cdot (\dot{x} - \dot{x}_2 - a_1 \cdot \dot{\theta}) + C_r \cdot (\dot{x} - \dot{x}_3 + a_2 \cdot \dot{\theta}) + k_f \\
 \cdot (x - x_1 - a_1 \cdot \theta) + k_f \cdot (x - x_2 - a_1 \cdot \theta) + k_r \cdot (x - x_3 + a_2 \cdot \theta) \\
 = 0
 \end{aligned} \tag{56}$$

$$\begin{aligned}
 I_x \cdot \ddot{\varphi} + b \cdot C_f \cdot (\dot{x} - \dot{x}_1 - a_1 \cdot \dot{\theta}) - b \cdot C_f \cdot (\dot{x} - \dot{x}_2 - a_1 \cdot \dot{\theta}) + b \cdot k_f \\
 \cdot (x - x_1 - a_1 \cdot \theta) - b \cdot k_f \cdot (x - x_2 - a_1 \cdot \theta) = 0
 \end{aligned} \tag{57}$$

$$\begin{aligned}
 I_y \cdot \ddot{\theta} - a_1 \cdot C_f \cdot (\dot{x} - \dot{x}_1 - a_1 \cdot \dot{\theta}) - a_1 \cdot C_f \cdot (\dot{x} - \dot{x}_2 - a_1 \cdot \dot{\theta}) + a_2 \cdot C_r \\
 \cdot (\dot{x} - \dot{x}_3 + a_2 \cdot \dot{\theta}) - a_1 \cdot k_f \cdot (x - x_1 - a_1 \cdot \theta) - a_1 \cdot k_f \\
 \cdot (x - x_2 - a_1 \cdot \theta) + a_2 \cdot k_r \cdot (x - x_3 + a_2 \cdot \theta) = 0
 \end{aligned} \tag{58}$$

$$\begin{aligned}
 m_f \cdot \ddot{x}_1 - C_f \cdot (\dot{x} - \dot{x}_1 + b \cdot \dot{\varphi} - a_1 \cdot \dot{\theta}) - k_f \cdot (x - x_1 + b \cdot \varphi - a_1 \cdot \theta) + K_{tf} \\
 \cdot (x_1 - y_1) = 0
 \end{aligned} \tag{59}$$

$$\begin{aligned}
 m_f \cdot \ddot{x}_2 - C_f \cdot (\dot{x} - \dot{x}_2 - b \cdot \dot{\varphi} - a_1 \cdot \dot{\theta}) - k_f \cdot (x - x_2 + b \cdot \varphi - a_1 \cdot \theta) + K_{tf} \\
 \cdot (x_2 - y_2) = 0
 \end{aligned} \tag{60}$$

$$\begin{aligned}
 m_r \cdot \ddot{x}_3 - C_r \cdot (\dot{x} - \dot{x}_3 - b \cdot \dot{\varphi} + a_2 \cdot \dot{\theta}) - k_f \cdot (x - x_3 - b \cdot \varphi + a_2 \cdot \theta) + K_{tf} \\
 \cdot (x_3 - y_3) = 0
 \end{aligned} \tag{61}$$

Posterior a esto se nombran las variables de estado, para las cuales se utilizó la letra “W” buscando evitar una confusión con las variables que ya se poseen.

$$W_1 = X$$

$$W_2 = \dot{X}$$

$$W_3 = X_1$$

$$W_4 = \dot{X}_1$$

$$W_5 = X_2$$

$$W_6 = \dot{X}_2$$

$$W_7 = X_3$$

$$W_8 = \dot{X}_3$$

$$W_9 = \varphi$$

$$W_{10} = \dot{\varphi}$$

$$W_{11} = \theta$$

$$W_{12} = \dot{\theta}$$

Posterior a esto, se reescribió el sistema de manera matricial siguiendo el modelo designado en el numeral 7.3.

$$A = \begin{bmatrix}
 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 -\frac{(2 \cdot K_f)}{(+K_r)} & -\frac{(2 \cdot C_f)}{(+C_r)} & \frac{K_f}{m} & \frac{C_f}{m} & \frac{K_f}{m} & \frac{C_f}{m} & \frac{K_r}{m} & \frac{C_r}{m} & 0 & 0 & -\frac{(K_f + K_r)}{m} & \frac{(2 \cdot a_1 \cdot C_f)}{-C_r \cdot a_2} \\
 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 \frac{K_f}{m_f} & \frac{C_f}{m_f} & \frac{-(K_f)}{+K_{tf}} & \frac{-C_f}{m_f} & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{b \cdot K_f}{m_f} & \frac{b \cdot C_f}{m_f} & \frac{-a_1 \cdot K_f}{m_f} & \frac{-a_1 \cdot C_f}{m_f} \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 \frac{K_f}{m_f} & \frac{C_f}{m_f} & 0 & 0 & \frac{-(K_f)}{+K_{tf}} & \frac{-C_f}{m_f} & 0 & 0 & \frac{-b \cdot K_f}{m_f} & \frac{-b \cdot C_f}{m_f} & \frac{-a_1 \cdot K_f}{m_f} & \frac{-a_1 \cdot C_f}{m_f} \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 \frac{K_r}{m_r} & \frac{C_r}{m_r} & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{-(K_r)}{+K_{tr}} & \frac{-C_r}{m_r} & 0 & 0 & \frac{a_2 \cdot K_r}{m_r} & \frac{a_2 \cdot C_r}{m_r} \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & \frac{b \cdot K_f}{I_x} & \frac{b \cdot C_f}{I_x} & \frac{-b \cdot K_f}{I_x} & \frac{-b \cdot C_f}{I_x} & 0 & 0 & \frac{2 \cdot b^2 \cdot K_f}{I_x} & \frac{2 \cdot b^2 \cdot C_f}{I_x} & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\
 \frac{(2 \cdot a_1 \cdot K_f - K_r \cdot a_2)}{I_y} & \frac{(2 \cdot a_1 \cdot C_f - C_r \cdot a_2)}{I_y} & -\frac{a_1 \cdot K_f}{I_y} & -\frac{a_1 \cdot C_f}{I_y} & -\frac{a_1 \cdot K_f}{I_y} & -\frac{a_1 \cdot C_f}{I_y} & \frac{a_2 \cdot K_r}{I_y} & \frac{a_2 \cdot C_r}{I_y} & 0 & 0 & -\frac{(2 \cdot a_1^2 \cdot K_f + K_r \cdot a_2^2)}{I_y} & -\frac{(2 \cdot a_1^2 \cdot C_f + C_r \cdot a_2^2)}{I_y}
 \end{bmatrix} \tag{62}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{K_{tf}}{m_f} & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{K_{tf}}{m_f} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{K_{tr}}{m_r} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (63)$$

$$C = [1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0] \quad (64)$$

Y, por último, D es igual a una matriz nula de una fila y dos columnas.

Apéndice K. Selección de los sistemas muelle amortiguador

Para el proceso de iteración se fijaron las constantes de amortiguamiento, con esto se calcularon las constantes de rigidez y, luego, partiendo de las constantes de rigidez halladas, se seleccionaron amortiguadores de catálogo. Dadas las características que tienen los amortiguadores en el mercado, se aproximó el valor calculado y posteriormente se recalculó la constante de amortiguamiento.

$$K_f \cdot 0,06444 + C_f \cdot V_f = 1979,55$$

$$K_r \cdot 0,03198 + C_r \cdot V_r = 9263,361$$

$$V_f = 0,2 \left[\frac{m}{s} \right], \quad V_r = 0,95 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$C_f = 2000 \left[\frac{N \cdot s}{m} \right], \quad C_r = 6200 \left[\frac{N \cdot s}{m} \right]$$

Donde C_f y C_r son constantes de amortiguamiento asumidas durante el proceso de iteración.

$$C_f = 2000 \left[\frac{N \cdot s}{m} \right], \quad C_r = 6200 \left[\frac{N \cdot s}{m} \right]$$

$$K_f = 24512 \left[\frac{N}{m} \right], \quad K_r = 105483 \left[\frac{N}{m} \right]$$

$$V_f = 0,2 \left[\frac{m}{s} \right], \quad V_r = 0,95 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Siendo K_f corresponde a la constante de rigidez de los muelles delanteros y K_r a la constante de rigidez del muelle trasero.

Con estos valores se buscaron constantes de rigidez cercanas a estos valores en el mercado. Se definieron las siguientes.

$$K_f = 25000 [N/m]$$

$$K_r = 105000 [N/m]$$

Posteriormente se recalcularon las constantes de amortiguamiento:

$$C_f = 1842,750 \left[\frac{N \cdot s}{m} \right], \quad C_r = 6216,275 \left[\frac{N \cdot s}{m} \right]$$

$$K_f = 25000 \left[\frac{N}{m} \right], \quad K_f = 105000 \left[\frac{N}{m} \right]$$

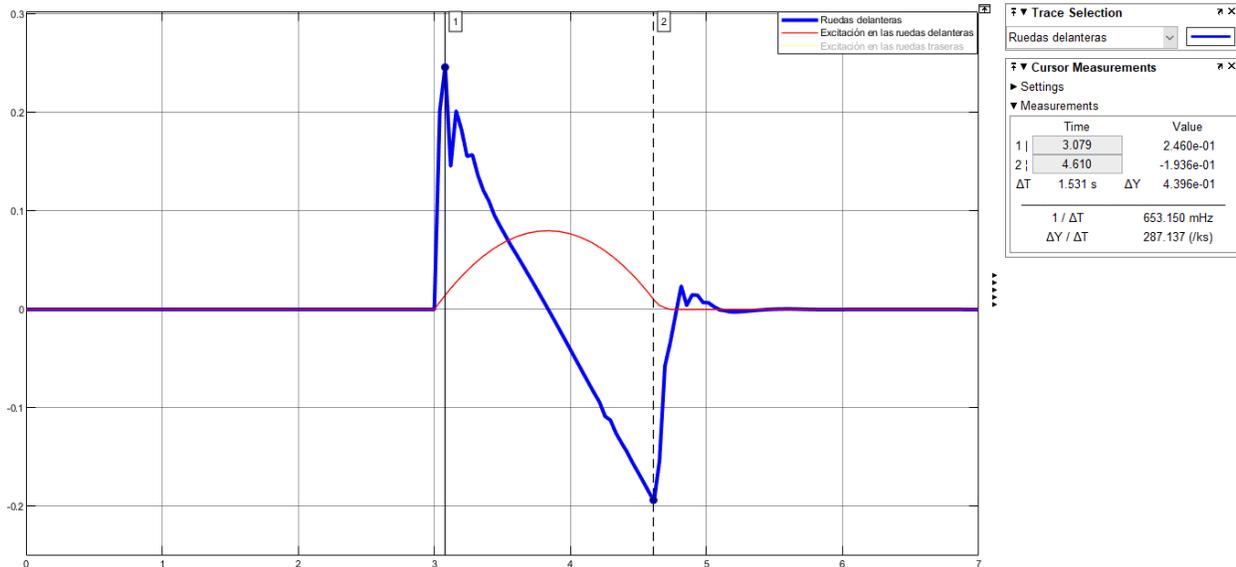
$$V_f = 0,2 \left[\frac{m}{s} \right], \quad V_f = 0,95 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Donde C_f corresponde a la constante de amortiguamiento de los amortiguadores delanteros y C_r a la constante de amortiguamiento del amortiguador trasero.

Posteriormente se verifico la velocidad vertical máxima de la rueda, teniendo en cuenta la suposición de que esta es la misma para todo el recorrido del amortiguador.

Figura 11

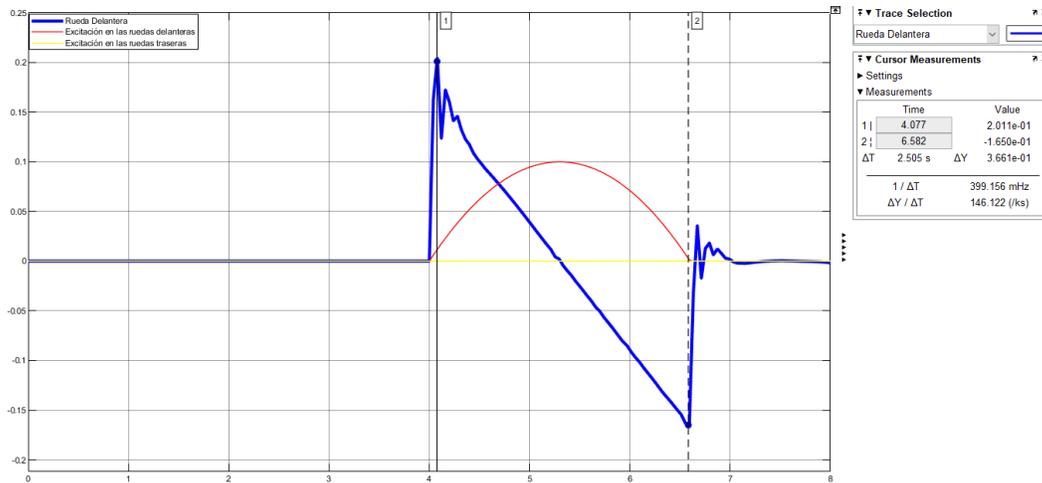
Intervalos de velocidad de la rueda delantera al pasar por el resalto portátil



Nota: En la imagen se muestra la velocidad del desplazamiento vertical de la rueda en azul y la función que representa el resalto portátil en rojo. La velocidad máxima es de $0,246 [m/s]$.

Figura 12

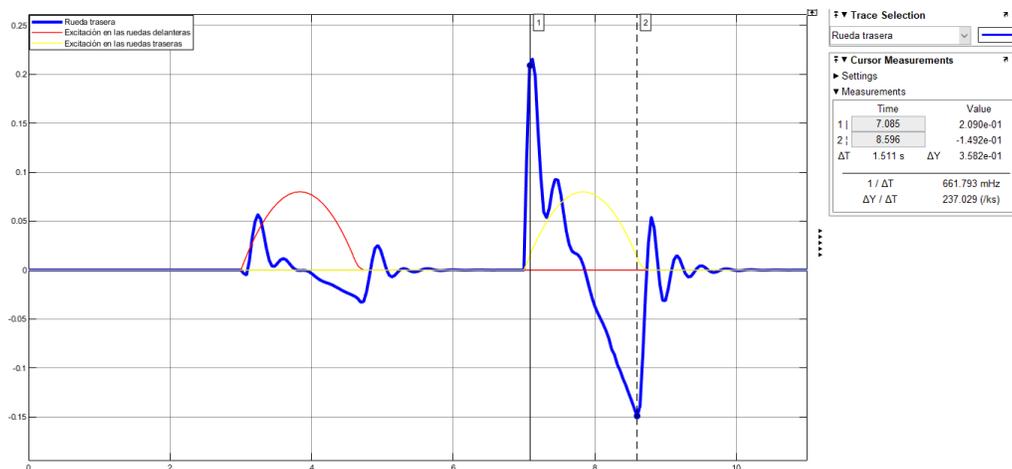
Intervalos de velocidad de la rueda delantera al pasar por el resalto parabólico



Nota: En la imagen se muestra la velocidad del desplazamiento vertical de la rueda en azul y la función que representa el resalto parabólico en rojo. La velocidad máxima es de 0,2 [m/s].

Figura 13

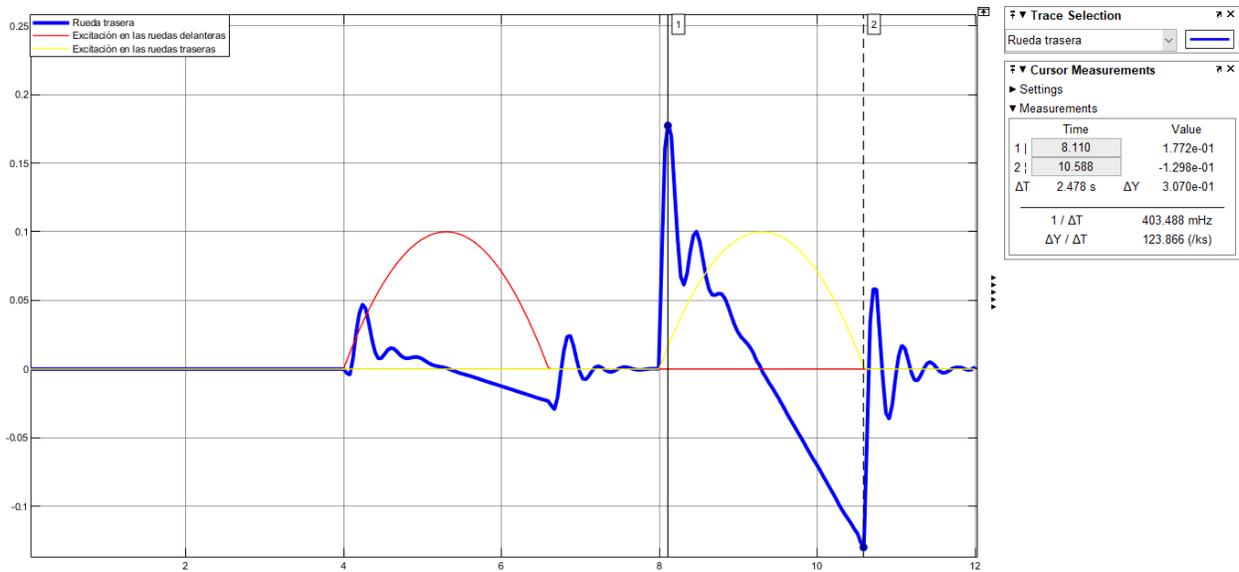
Intervalos de velocidad de la rueda trasera al pasar por el resalto portátil



Nota: En la imagen se muestra la velocidad del desplazamiento vertical de la rueda en azul y la función que representa el resalto parabólico en rojo para la entrada en las ruedas delanteras y en amarillo para la entrada en las ruedas traseras 0,2090 [m/s].

Figura 14

Intervalos de velocidad de la rueda trasera al pasar por el resalto parabólico



Nota: En la imagen se muestra la velocidad del desplazamiento vertical de la rueda en azul y la función que representa el resalto parabólico en rojo para la entrada en las ruedas delanteras y en amarillo para la entrada en las ruedas traseras $0,1772 [m/s]$.

Dado que las constantes de rigidez y amortiguamiento cumplen las condiciones para las cuales fueron diseñadas, se seleccionan los siguientes amortiguadores.

➤ Especificaciones de la pareja de amortiguadores delanteros

Figura 15

Pareja de amortiguadores del tren delantero



Nota: Pareja de amortiguadores STX 36 HD 044 con depósito de gas separado con latiguillo, totalmente regulables.

Figura 16

Especificaciones técnicas de los amortiguadores seleccionados

Length	328 ^{±0.5}	mm
Stroke	90	mm
Rebound	14	clicks
Compression	14	clicks
Spring preload	12	mm
Spring free length	200	mm

Nota: Tomado de <https://andreamhs.com/productos/stx-36-pareja-de-amortiguadores-hd-044-328-mm-muelles-negros-hd-044>.

➤ Especificaciones del amortiguador trasero

Figura 17

Sistema muelle-amortiguador trasero



Nota: Amortiguador Öhlins STX 46 Adventure Shock Absorber HO 729 con depósito de gas externo montado en manguera.

Figura 18

Especificación técnica del sistema muelle-amortiguador seleccionado

Technical data

Length:	381 mm
Stroke:	67 mm
Rate N/mm:	105 N/mm
Mounted spring:	60023-36

Nota: Tomado de <https://www.ohlins.eu/en/products/motorcycle/ho-729-lowering-kit--6594/>

Apéndice L. Sensibilidad de la malla

-
- Suspensión delantera

Figura 19

Desplazamiento total con 63775 elementos

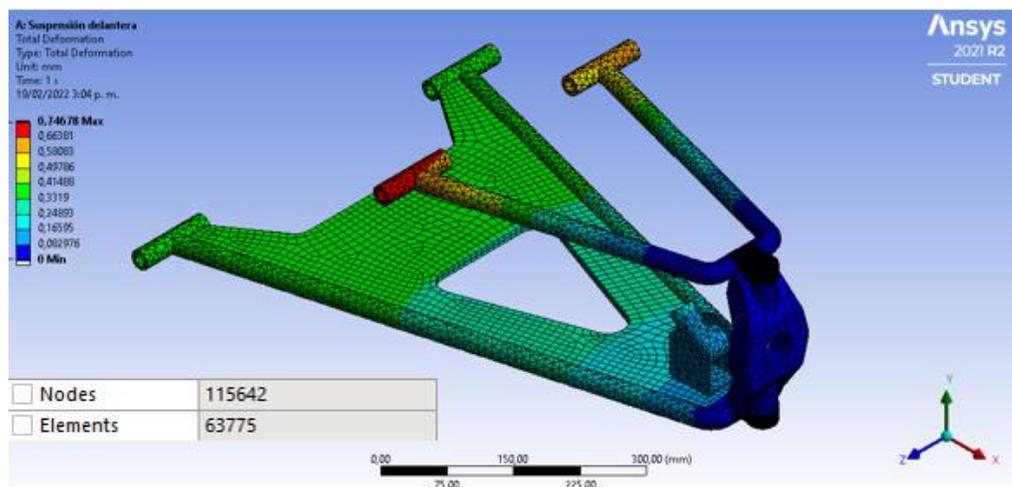
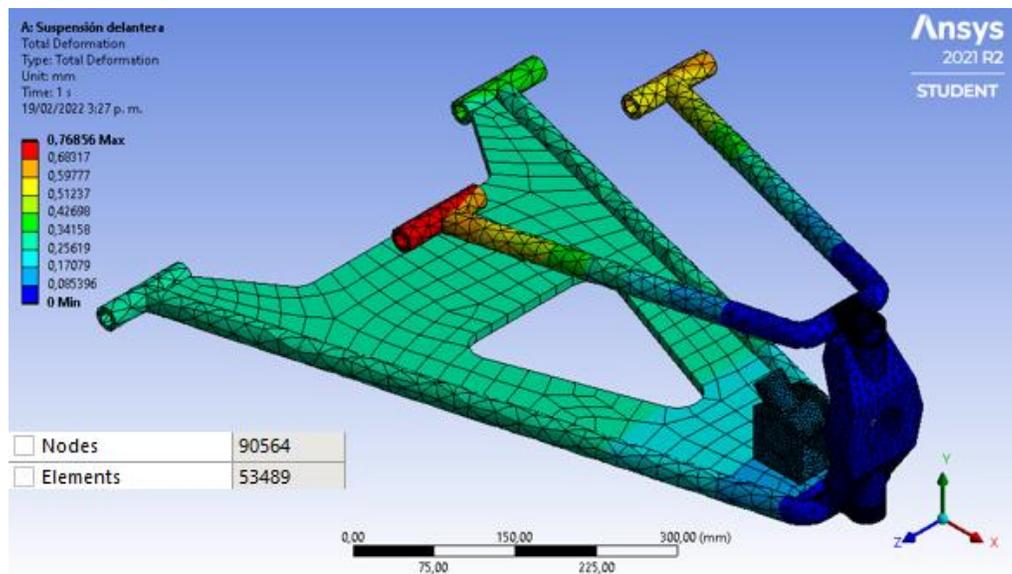


Figura 20

Desplazamiento total con 53489 elementos

**Figura 21**

Desplazamiento total con 45028 elementos

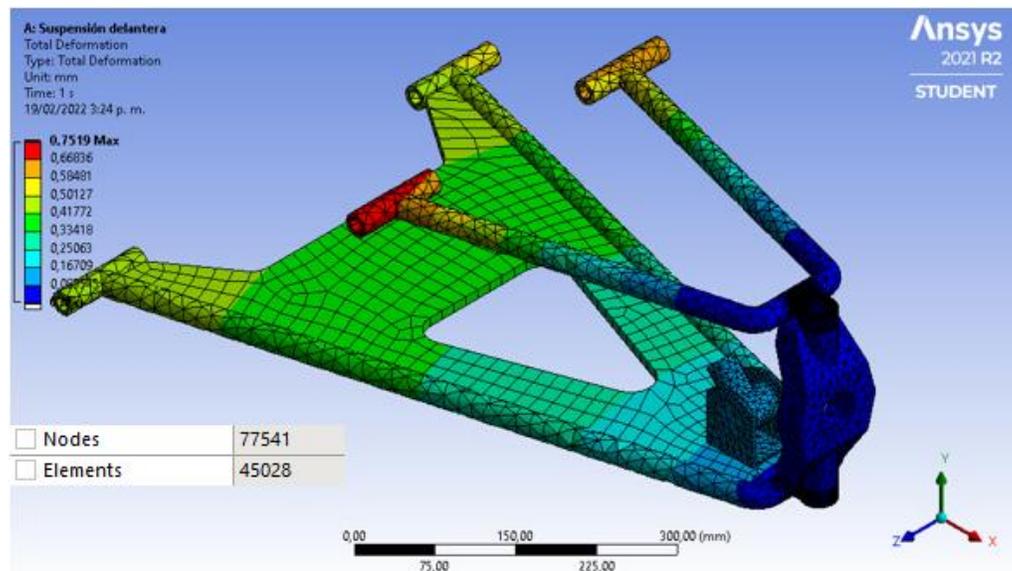
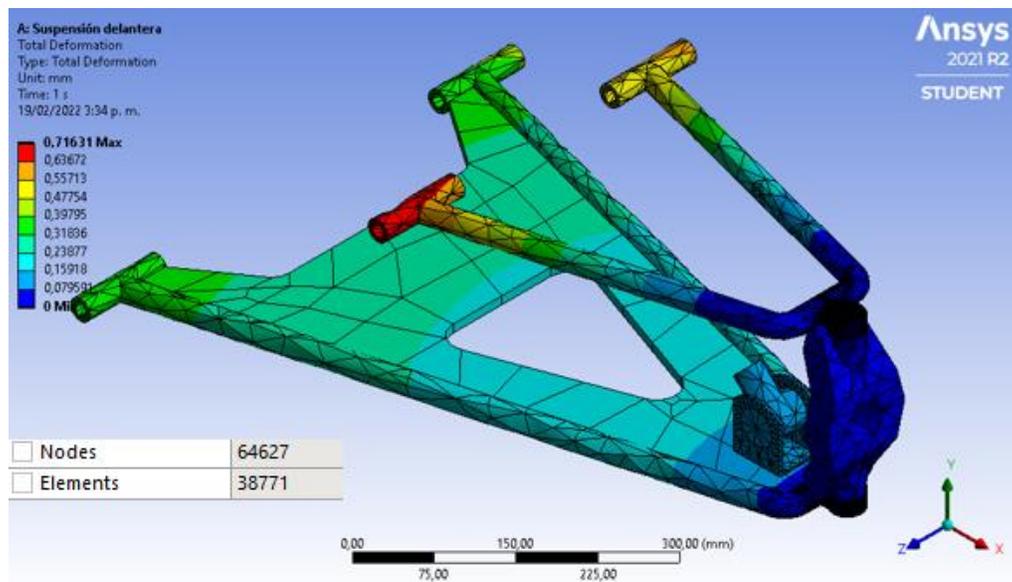


Figura 22

Desplazamiento total con 38771 elementos

**Figura 23**

Desplazamiento total con 34912 elementos

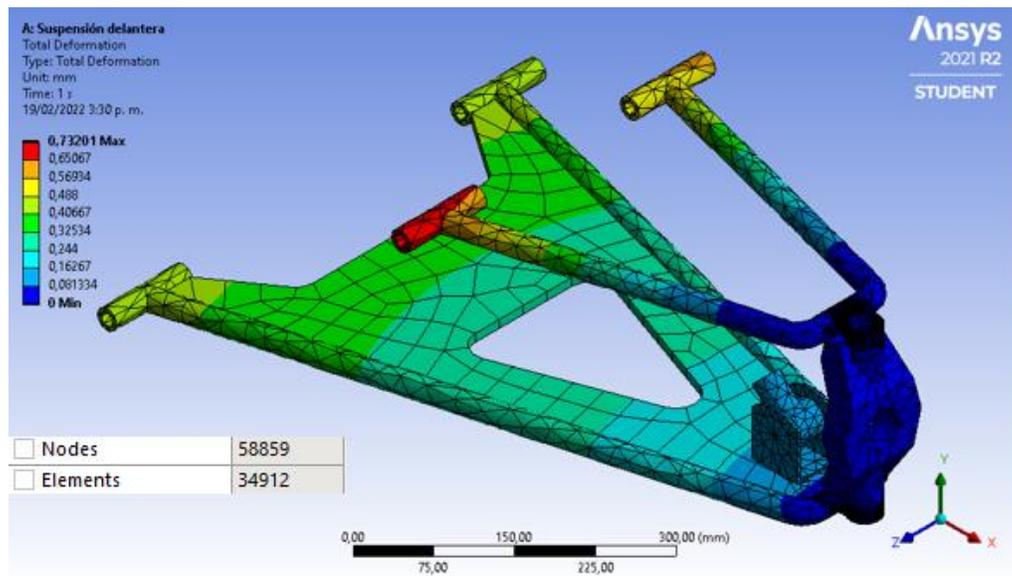
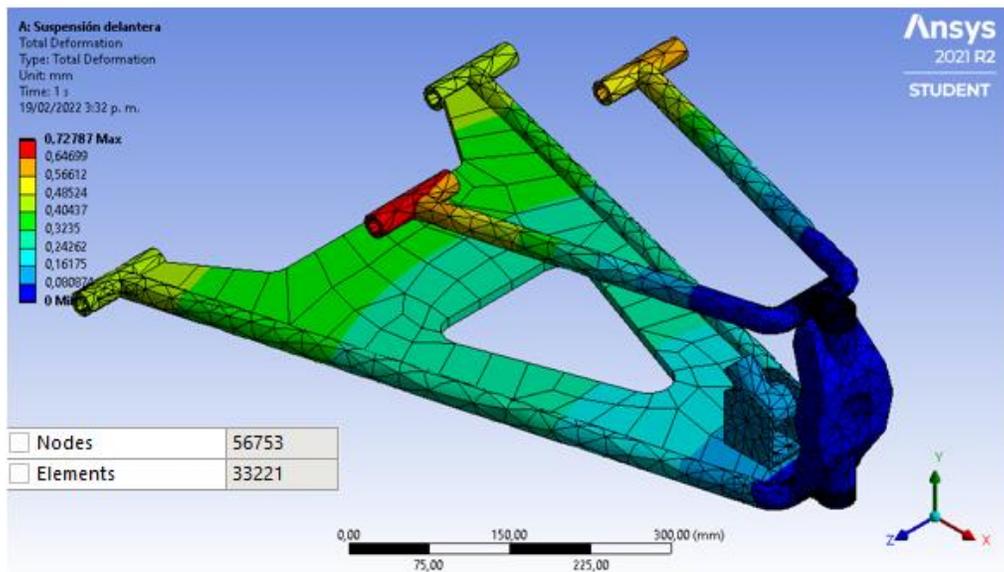


Figura 24

Desplazamiento total con 33221 elementos



➤ Suspensión trasera

Figura 25

Desplazamiento total con 52905 elementos

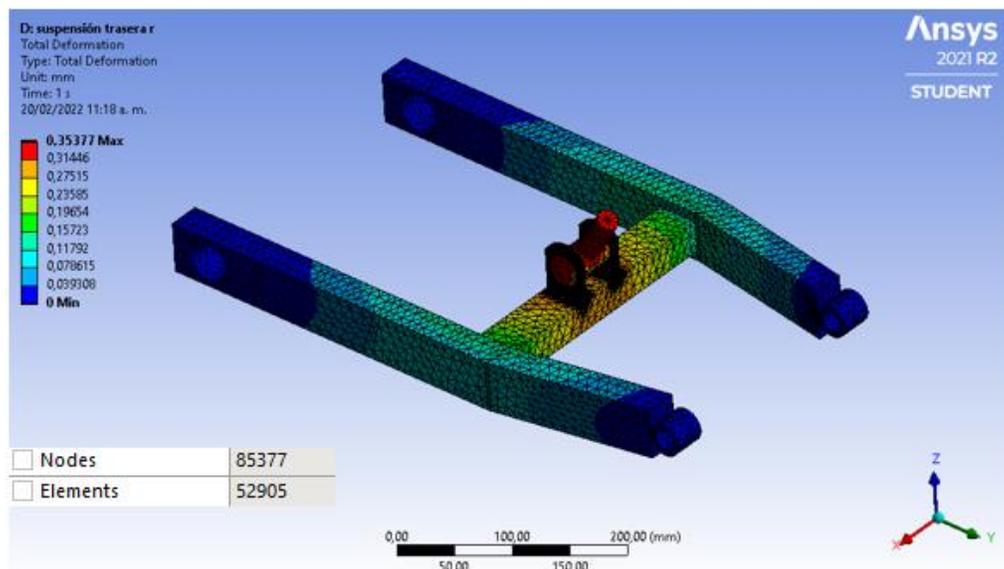
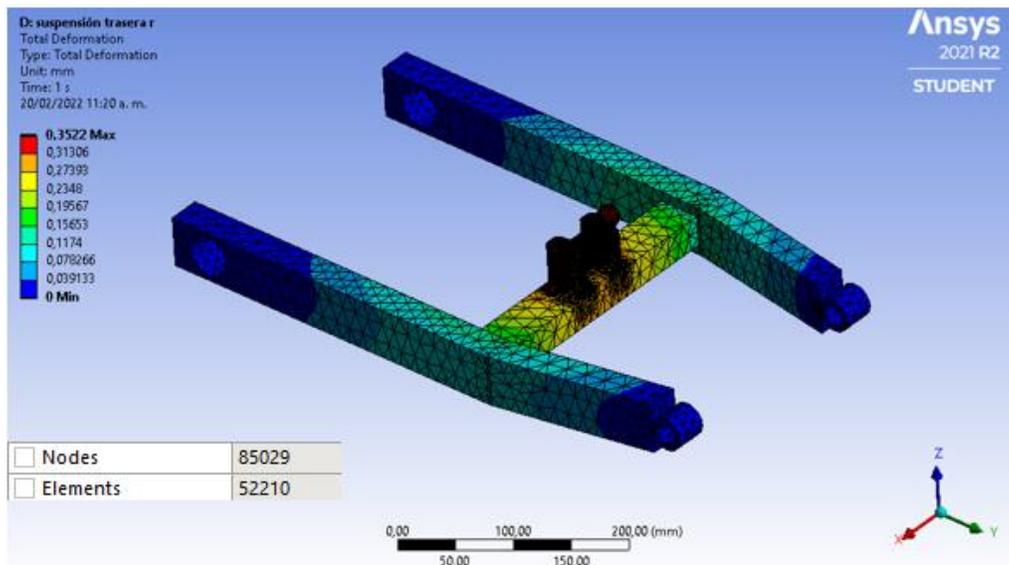


Figura 26

Desplazamiento total con 52210 elementos

**Figura 27**

Desplazamiento total con 22861 elementos

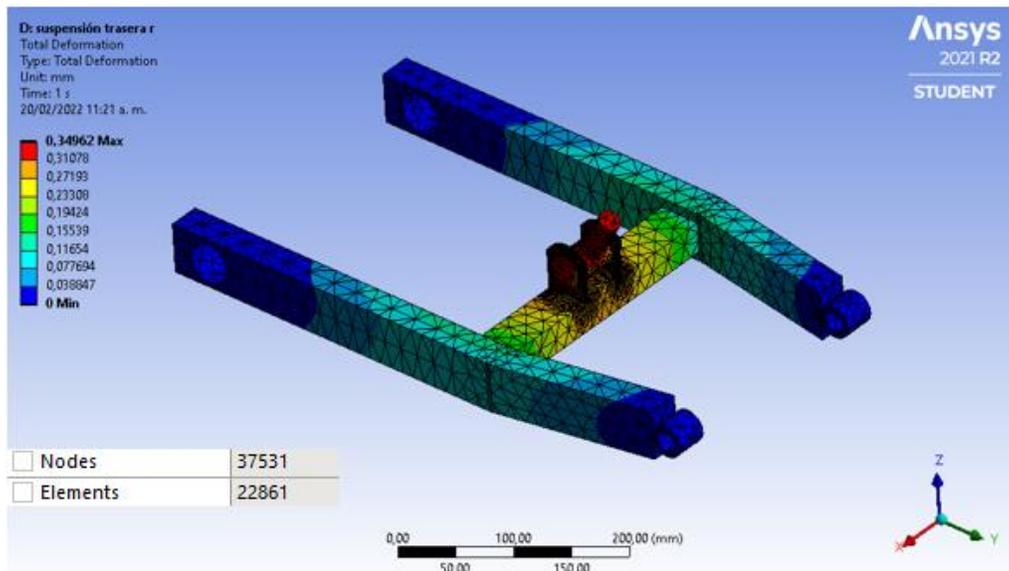
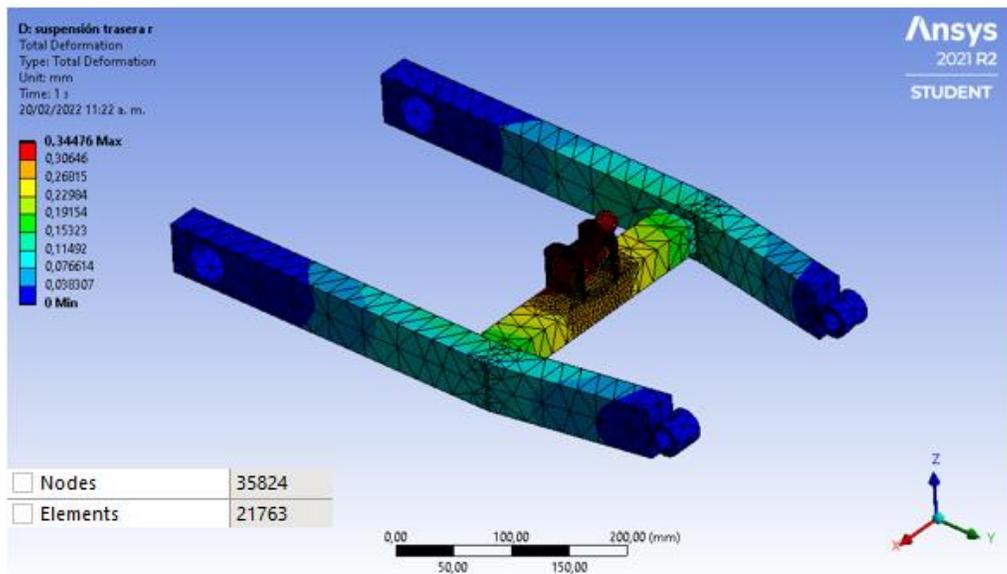


Figura 28

Desplazamiento total con 21763 elementos

**Figura 29**

Desplazamiento total con 12487 elementos

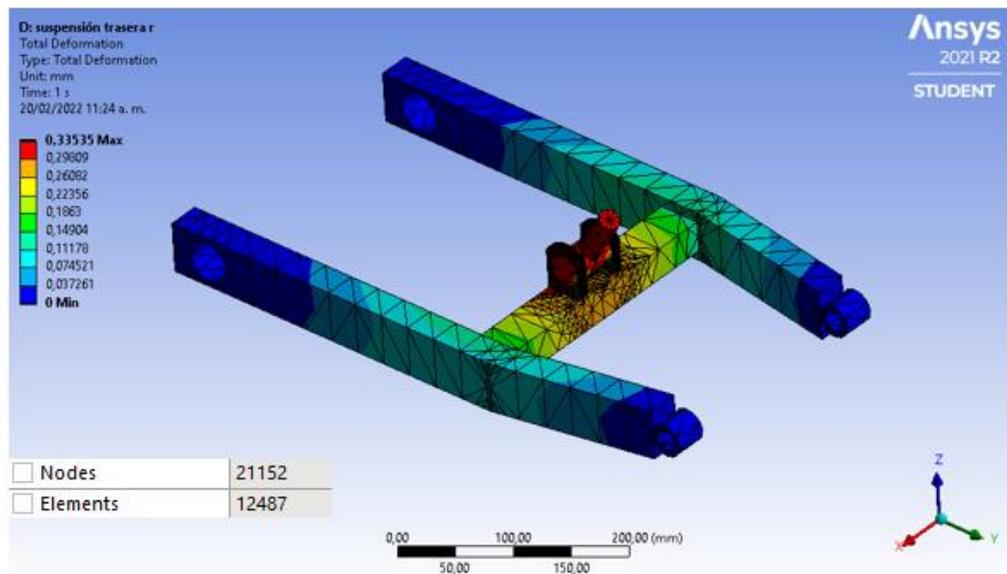
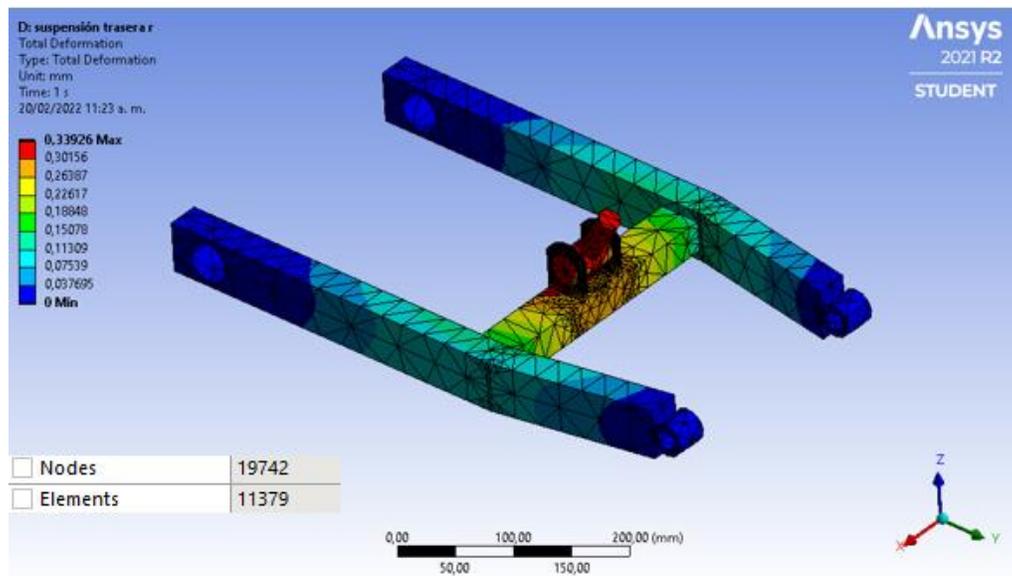
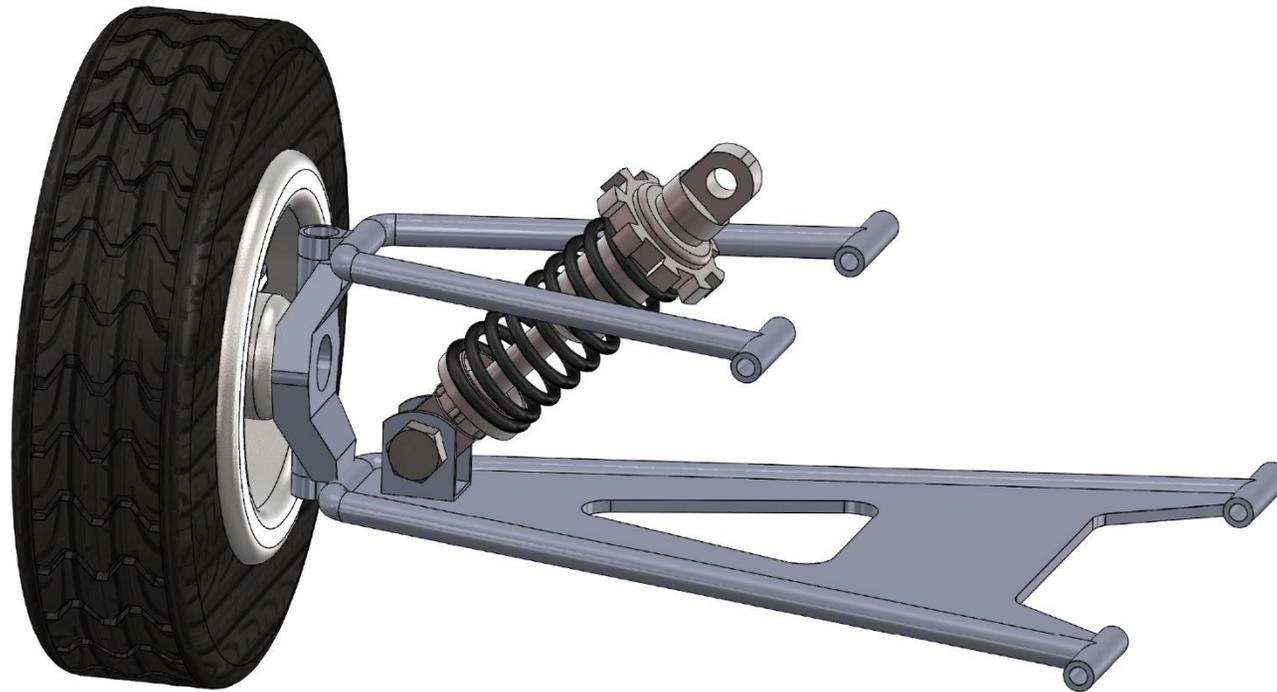


Figura 30

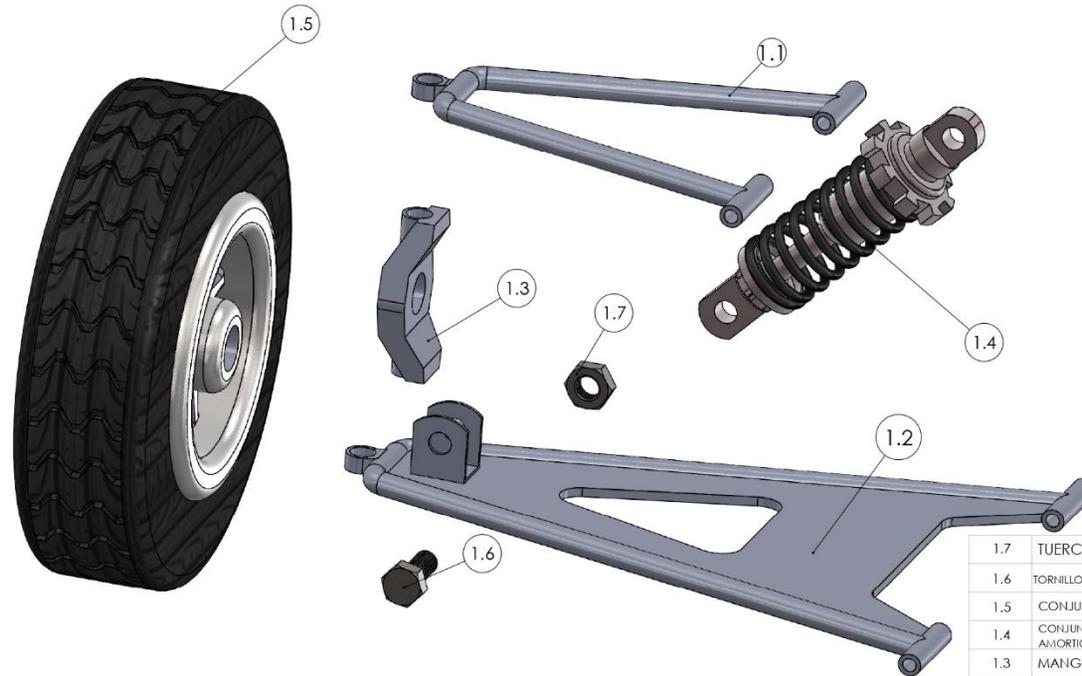
Desplazamiento total con 11379 elementos



Apéndice M. Planos del sistema de suspensión



		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FECHA: 20/02/22	TITULO: SUSPENSIÓN DELANTERA VISTA ISOMETRICA	
ESCALA: 1:3	AUTOR: JERSON APARICIO, JOHAN GOMEZ	
UNIDADES: mm	REVISIA:	HOJA 1/9
A4		



1.7	TUERCA HEXAGONAL	1	1.125-7
1.6	TORNILLO DE CABEZA HEXAGONAL	1	1-8X2.5X1.75
1.5	CONJUNTO NEUMATICO RIN	1	
1.4	CONJUNTO MUELLE AMORTIGUADOR	1	SHOCK ABSORBER ÖHLINS HD044
1.3	MANGUETA	1	ACERO 4140 DE BAJA ALEACIÓN AL CROMO MOLIBDENO
1.2	BRAZO INFERIOR	1	ACERO 4140 DE BAJA ALEACIÓN AL CROMO MOLIBDENO
1.1	BRAZO SUPERIOR	1	ACERO 4140 DE BAJA ALEACIÓN AL CROMO MOLIBDENO
CÓDIGO PIEZA	NOMBRE DE LA PIEZA	CANT.	ESPECIFICACIÓN: DIMENSIONAL, MATERIAL, REFERENCIA TÉCNICA DE SELECCIÓN, MARCA.



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 20/02/22

TÍTULO: SUSPENSIÓN DELANTERA VISTA EXPLOSIONADA

ESCALA: 1:4

UNIDADES: mm

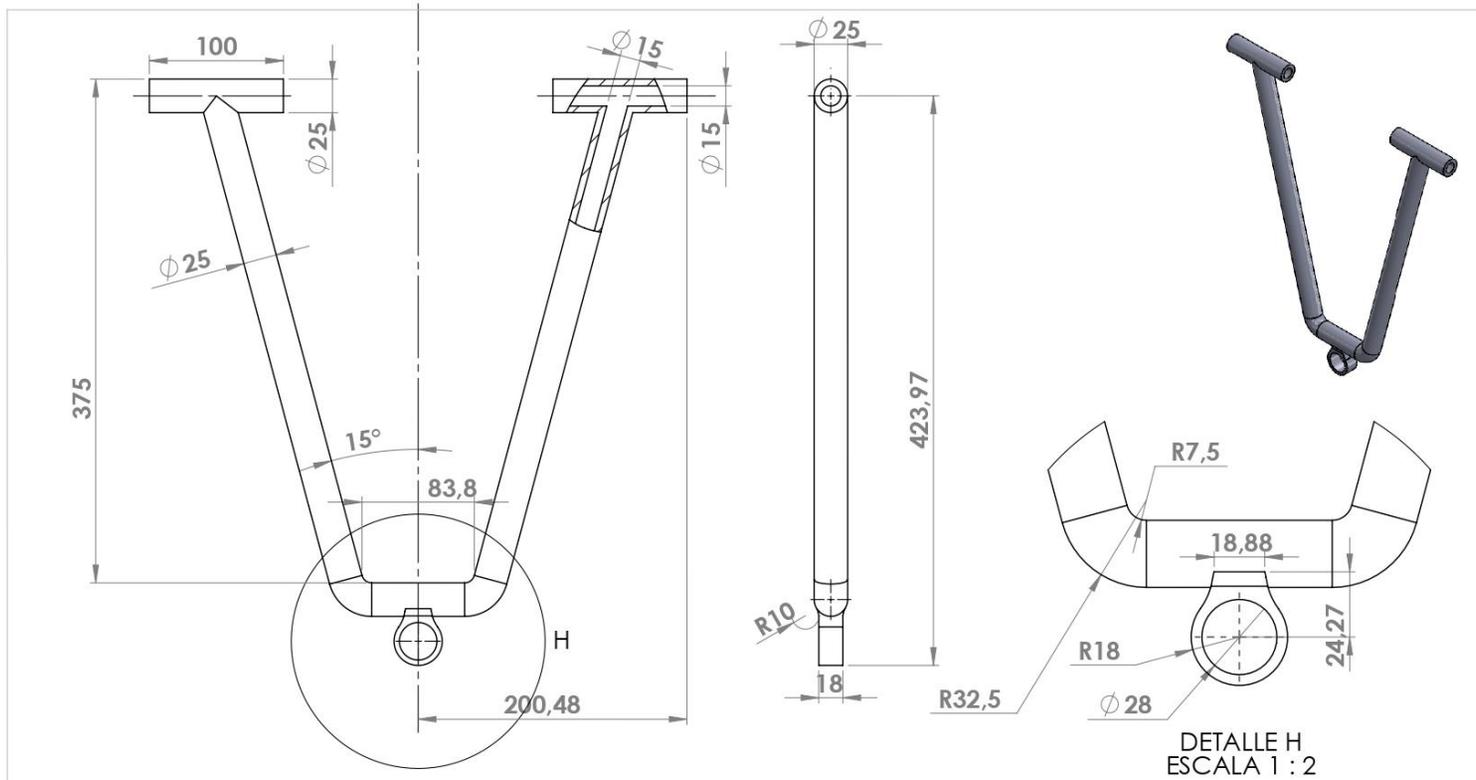
AUTOR: JERSON APARICIO, JOHAN GOMEZ

A4



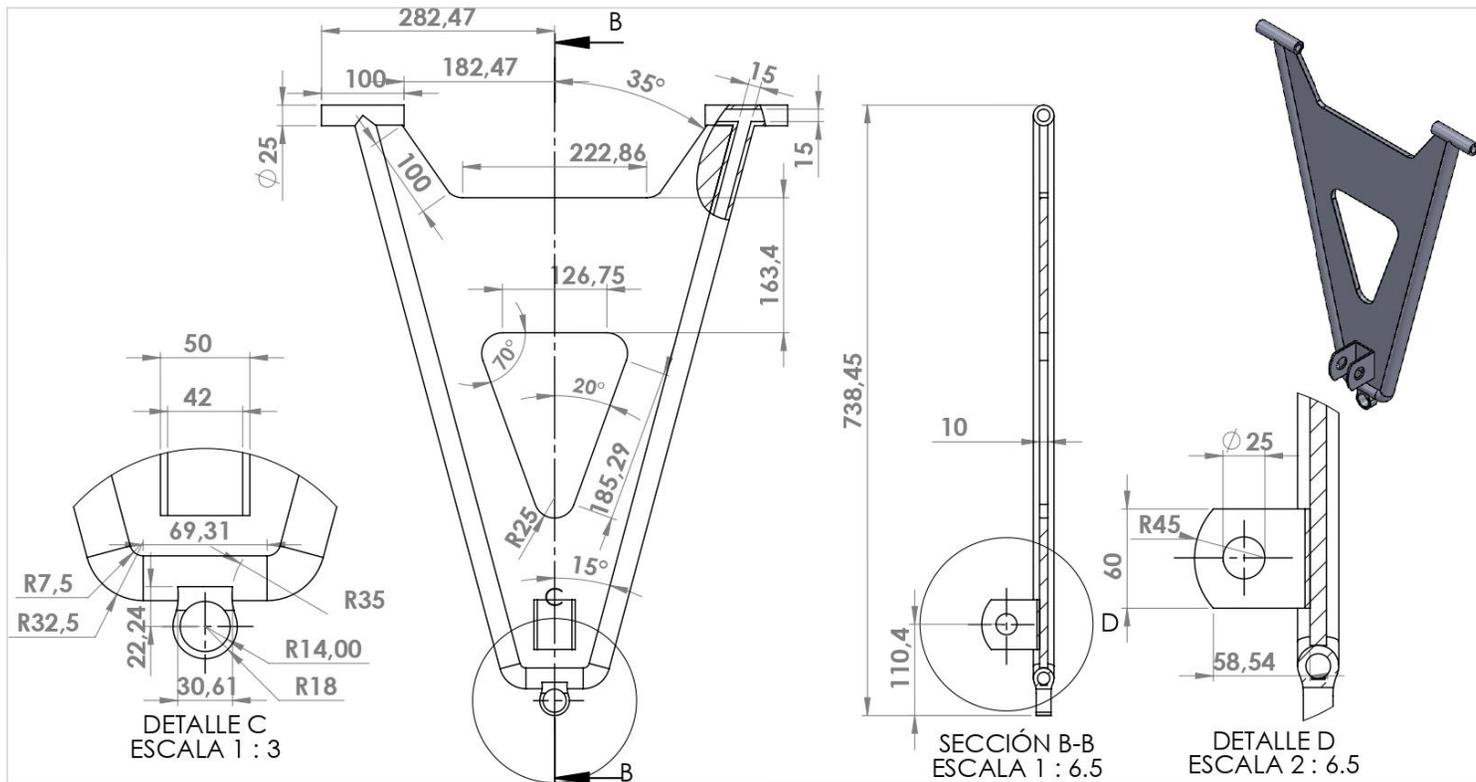
REVISÁ:

HOJA 2/9

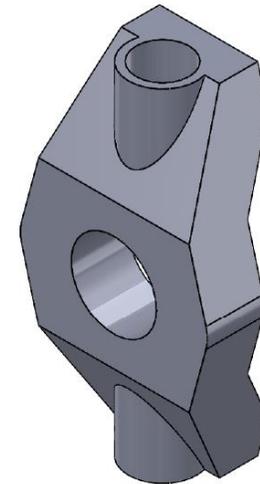
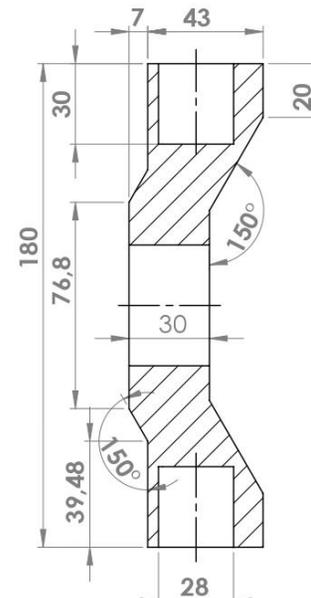
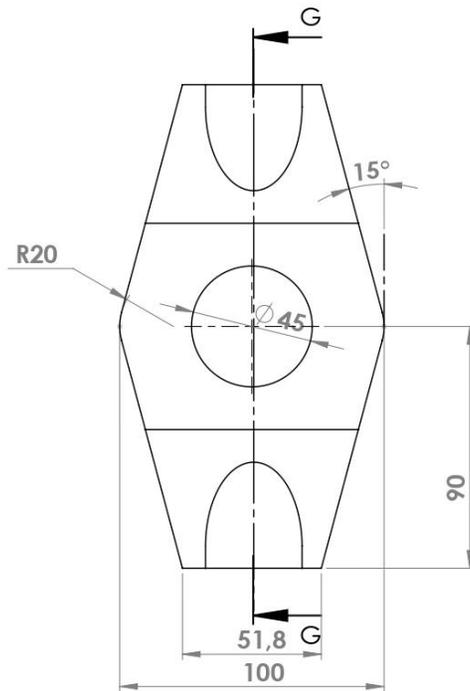


DETALLE H
ESCALA 1 : 2

DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:		 	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
MECANIZADO CNC CON TEMPLE Y REVENIDO.				
FECHA: 20/02/22	TÍTULO: SUSPENSIÓN DELANTERA			
ESCALA: 1:5	CÓDIGO DE PIEZA: 1.1 - BRAZO SUPERIOR			
UNIDADES: mm	AUTORES: JERSON APARICIO, JOHAN GOMEZ			
A4	 	REVISAS:	HOJA 3/9	



DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:		  UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
MECANIZADO CNC CON TEMPLE Y REVENIDO.		
FECHA: 20/02/22	TÍTULO: SUSPENSIÓN DELANTERA CÓDIGO DE PIEZA: 1.2 - BRAZO INFERIOR SUSPENSIÓN DELANTERA	
ESCALA: 1:6.5	AUTORES: JERSON APARICIO, JHOAN GOMEZ	
UNIDADES: mm	REVISAS:	
A4	 	HOJA 4/9



DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:

MECANIZADO CNC CON TEMPLE Y REVENIDO.



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 20/02/22

ESCALA: 1:2

UNIDADES: mm

A4

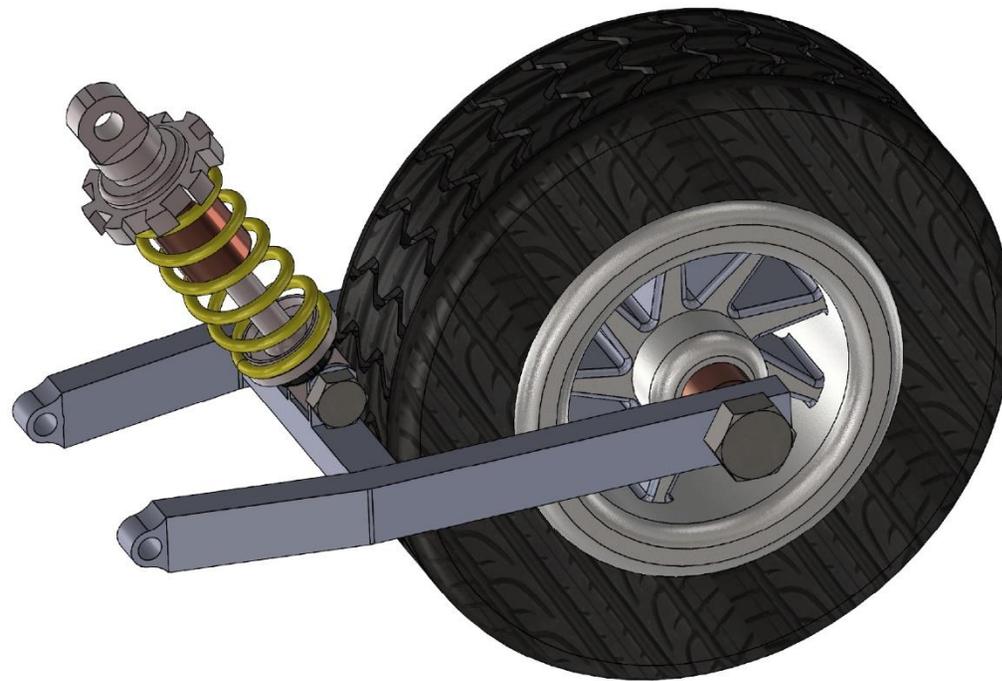


TÍTULO: SUSPENSIÓN DELANTERA
TIPO DE PLANO
CÓDIGO DE PIEZA: 1.3 - MANGUETA

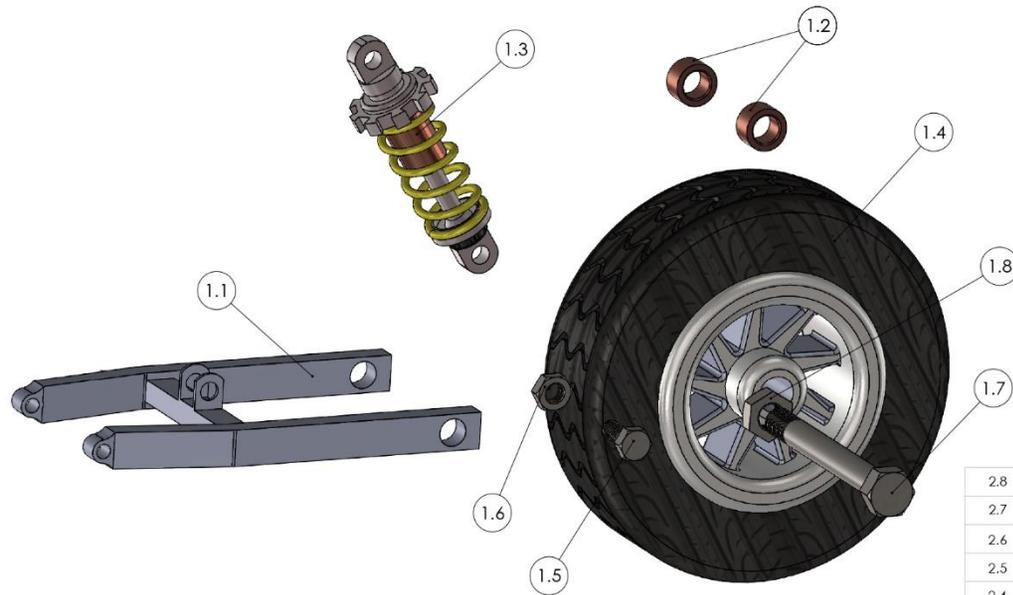
AUTOR: JERSON APARICIO, JOHAN GOMEZ

REVISAR:

HOJA 5/9



		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FECHA: 20/02/22	TITULO: SUSPENSIÓN DELANTERA VISTA ISOMETRICA	
ESCALA: 1:3	AUTOR: JERSON APARICIO, JOHAN GOMEZ	
UNIDADES: mm	REVISAS:	HOJA 6/9
A4		



2.8	TUERCA HEXAGONAL	1	1.5-6
2.7	TORNILLO DE CABEZA HEXAGONAL	1	1.5-6X13X2.25
2.6	TUERCA HEXAGONAL	1	1.125-7
2.5	TORNILLO DE CABEZA HEXAGONAL	1	1-8X2.5X1.75
2.4	CONJUNTO NEUMATICO RIN	1	
2.3	CONJUNTO MUELLE AMORTIGUADOR	1	SHOCK ABSORBER ÖHLINS HO729
2.2	BUJE	2	BRONCE
2.1	BASCULANTE	1	ACERO 4140 DE BAJA ALEACIÓN AL CROMO MOLIBDENO
CÓDIGO PIEZA	NOMBRE DE LA PIEZA	CANT.	ESPECIFICACIÓN: DIMENSIONAL, MATERIAL, REFERENCIA TÉCNICA DE SELECCIÓN, MARCA.



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 20/02/22	TITULO: SUSPENSIÓN TRASERA VISTA EXPLOSIONADA
ESCALA: 1:5	AUTOR: JERSON APARICIO, JOHAN GOMEZ
UNIDADES: mm	REVISAR:
A4	HOJA 7/9

