

# GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

# TRABAJO FIN DE GRADO

## *DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA DE UN FORMULA STUDENT*

**Alumno/Alumna: Puente, Velilla, Julen**

**Director/Directora: Macho, Mier, Erik**

**Curso: 2017-2018**

**Fecha: Bilbao, 19 de junio de 2018**

# RESUMEN

La Fórmula 1 es la meca del automovilismo, y la Formula Student, la principal competición automovilística de estudiantes. La primera está rígidamente regulada por la Federación Internacional de Automovilismo, mientras que la segunda permite el desarrollo de innovadoras soluciones sin apenas restricciones. Por ello, en este proyecto se presenta el camino para el diseño de una suspensión ideada para una competición estudiantil, basándose en los diseños empleados en la Fórmula 1 actual. Pero antes de llegar a un tipo de geometría y elementos concretos, se comienza estudiando todas las tipologías de suspensiones convencionales y de competición, con el fin de entender mejor el desarrollo de estos sistemas y su evolución con el paso del tiempo hasta llegar a la situación actual.

Tras este análisis previo, se decide que la suspensión de doble trapecio es la más adecuada para un monoplaza, gracias a las posibilidades que ofrece en cuanto a modificaciones. Y empleará la misma configuración que un Fórmula 1, a excepción de algunas modificaciones que son consecuencia de la diferencia en las características en ambos tipos de monoplaza. A continuación, se muestran algunas de las características principales del monoplaza para el que se diseña este sistema:

- Recorrido de la suspensión en bote y rebote: 25,4 mm (especificado en la normativa Formula Student)
- Roll Angle (ángulo de balanceo del monoplaza): 1,5°, valor típico para este tipo de monoplazas
- Recorrido de la dirección: 25 mm, valor típico para este tipo de monoplazas
- Batalla: 1530 mm, valor reducido, pues los circuitos son de rectas cortas y curvas cerradas
- Vía: 1220 mm, valor elevado para reducir la altura del centro de gravedad
- Masas: suspendida en vacío 170 kg, piloto 70 kg, no suspendida 40 kg, carga aerodinámica 60 kg
- Altura de los centros de gravedad: 270 mm en la masa suspendida, valor recomendado en este tipo de monoplazas, y 264,8 mm en la masa total
- Tamaño de los neumáticos: 10 pulgadas
- Repartos: de pesos 42,95 % en el eje delantero, 60 % de frenada en el eje delantero y 80 % de frenada en el eje delantero para el caso crítico de los test de frenada. Ambos parámetros son ajustables mediante reglajes

Con las características del monoplaza fijadas en base a datos reales y normativa, se estudia el alcance del proyecto, en el que se dimensionarán todos los tubos que componen la suspensión, incluyendo el push rod, tie rod, trapecios completos y rocker (todas las piezas en acero S355 por su alta resistencia). Además, también se escogerá el amortiguador más adecuado y se calcularán los datos necesarios para la fabricación de

un resorte a torsión que se utilizará como elemento elástico. Por lo tanto, no se dimensionan uniones entre elementos (tornillería y soldadura).

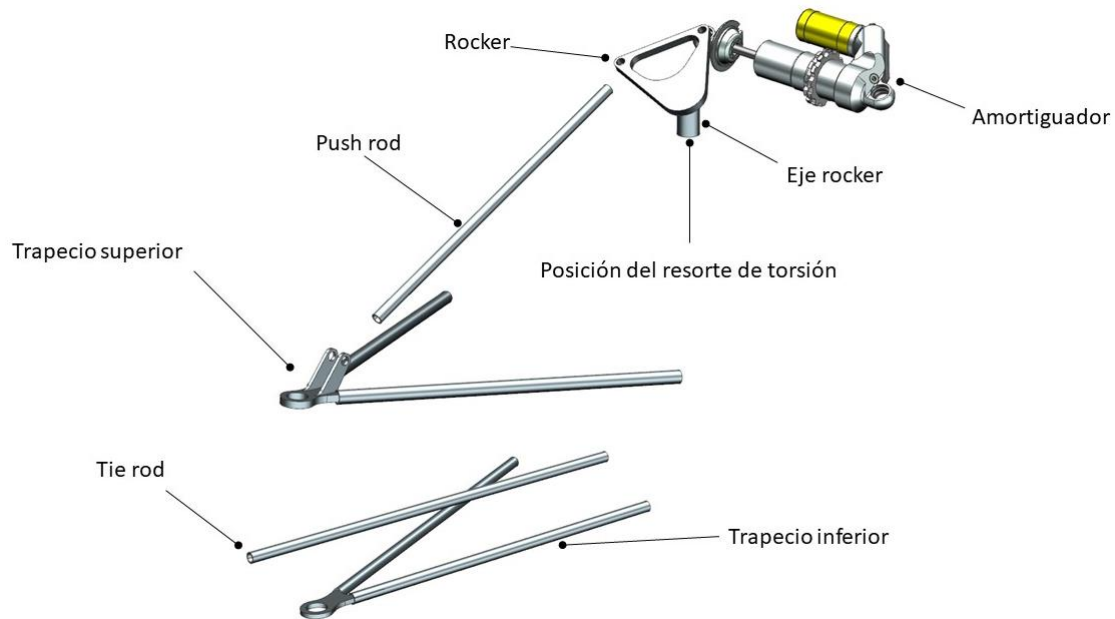


Figura 1 Elementos diseñados y su disposición

Una vez fijadas todas las condiciones previas, se realiza un análisis cinemático mediante el software Lotus Suspension Analysis, en el que se obtiene la geometría de la suspensión en base al comportamiento del vehículo buscado. Tras obtener unos resultados adecuados, con todos los parámetros dentro los límites establecidos, entre los que destacan los valores del cambio del ángulo de ataque y de caída de las ruedas (con pequeñas variaciones), así como la altura del centro de balanceo (siempre por encima del suelo), se da por concluida esta etapa y se plantea la siguiente, el análisis dinámico.

El siguiente análisis consiste en llevar a cabo distintas simulaciones de situaciones reales a las que se someterá el monoplaza para obtener las reacciones que tendrá que soportar cada elemento, para dimensionar en base a ellos. Para ello, se utiliza en software Adams Car, especializado en la simulación de vehículos, y capaz de replicar todas las características del vehículo y su entorno con gran exactitud. A falta de tener datos de un monoplaza real, se utiliza un modelo facilitado por la empresa desarrolladora del programa, MSC Software, adecuándolo a las características de diseño mencionadas. Dicho modelo presenta algunas limitaciones que han afectado a algunos elementos del diseño, como la necesidad de fabricar un resorte a torsión que permita grandes deformaciones. Aún así, los resultados obtenidos son correctos, y se han obtenido mediante la simulación de las siguientes situaciones:

- Test de frenada con un reparto de pesos del 80% en el eje delantero
- Giro de radio constante
- Simulación de varios tipos de frenada alrededor de un circuito real de Formula Student para estudiar el comportamiento de la suspensión a fatiga

Una vez se han obtenido todos los esfuerzos, se dimensionan todos y cada uno de los elementos mostrados en el alcance, mediante el método de elementos finitos en Ansys Workbench (y cálculos a mano si es posible), mayorando las cargas con un coeficiente de seguridad de 1,2 y minorando el límite a fatiga del material mediante coeficientes modificativos obteniendo los siguientes resultados:

- Trapecio inferior: con tubo de diámetro exterior de 10 mm y espesor 1 mm, poco margen de optimización
- Trapecio superior: con tubo de diámetro exterior de 12 mm y espesor de 1 mm, también optimizado
- Tie rod y push rod: emplean el mismo tubo que en el trapecio inferior, para aprovechar el material, y cuentan con un gran margen de seguridad
- Rocker y eje del rocker: el rocker se ha diseñado con un gran vaciado central (que podría seguir optimizándose en algunas zonas), mientras que el eje se ha dimensionado con cierto margen de seguridad, ya que no se pueden determinar las características de la unión con el resorte de torsión
- Resorte de torsión: se calculan los datos necesarios para su fabricación, a partir del giro que soportará

Por último, se plantean los posibles próximos pasos de mejora del sistema, entre los que destacan aprovechar al completo las posibilidades que ofrece Adams Car (con más simulaciones de condiciones reales) y la sustitución futura del material de algunos de los elementos, fabricados en acero S355, por fibra de carbono, además de calcular todas las soldaduras, uniones, y llevar a cabo los ensayos reales necesarios para terminar de validar el sistema.

#### *PALABRAS CLAVE*

Fórmula 1, Formula Student, Suspensión, Diseño Óptimo, Simulación Dinámica, MEF



# LABURPENA

1 Formula automobilismoaren gunea da, eta Formula Student, ikasle auto lehiaketa nagusia. Lehengoa Automobilismo Internazionalaren Federazioa eraentzen du, eta bitartean, bigarrena ia murrizketa gabeko soluzio berritzaileen garapena baimentzen du. Arrazoi honengatik, proiektu honetan ikasle-lehiaketa batentzako esekiduraren diseinurako bidea aurkezten da, gaur egungo 1 Formularen erabilitako diseinuetan oinarrituta. Baina geometria mota eta elementu zehatz batzuetara ailegatu baino lehen, konpetizio eta ohiko esekidura tipologia guztiak aztertzen hasten da, sistema auzen garapena eta eboluzioa denboran zehar gaur egungo egoerara iritsi arte hobeto ulertzeko mugarekin.

Aurretiko azterketa honen ondoren, trapezio bikoitzeko esekidura monoplaza batentzako hobeto moldatzen dena erabakitzen da, aldaketen alde eskaintzen dituen posibilitateei esker. Eta 1 Formula baten konfigurazioa erabiliko du, bi monoplaza moten ezaugarrien desberdintasunen ondorio diren aldaketa batzuk izan ezik. Jarraian, sistema hau erabiliko duen monoplazaren ezaugarri nagusiak azaltzen dira:

- Esekiduraren ibiltartea botean eta re-botean: 25,4 mm (Formula Student-en arauetan zehaztuta)
- Roll Angle (monoplazaren kulunka angelua): 1,5º, monoplaza hauentzako ohiko balioa
- Direkzioaren ibiltartea: 25 mm, monoplaza hauentzako ohiko balioa
- Bataila: 1530 mm, balio txikia, zirkuitoak zuzen motzak eta kurba itxiak dituztelako
- Bidea: 1220 mm, balio handia grabitate zentroaren garaiera murrizteko
- Masak: esekituta 170 kg, gidaria 70 kg, ez-esekituta 40 kg, karga aerodinamikoak 60 kg
- Grabitate zentroen garaiera: 270 mm masa ez-esekituan, monoplaza hauentzako gomendaturiko balioa, eta 264,8 mm masa osoan
- Pneumatikoen tamaina: 10 pulgada
- Banaketak: pisua, 42,95 % aurretiko ardatzean; balaztatzea, 60 % aurretiko ardatzean eta 80 % aurretiko ardatzean balaztatze test-arako. Bi parametroak aldatu daitezke doikuntzen bidez

Monoplazaren ezaugarriak benetako arau eta datuetan oinarrituz, proiektuaren norainokoa aztertzen da: esekiduraren tubo guztiak diseinatu dira, hau da, push rod-a, tie rod-a, trapezioak eta rocker-a (pieza guztiak altzairu S355 erabiliz, bere erresistentzia handiari esker). Gainera, motelgailu hoberena ere hautatuko da, eta elementu elastiko bezala erabiliko den tortsio malguki bat fabrikatzeko behar diren datuak kalkulatu dira. Orduan, ez dira elementuen bitarteko loturak diseinatuko (soldadurak eta torlojugintza).

Behin aurretiko baldintza guztiak finkatuta, analisi zinematiko bat egiten da Lotus Suspension Analysis software-arekin, ibilgailuaren bilaturiko jokaeran oinarrituta esekiduraren geometria lortzeko. Emaitza egokiak lortu ondoren, parametro guztiak ezarritako limiteen artean (gurpilen eraso eta erori angeluak bariazio txikiekin eta monoplazaren kulunka zentroa beti lurraren gainean), etapa hau bukatutzat ematen da eta hurrengoa planteatzen da, analisi dinamikoa.

Ondorengo analisisian egiazko egoerak simulatzen dira esekiduraren elementuen erreakzioak lortzeko eta haietan oinarrituta elementu bakoitza diseinatzeko. Arrazoi honengatik, etapa honetan Adams Car software-a erabiliko da, ibilgailuen simulazioetan espezializatuta, eta kotxearen ezaugarri guztiak eta ingurua zehaztasun handiarekin erreplikatzeko gai baita. Baina, monoplaza guzti baten datuak ez daudenez, ondorioz, MSC Software enpresak (Adams Car-en garatzailea) errazturiko modelo bat erabiltzen da, ezaugarri batzuk aldatuz diseinutako kotxearen sistemari moldatzeko. Hala ere, modelo hau diseinuaren elementu batzuei eragin dioten eragozpen batzuk dauzka, adibidez, deformazio handiak baimentzen dituen tortsio malguki bat fabrikatzeko beharra. Dena den, emaitzak positiboak izan dira eta ondorengo simulazioetan oinarrituta lortu dira:

- Balaztatze testa aurretiko ardatzean 80 % balaztatze banaketarekin
- Erradio konstanteko biraketa
- Balaztatze ezberdin batzuen simulazioa, Formula Student-ko egiazko zirkuitu baten aldera, esekiduraren neke portaera aztertzeko

Esfortzu guztiak lortu ondoren, norainoan adierazitako elementu guztiak diseinatzen dira, elementu finituen metodoarekin Ansys Workbench-n (eta eskuko kalkuluekin, ahal denean) kargak 1,2-ko segurtasun koefiziente batekin handituz eta materialaren neke limitearen balioa koefiziente aldatzaileen bidez txikituz. Segidan, lortutako emaitzak aurkezten dira:

- Beheko trapezioa: 10 mm-ko kanpoko diametroarekin eta 1 mm-ko lodierarekin, optimizaziorako alde txikiarekin
- Goiko trapezioa: 12 mm-ko kanpoko diametroarekin eta 1 mm-ko lodierarekin, optimizaziorako alde txikiarekin
- Tie rod-a eta push rod-a: beheko trapezioko tubo berdina erabiltzen dute, materiala aprobetxatzeko, eta optimizaziorako alde handia dute
- Rocker eta rocker-aren ardatza: alde batetik, rocker-a erdian hustuketa handi batekin diseinatu da (eta gune batzuetan optimizatu daiteke). Bestetik, ardatza segurtasun alde handi batekin diseinatu da, tortsio malgukiarekin daukan loturaren ezaugarriak ezin direlako zehaztu
- Tortsio malgukia: fabrikatzeko behar diren datu guztiak kalkulatzeko dira, jasango duen biraketan oinarrituz

Amaitzeko, sistema hobetzeko eman ahal diren pausuak aurkezten dira, eta haien artean hurrengoak nabarmentzen dira: Adams Car-en posibilitate guztiak aprobetxatu (egiazko kondizioetan oinarritutako simulazio gehiagoekin), elementu batzuen

materiala aldatzea (karbono-zuntza altzairuaren ordean), soldadura eta lotura guztiak kalkulatzeko eta sistemaren balidazioarekin amaitzeko behar diren saiakuntza guztiak egitea.

### *HITZ GAKOAK*

1 Formula, Formula Student, Esekidura, Diseinu Optimoa, Simulazio Dinamikoak, EFM

## SUMMARY

Formula 1 is the pick of automobilism, and Formula Student, the principal students' motorsport competition. The first one is rigidly ruled by the International Automobilism Federation, while the second one allows the development of innovative solutions with almost no restrictions. For this reason, in this thesis it is presented the path for the design of a suspension focussed on a students' competition, based on the designs used in current Formula 1. But before arriving to a certain geometry and elements, this thesis starts studying all the common and competition suspension typologies, with the aim of understanding the development of these systems in a better way and its evolution along the time until arriving to the current situation.

After this previous analysis, it is decided that the double wishbone suspension is the most suitable one for a single seater, thanks to all the possibilities that it offers referring to modifications. And it will use the same configuration as a Formula 1, excepting some modifications which are consequence of the difference between both type of vehicle. Hereunder, some of the main features of the single seater for which this system has been designed are shown:

- Suspension travel in bound and rebound: 25.4 mm (specified in Formula Student's rules)
- Roll angle: 1.5°, typical value for this type of single seaters
- Steering travel: 25 mm, typical value for this type of single seaters
- Wheelbase: 1530 mm, low value, as circuits have short straights and closed corners
- Track: 1220 mm, high value to reduce centre of gravity's height
- Mass: sprung 170 kg, driver 70 kg, unsprung 40 kg, aerodynamic load 60 kg
- Height of centres of gravity: 270 mm in sprung mass, recommended value for these type of vehicles, and 264.8 mm for the whole mass

- Tyre size: 10 inches
- Weight balance: 42.95 % in the front axis, adjustable with setups
- Brake balance: 60 % in the front axis, 80 % for the brake test, adjustable with setups

Once the vehicle's features have been set, based on real data and rules, the scope of the project is studied, where all the tubes that include the suspension will be designed, including the tie rod, push rod, whole wishbones and rocker (all the elements with S355 steel, due to its high strength). Apart from that, it will be chosen the most suitable damper for the vehicle, and all the data needed for the manufacturing of a torsion spring (used as an elastic element) will be calculated. Therefore, the links between all the elements will not be designed (bolted and welded connections).

After setting all the initial conditions, a kinematic analysis is run by using Lotus Suspension Analysis software, where the geometry of the suspension is obtained based on the handling of the vehicle that is wanted to be achieved. Once adequate results have been obtained, with all the parameters inside the established boundaries, emphasising the changes in camber and toe angles (with low variations), and roll centre's height (always above the ground), this stage is concluded and it can be started with the following one, the dynamic analysis.

The next analysis consists on running different simulations based on real situations that the vehicle will have to face, with the aim of obtaining the reactions that will suffer each element and dimension them. For this purpose, the Adams Car software will be used, as it is specialized on vehicle's simulations and can recreate all the single seater's and surroundings features with great accuracy. But, as this project lacks of the data of a whole real car, a model provided by the company in charge of the development of the software, MSC Software, is used, adapting it to the design features that have been mentioned. This model shows some limitations that have affected to some elements from the design, like the need of producing a torsion spring that can deal with big deformations. Even tough, the results obtained are correct and have been obtained by running the following simulations:

- Brake test with a brake balance of an 80 % in the front axis
- Constant radius turning
- Simulation of different types of braking around a real Formula Student circuit, with the aim of studying the behaviour of the suspension against fatigue

Once all the forces have been calculated, all the elements mentioned in the scope are designed, using the finite element method in Ansys Workbench (and manual calculus when possible), by increasing loads with a safety factor of 1.2 and reducing the material's fatigue limit with modifying coefficients. The results achieved are as follows:

- Lower wishbone: tube with an outer diameter of 10 mm and a thickness of 1 mm, with low range for optimization
- Upper wishbone: tube with an outer diameter of 12 mm and a thickness of 1 mm, also optimized

- Tie rod and push rod: they use the same tube as the lower wishbone, to seize material, and have a great safety factor
- Rocker and rocker-axis: the rocker has been designed with a big central hole (which could still be optimized in some zones), while the rocker-axis has been designed with a specific safety factor, since the features of the link with the torsion spring cannot be determined
- Torsion spring: all the data needed for its manufacturing is calculated, based on the twist that will support

Finally, the possible next updates of the suspension are presented, among the ones spotlight seizing completely all the possibilities that Adams Car offers (with more real-situation-based simulations) and the future replacement of the material of some of the elements, changing S355 steel with carbon fibre, apart from calculating all the welding, links and accomplishing all the tests needed to end with the validation of the system.

*KEY WORDS*

Formula 1, Formula Student, Suspension, Optimus Design, Dynamic Simulation, FEM

# **GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

# **TRABAJO FIN DE GRADO**

## ***DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA DE UN FORMULA STUDENT***

### ***DOCUMENTO 1- ÍNDICE***

**Alumno/Alumna: Puente, Velilla, Julen**

**Director/Directora: Macho, Mier, Erik**

**Curso: 2017-2018**

**Fecha: Bilbao, 26 de junio de 2018**

# MEMORIA

<b>1. INTRODUCCIÓN</b>	<b>1</b>
1.1. ¿Qué es una suspensión?	1
1.2. ¿Qué es el deporte de motor, la F1 y la Formula Student?	2
1.3. ¿Cómo es la suspensión de un F1 actual?	4
1.4. ¿Cómo será la que se diseñará en este proyecto?	5
<b>2. CONTEXTO</b>	<b>6</b>
2.1. ¿Qué es un automóvil?	6
2.2. Sistemas de suspensión, contexto histórico	6
2.3. Modos de estudio y cálculo: métodos de análisis, herramientas, pruebas y ensayos	13
<b>3. OBJETIVOS Y ALCANCE DEL PROYECTO</b>	<b>15</b>
3.1. Objetivos	15
3.2. Alcance	16
<b>4. BENEFICIOS QUE APORTA EL TRABAJO</b>	<b>18</b>
<b>5. DESCRIPCIÓN DE REQUERIMIENTOS Y ANÁLISIS DEL ESTADO DEL ARTE</b>	<b>19</b>
5.1. ¿Qué es la FIA?	19
5.2. ¿Qué es la SAE International?	20
5.3. Normativa de la Formula SAE	21
5.4. Normativa respecto a la suspensión y requerimientos de diseño	22
5.5. Las suspensiones modernas, tendencia a la suspensión activa	24
<b>6. ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS</b>	<b>26</b>
6.1. Sistemas de suspensión comunes: tipos de geometría, elementos y materiales que los componen	26
6.2. Suspensiones independientes	27
6.3. Suspensiones dependientes	33
6.4. Suspensiones semiindependientes	35
6.5. Elementos de la suspensión	36
6.6. Suspensiones activas y semiactivas	41
<b>7. SELECCIÓN / DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN PROPUESTA</b>	<b>43</b>
7.1. Elección del tipo de geometría	43
7.2. Elección de los elementos de la suspensión	45

# METODOLOGÍA

<b>1. ANÁLISIS CINEMÁTICO</b>	<b>1</b>
1.1. Descripción de tareas y procedimientos	1
1.1.1. Introducción	1
1.1.2. Geometría de la vista frontal	4
1.1.3. Geometría de la vista lateral	6
1.1.4. Parámetro relacionado con la dirección	9
1.1.5. Lotus Suspension Analysis	11
1.2. Cálculos y descripción de los resultados	11
1.2.1. Parámetros iniciales y predimensionamiento	11
1.2.2. Resultados obtenidos	15
<b>2. ANÁLISIS DINÁMICO</b>	<b>28</b>
2.1. Descripción de tareas y procedimientos	28
2.1.1. Introducción	28
2.1.2. Consideraciones previas	28
2.1.3. Esquemas de cálculo	29
2.1.4. Adams y Adams/Car	34
2.2. Cálculos y descripción de los resultados	35
2.2.1. Parámetros iniciales y modelo utilizado	35
2.2.2. Verificación del modelo	39
2.2.3. Simulaciones y resultados obtenidos	40
<b>3. DIMENSIONAMIENTO</b>	<b>57</b>
3.1. Descripción de tareas y procedimientos	57
3.1.1. Introducción	57
3.1.2. Consideraciones previas	57
3.1.3. Esquemas de cálculo	58
3.1.4. Ansys Workbench y Método de Elementos Finitos	59
3.2. Cálculos y descripción de los resultados	60
3.2.1. Push rod	60
3.2.2. Tie rod	60
3.2.3. Rocker	61
3.2.3.1. Predimensionamiento del rocker	61
3.2.3.2. Diseño definitivo del rocker	68
3.2.4. Trapecio inferior	77
3.2.4.1. Predimensionamiento del trapecio inferior	77
3.2.4.2. Diseño definitivo del trapecio inferior	83
3.2.5. Trapecio superior	90
3.2.5.1. Predimensionamiento del trapecio superior	90
3.2.5.2. Diseño definitivo del trapecio superior	94



3.2.6. Amortiguador	102
3.2.7. Resorte de torsión	102
<b>4. DIAGRAMA DE GANTT</b>	<b>104</b>

## ASPECTOS ECONÓMICOS

<b>1. PRESUPUESTO</b>	<b>1</b>
1.1. Tubos	1
1.2. Chapas	1
1.3. Otros	1
1.4. Mano de obra y operaciones	2
1.5. Total	2

## CONCLUSIONES

<b>1. INTRODUCCIÓN</b>	<b>1</b>
<b>2. ANÁLISIS CINEMÁTICO</b>	<b>2</b>
<b>3. ANÁLISIS DINÁMICO</b>	<b>3</b>
<b>4. DIMENSIONAMIENTO</b>	<b>4</b>
<b>5. LÍNEAS FUTURAS</b>	<b>5</b>

## BIBLIOGRAFÍA

1.	<b>NORMAS APLICADAS</b>	1
2.	<b>LIBROS</b>	1
3.	<b>DOCUMENTOS ELECTRÓNICOS</b>	1
4.	<b>PÁGINAS WEB</b>	3
5.	<b>PROGRAMAS DE CÁLCULO</b>	7

## ANEXO I PLIEGO DE CONDICIONES

1.	<b>OBJETO DEL PLIEGO Y ÁMBITO DE APLICACIÓN</b>	1
2.	<b>CONDICIONES TÉCNICAS</b>	2
3.	<b>CONDICIONES FACULTATIVAS</b>	3
4.	<b>CONDICIONES ECONÓMICAS</b>	4
5.	<b>CONDICIONES LEGALES</b>	5

## ANEXO II PLANOS

1.	<b>SUSPENSIÓN COMPLETA</b>	1
2.	<b>CHAPA ROCKER IZQ</b>	2
3.	<b>CHAPA ROCKER DCHA</b>	3

<b>4. PUNTA TRAPÉCIO INFERIOR</b>	<b>4</b>
<b>5. PUNTA TRAPÉCIO SUPERIOR COMPLETA</b>	<b>5</b>
<b>6. TUBOS TRAPÉCIO INFERIOR</b>	<b>6</b>
<b>7. TUBOS TRAPÉCIO SUPERIOR</b>	<b>7</b>
<b>8. TUBOS AUXILIARES</b>	<b>8</b>

## **ANEXO III GLOSARIO**

<b>A</b>	<b>1</b>
<b>B</b>	<b>1</b>
<b>C</b>	<b>2</b>
<b>D</b>	<b>3</b>
<b>F</b>	<b>3</b>
<b>H</b>	<b>3</b>
<b>K</b>	<b>4</b>
<b>M</b>	<b>4</b>
<b>P</b>	<b>5</b>
<b>R</b>	<b>5</b>
<b>S</b>	<b>6</b>
<b>T</b>	<b>6</b>
<b>V</b>	<b>7</b>
<b>W</b>	<b>7</b>

# GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

# TRABAJO FIN DE GRADO

## *DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA DE UN FORMULA STUDENT*

### *DOCUMENTO 2- MEMORIA*

**Alumno/Alumna: Puente, Velilla, Julen**

**Director/Directora: Macho, Mier, Erik**

**Curso: 2017-2018**

**Fecha: Bilbao, 26 de junio de 2018**

# ÍNDICE

<b>1. INTRODUCCIÓN</b>	<b>1</b>
1.1. ¿Qué es una suspensión?	1
1.2. ¿Qué es el deporte de motor, la F1 y la Formula Student?	2
1.3. ¿Cómo es la suspensión de un F1 actual?	4
1.4. ¿Cómo será la que se diseñará en este proyecto?	5
<b>2. CONTEXTO</b>	<b>6</b>
2.1. ¿Qué es un automóvil?	6
2.2. Sistemas de suspensión, contexto histórico	6
2.3. Modos de estudio y cálculo: métodos de análisis, herramientas, pruebas y ensayos	13
<b>3. OBJETIVOS Y ALCANCE DEL PROYECTO</b>	<b>15</b>
3.1. Objetivos	15
3.2. Alcance	16
<b>4. BENEFICIOS QUE APORTA EL TRABAJO</b>	<b>18</b>
<b>5. DESCRIPCIÓN DE REQUERIMIENTOS Y ANÁLISIS DEL ESTADO DEL ARTE</b>	<b>19</b>
5.1. ¿Qué es la FIA?	19
5.2. ¿Qué es la SAE International?	20
5.3. Normativa de la Formula SAE	21
5.4. Normativa respecto a la suspensión y requerimientos de diseño	22
5.5. Las suspensiones modernas, tendencia a la suspensión activa	24
<b>6. ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS</b>	<b>26</b>
6.1. Sistemas de suspensión comunes: tipos de geometría, elementos y materiales que los componen	26
6.2. Suspensiones independientes	27
6.3. Suspensiones dependientes	33
6.4. Suspensiones semiindependientes	35
6.5. Elementos de la suspensión	36
6.6. Suspensiones activas y semiactivas	41
<b>7. SELECCIÓN / DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN PROPUESTA</b>	<b>43</b>
7.1. Elección del tipo de geometría	43
7.2. Elección de los elementos de la suspensión	45

# LISTADO DE FIGURAS

1	Suspensión de doble trapecio	1
2	McLaren MCL33 de 2018	2
3	Monoplaza de Formula Student	3
4	Detalle de la suspensión del Renault R26	5
5	Alfa Romeo 158/159 y suspensión de ballesta trasera	8
6	Brabham BT20	9
7	Suspensión del Lotus 72	9
8	Chasis monocasco de fibra de carbono del McLaren MP4/1	10
9	Suspensión activa del Williams FW14	11
10	Mass Damper del Renault R26	12
11	Sistema FRIC del Mercedes MGP W02	12
12	Logo de la FIA e imágenes del Mundial de Rallyes (WRC) y de Resistencia (WEC)	20
13	Puntuaciones y pruebas de un evento de FSAE	21
14	Elementos de la suspensión de un F1	26
15	Suspensión de semiejes oscilantes	28
16	Suspensión de ballestas transversales	28
17	Suspensión de paralelogramo deformable	30
18	Suspensión de tipo McPherson	30
19	Suspensión de brazos arrastrados	31
20	Suspensión de brazos semiarrastrados	31
21	Suspensión multibrazo o de doble trapecio	32
22	Izq Pull Dcha Push	33
23	Barra Panhard	34
24	Unión Watt	35
25	Suspensión de Dion	35
26	Elementos de la ballesta	36
27	Barra de torsión	37
28	Funcionamiento de la barra estabilizadora	37
29	Muelles helicoidales	38
30	Tope de compresión dentro de muelle	38
31	Amortiguador bitubo	40
32	Amortiguador monotubo	41
33	Esquema de montaje de los elementos de la suspensión seleccionada, cambiando el roll damper por una barra estabilizadora	47

# LISTADO DE ACRÓNIMOS

F1	Fórmula 1	2
FIA	Federación Internacional de Automovilismo	3
FOM	Formula One Management	3
SAE	Society of Automotive Engineers	3
FRIC	Front-and-Rear Interconnected Suspension	13
FSAE	Formula SAE	16
WRC	World Rally Championship	20
WEC	World Endurance Championship	20
DIN	Deutsches Institut für Normung	38

# 1. INTRODUCCIÓN

## 1.1. ¿Qué es una suspensión?

La suspensión es un sistema mecánico destinado a aislar a las mercancías o pasajeros de las irregularidades de la calzada, con el fin de prevenir cualquier tipo de desperfecto o la aparición de la fatiga, sobre todo en el caso del conductor o la conductora, favoreciendo su concentración y haciendo el viaje más seguro.

Otro de los objetivos de la suspensión es el de asegurar la estabilidad y control del vehículo, manteniendo siempre el contacto entre rueda y carretera, lo cual a en determinadas situaciones puede afectar al confort del vehículo, por lo que, según las necesidades, se opta por un compromiso en el que se prima uno u otro objetivo.

Además de las funciones principales de la suspensión, existen otras derivadas de ellas:

- Proporcionar un comportamiento vertical, permitiendo a las ruedas superar desniveles y aislando a la carrocería de las posibles irregularidades del camino.
- Mantener la posición de los neumáticos y dirección en estado de funcionamiento ante cualquier irregularidad.
- Reaccionar ante cualquier fuerza proveniente de los neumáticos, ya sean longitudinales (aceleración y frenado) o transversales (giros), y pares de la dirección o frenado.
- Resistir al balanceo de la masa suspendida.



Figura 1 Suspensión de doble trapecio. Fuente: Part Service

Además, otra de las funciones del sistema es la de absorber dichos esfuerzos para impedir que vibraciones afecten a la mecánica del vehículo o a cualquiera de los elementos que lo componen. Para hacer frente a todos los objetivos descritos, se emplea la acción combinada de los neumáticos, elasticidad de los asientos y sistema de suspensión, aunque los neumáticos apenas absorben pequeñas asperezas del firme, ya que su función principal es la de asegurar el agarre del vehículo y permitirle una marcha silenciosa. Ante grandes irregularidades, será la suspensión la encargada de absorberlas,



haciendo que las ruedas oscilen. Estas oscilaciones serán más grandes cuanto más “blando” sea el sistema elástico de la suspensión, por lo que será necesario amortiguarlas con la mayor brevedad posible, asegurando que no se pierda el contacto de la rueda con el terreno en ningún momento.

En este proyecto, se estudiará el diseño de la suspensión de un Fórmula 1 adaptado a un Formula Student, previo análisis de una situación del primer tipo.

## 1.2. ¿Qué es el deporte de motor, la F1 y la Formula Student?

Según el periodista neoyorquino Robert Daley, existen 3 tipos de coches: el turismo, el deportivo y el coche de carreras. El primero se diseña para ser cómodo, con una mala distribución de peso, haciendo que cuando se corre con él se balancee y patine, pudiendo llegar a estrellarse. El segundo, es un termino medio entre turismo y coche de carreras, permitiendo llevar a un pasajero y algo de equipaje de forma rápida desde A hasta B. Aunque algunos de ellos también pueden correr, sin ser tan eficaces como los coches de carreras, siendo adquiridos por pilotos amateurs y compitiendo en prestigiosas pruebas como las 24 Horas de Le Mans.

Por último, se encuentran los coches de carreras, artífices del deporte de motor, *“misiles provistos de ruedas cuyo conjunto no es más que motor, caja de cambios, frenos y depósito de combustible”*, de apariencia mucho más baja, ligeros y diseñados única y exclusivamente para correr, satisfaciendo necesidades tanto de fabricantes (en cuanto a éxito y publicidad) como de pilotos (ante, a veces, una inexplicable sed de velocidad y antiguamente, proximidad a la muerte para sentirse más vivo). Y es que, hace no más de 30 años, no había otro deporte tan ruidoso, ni tan violento, ni tan cruel.

Hoy en día, el mundo de la competición, salvo por el aspecto de la seguridad, no difiere tanto de lo que empezó siendo, un arma de varios filos con los que no solo se desarrollan



Figura 2 McLaren MCL33 de 2018. Fuente: Car and Driver

nuevos sistemas y tecnologías para el automóvil, sino que también se hace publicidad por parte de las marcas, compitiendo directamente contra su competencia en el mercado. Existen varios tipos de modalidades, cada cuál con sus requerimientos, en los que cada fabricante puede desarrollar distintas tecnologías, ya sea en circuitos o en pistas de tierra, nieve o incluso el desierto. Pero, sin duda, la punta del Motorsport es la Fórmula 1 (F1), competición de monoplazas nacida en 1950 y derivada de los antiguos coches de Gran Premio y *Voiturettes* anteriores a la Segunda Guerra Mundial. Esta competición ha sido, y es hoy en día, referente en cuanto a tecnología, complejidad y nivel de pilotaje. Consta de un campeonato anual en el que equipos que representan (o no, como el caso de Red Bull) a fabricantes de coches compiten en los más prestigiosos circuitos del mundo, amparados por dos organizaciones distintas: la Federación Internacional de Automovilismo (FIA), encargada de establecer la normativa que rige la competición y asegurarse de que se cumpla en todo momento; y la FOM (Formula One Management), entidad encargada de las relaciones con los medios de comunicación y las cuestiones financieras relativas a la F1 (gestión de contratos con circuitos, etc).

En cuanto a la Formula Student, se trata de una competición organizada por SAE International (antigua Sociedad de Ingenieros de Automoción), que tiene su origen en los años 80 y busca la creación de un monoplaza que es evaluado tanto por su potencial técnico como de mercado. Su característica más importante es que se trata de un proyecto que llevan a cabo estudiantes de universidades de todo el mundo, incluyendo las fases de diseño, desarrollo, fabricación y puesta en marcha, con el fin de aplicar los conocimientos adquiridos durante la carrera, aprender nuevos conceptos, enfrentarse a problemas reales y crear soluciones innovadoras, muchas de las cuales se toman y adaptan desde otras categorías de monoplazas profesionales. Además, como se trata de un proyecto docente y no profesional, su normativa no es tan restrictiva como en



Figura 3 Monoplaza de Formula Student

categorías profesionales, permitiendo obtener una gran variedad de diseños y distinciones entre cada monoplaça.

### 1.3. ¿Cómo es la suspensión de un F1 actual?

Dado que los monoplazas de F1 son puramente vehículos de carreras que no pueden homologarse para su uso diario, y que se requiere una preparación física importante para poder conducirlos y exprimir todo su potencial, es lógico suponer que de entre las 2 funciones principales del sistema de suspensión de un vehículo, el que se prima en este caso es la estabilidad y el control, dejando en un plano casi inexistente el confort (incluso los asientos no tienen ningún tipo de acolchamiento). Por ello, desde su origen, los monoplazas de esta competición montan sistemas que requieren un contacto continuo con el asfalto y recorridos muy cortos, es decir, con sistemas capaces de absorber cualquier irregularidad o situación de carga sin que apenas afecta al movimiento de la masa suspendida del vehículo (es necesario considerar también que salvo los pianos de un circuito, el asfalto de estos circuitos es impecable). Con el fin de obtener este resultado, los equipos desarrollan sistemas que tienden a acercarse a una suspensión activa, lo cuál se explicará más adelante, y que, por lo general, cuentan con algunos de los siguientes elementos, ya que algunos se complementan entre ellos si es necesario, todos ellos explicados con más detalle en el apartado “5.4. *Las suspensiones modernas, tendencia a la suspensión activa*”. Heave spring y torsion bar (amortiguan los movimientos que afectan a ambos lados del monoplaça simultáneamente), balancines o rockers (transmiten movimientos desde los trapecios de suspensión hacia el resto de elementos), barras de torsión (tubos que soportan la mayor parte de los esfuerzos trabajando a torsión), amortiguadores (conectados a los balancines y absorbiendo parte de los esfuerzos), roll damper (amortiguador que estabiliza el monoplaça en situaciones de balanceo) y barra estabilizadora o anti roll bar (barra cuya función es la misma que la del roll damper).

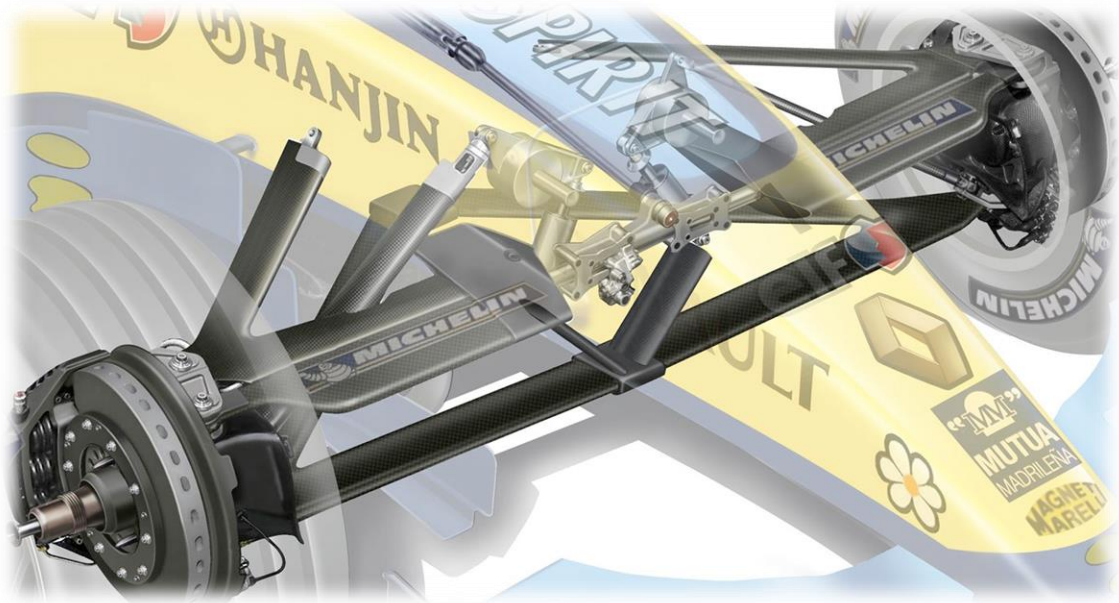


Figura 4 Detalle de la suspensión del Renault R26. Fuente: F1 Technical

#### 1.4. ¿Cómo será la que se diseñará en este proyecto?

Antes de seleccionar cualquier tipo de geometría o elementos, será necesario hacer un análisis previo de todos ellos, evaluando todas las opciones que puedan observarse en el mercado y aquellas que se hayan utilizado con el paso del tiempo en F1, para después implementar un diseño de este tipo en un Formula Student. Tras seleccionar el tipo de geometría y los elementos que la compondrán, será necesario aclarar qué simplificaciones se tendrán en cuenta y la razón de las mismas, con el fin de hacer el diseño completo de la suspensión delantera de un Formula Student, ajustada a las limitaciones impuestas tanto por recursos como datos de partida disponibles. Después, se llevará a cabo el diseño propiamente dicho, con sus comprobaciones correspondientes y validación mediante simulaciones, intentando ajustarse lo máximo posible a la realidad, considerando que esta es una compleja tarea que conlleva todo un equipo de trabajo y un estudio y pruebas a tiempo completo durante varios años.

## 2. CONTEXTO

### 2.1. ¿Qué es un automóvil?

En 1886, Karl Friedrich Benz patentó el vehículo con motor de combustión interna, en Mannheim, Alemania, en una búsqueda por crear un medio de transporte que no necesitara de caballos. Muchos otros compartían su misión, desarrollando otros sistemas propulsores que tendrían sus propias limitaciones y que cesarían en su desarrollo. Por ello, no tuvieron que pasar muchos años para que empezaran a surgir automóviles con motor de combustión interna desarrollados por recientemente creados fabricantes (Ford, Daimler, Maybach), y otros que vieron en la automoción un suculento sector que explotar (Peugeot, cuyo origen se remonta a principios del siglo XIX).

En esencia, el tipo de componentes, en cuanto a su función, no ha cambiado demasiado desde que a partir de la primera década del siglo XX se dejara de considerar el automóvil como un experimento, y sí como una herramienta útil. Por ello, la gran mayoría de vehículos siguen constando de 2 grandes conjuntos: un chasis y una carrocería (sin tener en cuenta a los vehículos con monocasco, en el que ambos conjuntos forman uno solo). En el caso de la carrocería, está anclada al chasis y destinada al transporte de los pasajeros y la carga. El chasis, en cambio, está compuesto de los siguientes elementos.

- Una estructura resistente que proteja a pasajeros, carga y resto de elementos mecánicos.
- Motor y conjunto de transmisión, para generar y transmitir la potencia.
- Eje delantero, trasero y ruedas.
- Suspensión, para unir las ruedas o ejes al bastidor.
- Sistema de dirección, para poder establecer el curso del vehículo.
- Frenos, para producir una deceleración que frene al automóvil.

### 2.2. Sistemas de suspensión, contexto histórico

Antes de inventarse el automóvil con motor de explosión por Karl Benz, en los antiguos carruajes ya quedó patente la necesidad de crear algún tipo de sistema con el que los largos viajes pudieran ser más confortables (en el caso de llevar a personas) y/o menos dañinos (en el caso de portar mercancías), más aún teniendo en cuenta el estado de los caminos por donde había que pasar para llegar desde A hasta B. Poco después, los ingenieros se percataron de que más allá del confort, un sistema de suspensión también aportaba seguridad a los trayectos, ya que permitía mantener el contacto en todo momento entre rueda y asfalto, y por tanto, control y estabilidad.

Por ello, para aislar mínimamente la carrocería de las irregularidades, los fabricantes de la época optaron por utilizar el sistema más simple que podían implantar: láminas de acero de forma semielíptica dispuestas en forma de ballestas, unidas al chasis enrollándolas en sus extremos para proporcionar una unión flexible. Estas ballestas se disponían de forma longitudinal o transversal, utilizando la fricción entre las hojas como medio de amortiguación. Por otra parte, el ingeniero inglés de General Motors Maurice Olley inventó, también a principios del siglo XX, las primeras suspensiones independientes, tras darse cuenta de que interponiendo la masa del coche entre las ruedas, podían reducirse las vibraciones características de los sistemas dependientes, además de cambiar el comportamiento del vehículo variando la geometría.

Tras la Segunda Guerra Mundial, el desarrollo del neumático y los muelles helicoidales permitieron seguir desarrollando las suspensiones independientes, pero sin contar con un elemento disipativo, a diferencia de las de ballesta. Por ello, se creó el amortiguador.

Hoy en día, la base de los diseños de los sistemas de suspensión es la del uso de muelles helicoidales montados concéntricamente con un amortiguador telescópico, ya que permite flexibilidad de diseño y una fabricación fácil y barata en grandes cantidades. Por ello, los nuevos desarrollos siguen este camino, aunque su mayor avance se dio tras conocer los efectos de la geometría de las ruedas y los cambios en cinemática de las mismas. Y es que, gracias a ello, en la década de los años 80, conocer el efecto de autoalineamiento de las ruedas permitió que los problemas en cuanto al desequilibrio de los sistemas de frenos, arrastre del neumático o balanceo negativo en las curvas fueran solucionables en vehículos estándar. En la década de los 90, el desarrollo de los sistemas electrónicos permitió llevar a cabo un control automático del vehículo (suspensión activa), posibilitando la eliminación de los compromisos tradicionales entre conducción y maniobrabilidad.

Para el caso de la F1, el objetivo principal desde su inicio (y de otras competiciones aún más antiguas, como los Voiturettes previos a la Segunda Guerra Mundial) era el de aportar control sobre el vehículo en todo momento, aprovechando toda su potencia y capacidades con las 4 ruedas siempre en contacto con el suelo. A continuación, se presentan varios ejemplos de monoplazas de F1 que presentaron algún tipo de innovación o que fueron conocidos, en parte, por los sistemas de suspensión que utilizaron mientras compitieron. En el apartado, *“6. Estudio de Alternativas”*, se profundiza más en algunas de las tecnologías que ahora se mencionan:



- Alfa Romeo 158/159 (1938-1951): este monoplaza es el ganador del primer Gran Premio de F1 jamás disputado, en Silverstone (1950), aunque también compitieron antes de la 2ª Guerra Mundial, a la cual sobrevivieron de no ser fundidos para fabricar munición ocultos en un pequeño pueblo cercano a Milán. Su suspensión delantera era de tipo dependiente (lo que ocurría en la rueda derecha afectaba a la izquierda y viceversa), con una ballesta en posición transversal, conectando ambas ruedas delanteras. Para reducir el peso de la ballesta (compuesta por varias hojas metálicas superpuestas), se sustituyeron algunas de esas hojas por brazos de suspensión, que ayudaban a reducir la deformación longitudinal de las hojas en frenadas bruscas. Además, montaba amortiguadores hidráulicos para compensar los movimientos de vaivén de la carrocería.

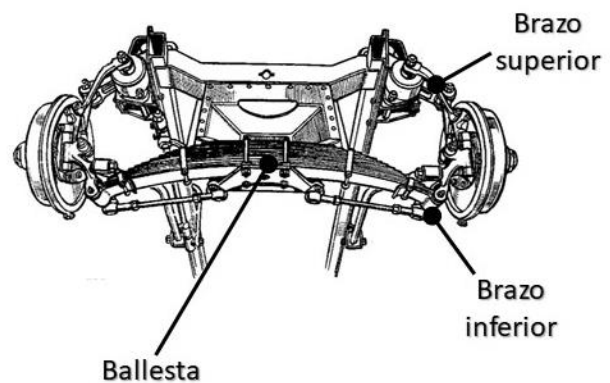


Figura 5 Alfa Romeo 158/159 y suspensión de ballesta transversa. Fuentes: James Mann y Autocar Handbook ed 1935

- Brabham BT20 (1966-1969): este monoplaza británico, perteneciente a la escudería británica fundada por Jack Brabham, fue uno de los primeros en ser desarrollado en un túnel de viento, lo cual ayudo a desarrollar un producto ágil y equilibrado. La suspensión delantera era independiente (no se influenciaban entre ellas las ruedas delanteras), formada por dos horquillas (brazos o trapecios) de acero y amortiguadores con resortes conectados directamente a la mangueta, con lo que quedaban al aire libre. Se decidió apostar por este diseño ya que, aunque se sabía tras experimentar en el túnel de viento que los amortiguadores fuera del chasis ofrecían resistencia al aire (y por tanto perjudicaban la aerodinámica), el diseño era más rígido que transmitiendo el movimiento de la rueda al amortiguador a través de un balancín (rocker). Este monoplaza montaba además una barra estabilizadora que relacionaba los movimientos de las ruedas, evitando que el coche se balanceara: convertía los movimientos verticales de las ruedas a un giro que soportaba la barra estabilizadora (que cruzaba el vehículo de lado a lado), ofreciendo resistencia a dicho giro.

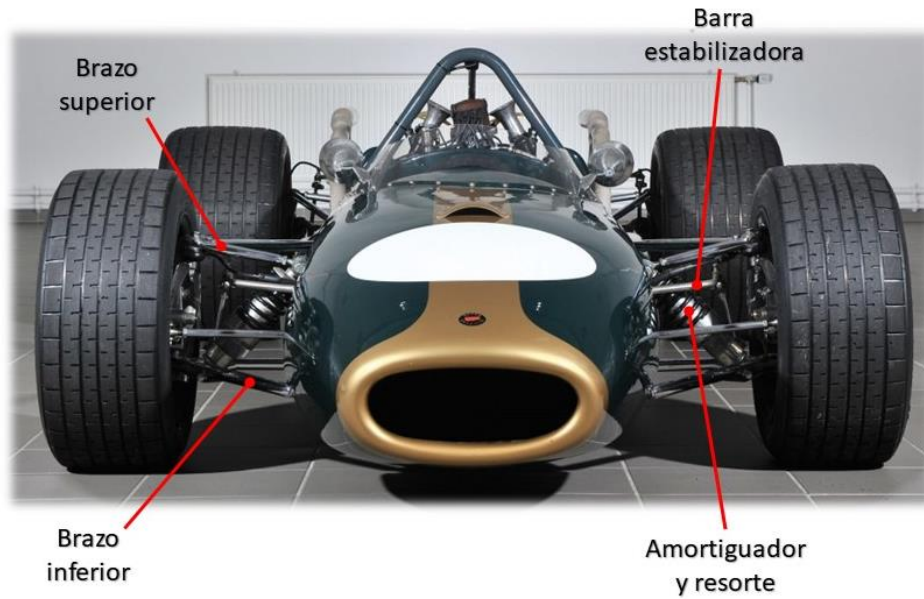


Figura 6 Brabham BT20. Fuente: Silodrome

- Lotus 72 (1970-1975): Colin Chapman, expiloto, jefe y fundador del equipo Lotus, introdujo en 1970 una decoración que pasaría a la historia en la F1, el mítico negro y dorado John Player Special. Pero un diseño bonito no aseguraba victorias, con lo que se introdujeron una serie de mejoras que para la época fueron muy revolucionarias: montaba los radiadores de agua en los pontones laterales en vez de enfrente (mejorando la distribución de pesos), tenía un morro anormalmente bajo y delgado, y además introdujo una toma de aire sobre la cabeza del piloto para refrigerar el motor. En cuanto a la suspensión delantera,

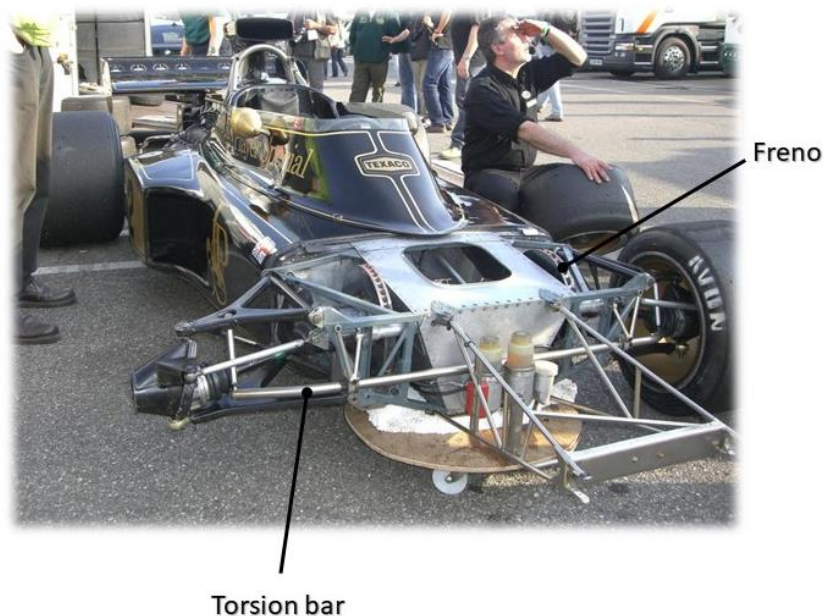


Figura 7 Suspensión del Lotus 72. Fuente: Pinterest



era de doble trapecio con amortiguadores dentro del chasis y barra estabilizadora. En esta área las novedades no iban a ser menos, aunque no todas ellas funcionarían: por un lado, se redujo la masa no-suspendida introduciendo los frenos en la carrocería. De esta manera, se reducía la carga vertical sobre cada neumático (desgastándose menos), pero en consecuencia aumentaba la masa suspendida, y por tanto, su capacidad de balanceo transversal y longitudinal. Por otro lado, y como consecuencia de la configuración de los frenos, se introdujo una barra que, trabajando a torsión, evitaba que el coche se hundiera en la parte delantera durante la frenada, y subiera cuando acelerara. Pero la complejidad de realizar reglajes (configuraciones de la suspensión para adaptarse a los circuitos) hizo que volvieran a un sistema más convencional. Esta barra cumplía la misma función que la Torsion bar explicada en el capítulo anterior.

- McLaren MP4/1 (1981-1983): las siglas MP4 han hecho referencia hasta 2016 a Marlboro Project 4 (Marlboro era el patrocinador principal del equipo entonces), marcando el inicio de la era de la fibra de carbono en la F1. En este caso, este monoplaza se menciona no por su diseño de suspensión, sino porque fue el primero en introducir un monocasco de fibra de carbono, un material anisótropo compuesto con un polímero, cuya densidad es mucho menor que la del acero y propiedades mecánicas similares. Se sustituyeron los chasis tubulares de acero por este compuesto, que se fue introduciendo poco a poco en otras áreas del monoplaza, llegando incluso a utilizarse experimentalmente como carcasa de la caja de cambios. Hoy en día, todos trapecios y barras de las suspensiones de los F1 están fabricadas en este material.



*Figura 8 Chasis monocasco de fibra de carbono del McLaren MP4/1.  
Fuente: Silodrome*

- Lotus Type 92 (1983): sin duda, Lotus ha sido siempre uno de los referentes en cuanto a avances tecnológicos se refiere, ostentando uno de los más extensos palmares en la F1. Este monoplace en concreto introdujo la suspensión activa, que sentó las bases de una tecnología que 9 años más tarde dominaría el mundial de la mano del Williams FW14 (escudería a la que se le otorga erróneamente esta invención). La suspensión activa fue una solución necesaria para reducir los efectos del downforce incontrolado que generaban sus predecesores (año a año generaban más carga), ya que ante una irregularidad el monoplace entraba en resonancia respecto a su eje longitudinal, balanceando sobre este eje y obligando al piloto a frenar para recuperar el control del vehículo. La filosofía de este sistema consistía en adelantarse a las irregularidades de la pista, y para ello, decidieron sustituir el conjunto muelle-amortiguador convencional por un actuador hidráulico de doble efecto controlado electrónicamente mediante

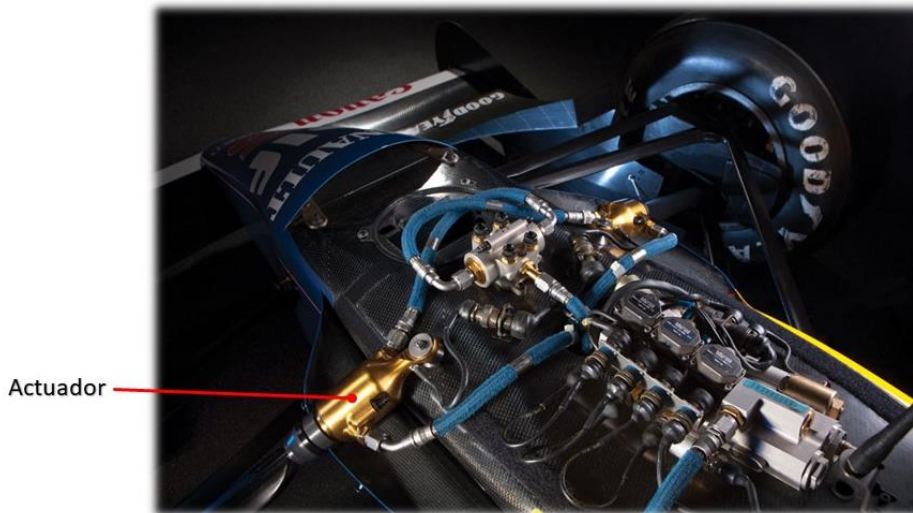


Figura 9 Suspensión activa del Williams FW14. Fuente: ThePinista

sensores: un acelerómetro longitudinal, otro transversal, un indicador de posición del volante, un sensor de aceleración de guiñada (giro respecto a la vertical del coche) y un captador de posición y carga por rueda. Las señales de los sensores eran recogidas y comparadas con las del instante anterior, con lo que se activaban los actuadores si era necesario, evitando los movimientos incontrolados del chasis. A este sistema se le añadieron además (de forma opcional) unos muelles para que soportaran la carga estática de la masa suspendida, con el fin de quitarles carga a los actuadores.

- Renault R25 (2005): el monoplace que llevó a la cima tanto a Fernando Alonso como a Renault aquel año, marcó el fin de la era de los motores V10 en la F1, que apostaba por propulsores más pequeños, tendiendo poco a poco a la era híbrida que impera hoy en día. Renault fabricó aquel año un vehículo, que aún no siendo el más rápido, fue el más fiable y regular durante toda la temporada,

introduciendo además, un sistema que trajo mucha controversia la F1, el cuál se prohibió durante el siguiente año (la FIA argumentó que se trataba de un elemento de aerodinámica activa, lo cuál está prohibido), cuando otros equipos como Ferrari ya montaban el suyo propio: el mass damper (amortiguador de masa). Se trataba de una masa, de unos 9 kg, que estaba suspendida entre dos muelles, todo ello dentro del morro del coche, con el fin de estabilizar lo antes posible el monoplaza tras el paso por una irregularidad, ya que, cuando esto ocurre, el vehículo gira respecto a su eje longitudinal, cambiando el downforce



Figura 10 Mass Damper del Renault R26. Fuente: Giorgio Piola

sobre el mismo, y por tanto, el agarre del monoplaza (disminuye). Por tanto, se trata de un dispositivo que reducía las vibraciones y la inclinación del coche, utilizado también en arquitectura, como el edificio Taipéi 101, China.

- Mercedes MGP W02 (2011) y Lotus Renault R31 (2011): aunque las suspensiones activas se prohibieran en 1994 en la F1, se han buscado otro tipo de sistemas pasivos que alcanzaran el mismo resultado (como el caso anterior del mass damper). En la temporada 2011 fueron 2 los equipos que apostaron por un

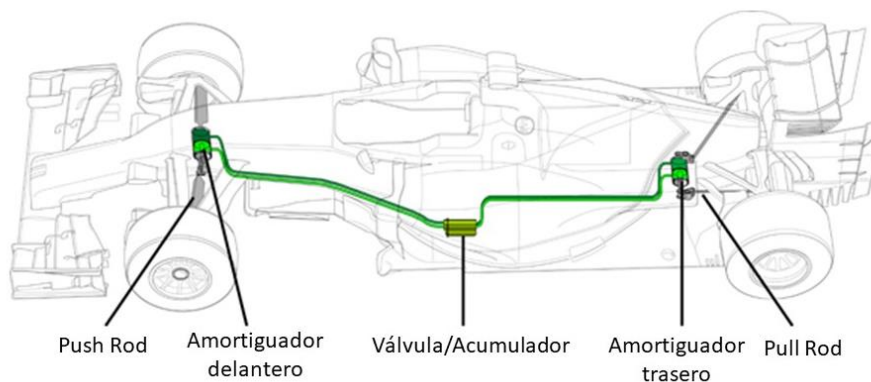


Figura 11 Sistema FRIC del Mercedes MGP W02. Fuente: Hupu

sistema que ya se había implementado antes en los 70, pero que no era tan eficiente, denominado FRIC (Front-and-Rear Interconnected Suspension), que interconectaba la suspensión trasera y la delantera, utilizando un concepto similar al usado hoy en día mediante el roll damper (explicado en el capítulo anterior, misma función que una barra estabilizadora). Se trataba de usar 2 amortiguadores hidráulicos, cuya cavidad interior estaba separada en 2 (parte superior e inferior). Uno de los amortiguadores iba situado en la suspensión delantera, y el otro en la trasera, de tal manera que se conectaban las cavidades de forma cruzada (mitad superior del amortiguador delantero con la inferior del trasero y mitad inferior del amortiguador delantero con la superior del trasero). Cuando el coche frenaba o aceleraba, las presiones en los amortiguadores, al estar interconectados, se compensaban y dejaban el coche plano, sin inclinación. Este sistema fue prohibido también, argumentando que se trataba de un sistema de aerodinámica activa.

### 2.3. Modos de estudio y cálculo: métodos de análisis, herramientas, pruebas y ensayos

- **Diseño de geometría**

La geometría de un sistema de suspensión define los puntos de anclaje a chasis y conjunto rueda, y parámetros básicos que definirán el comportamiento del vehículo, como el centro de balanceo (estos aspectos se detallan en el apartado de “Cálculos y algoritmos”). Pero no fue hasta la década de los años 80, cuando el desarrollo de los métodos computacionales permitió estudiar y entender definitivamente los efectos de la geometría de las ruedas y los cambios en cinemática de las mismas. El efecto de las caídas de las ruedas y el ángulo de ataque de las mismas, combinado con la deformación del neumático, no habían sido del todo comprendidos hasta entonces, ya que no se tenían las herramientas necesarias para abordar los problemas. Por ello, normalmente se podían ver vehículos en pista utilizando configuraciones completamente distintas de suspensiones o jugando con el reparto de pesos (situando en distinta posición, por ejemplo, el tanque de combustible), empleando métodos experimentales a base de ensayos y pruebas, sin llegar a los niveles de tracción con los que se cuenta hoy en día, por lo que los vehículos potentes hasta entonces tendían a derrapar o perder tracción con facilidad. En la actualidad, varios Software se encargan de estudiar modelos de geometrías de suspensiones, simulando posibles situaciones de bote-rebote, giro y balanceo, según una serie de parámetros iniciales, arrojando datos sobre variaciones geométricas de las ruedas en unos rangos determinados introducidos por el analista, con lo que de forma rápida y sencilla, pueden variarse los puntos de anclaje, y por tanto, la geometría de la suspensión, para estudiar los posibles efectos sobre el vehículo en una situación real.

- **Análisis dinámico**

Una vez conocida la geometría, el dimensionamiento de los componentes se llevaba a cabo por métodos tradicionales y experimentales hasta los años 70, cuando General Motors encargó el diseño de programas de ordenador capaces de realizar análisis dinámicos. Hasta entonces, se calculaban y ensayaban, con grandes márgenes de seguridad, considerando que los componentes fallarían a fatiga y que, por lo tanto, se daría una gran dispersión en los resultados obtenidos. Con el desarrollo de sistemas informáticos, se implantaron bancos de pruebas en los que el modelo de estudio era un vehículo real montado sobre una base que simulaba la marcha del vehículo, extrayendo los datos obtenidos a través de métodos computacionales, aunque los rápidos avances en la informática permitieron sustituir estos bancos de pruebas por modelos completamente simulados que permitían hacer análisis dinámicos con mayor rapidez y flexibilidad. Hoy en día, los análisis se basan en este tipo de software.

- **Elementos Finitos**

Tras obtener las cargas a las que se somete el sistema de la suspensión mediante el análisis dinámico, es necesario conocer si los elementos predimensionados aguantarán los esfuerzos necesarios. Para ello, hasta el desarrollo de los programas de Elementos Finitos, se aplicaban métodos tradicionales y experimentales, que se basaban en simplificaciones de cálculo para elementos trabajando a fatiga, posteriormente comprobados mediante experimentación. En la actualidad, los métodos computacionales basados en Elementos Finitos, discretizan los modelos de los componentes a estudiar, permitiendo obtener los estados tensionales de todos los puntos que el analista considere, y comprobando el momento en el que se da el fallo de la pieza, aunque, en ciertos casos como la fatiga, es necesario llevar a cabo ensayos experimentales al no poder simular aún todas las condiciones que sean fuente de dispersión de resultados.

## 3.OBJETIVOS Y ALCANCE DEL PROYECTO

### 3.1. Objetivos

Como cada año desde 1950, se celebra el Campeonato del Mundo de Fórmula 1 (F1), competición en la que se miden los pilotos de monoplazas más rápidos del planeta, en un ambiente en el que son protagonistas junto a míticos circuitos y equipos. Como ya se sabe, esta competición ha representado desde sus inicios, al igual que muchas otras categorías, un banco de pruebas para las marcas, que compiten en busca de 3 objetivos: desarrollo tecnológico, publicidad y ego. Es por ello, que la feroz competencia y los constantes cambios de reglamentación por parte de la Federación Internacional de Automovilismo (FIA, encargada de la normativa) hacen que cada año se presenten nuevas soluciones, diseños y desarrollos para cada monoplaza. En el caso de la Formula Student, los cambios de reglamentación no son tan bruscos ni restrictivos, permitiendo a los estudiantes dejar fluir su imaginación para desarrollar innovadores diseños que en muchos casos son atractivos para ser implantados en aplicaciones reales.

Para el caso que se va a tratar en este proyecto, el problema sería el inicio de una nueva temporada de Formula Student, lo cual implica una nueva geometría para la suspensión. De esta manera, en un caso real se trataría de una optimización de la suspensión de la temporada anterior, o en su defecto, de un nuevo diseño partiendo de la experiencia que tenga cada equipo. Pero, para el caso que aquí se presenta, se diseñará una suspensión delantera completa, desde el principio, para tratar todas sus áreas, y que cumpla con la normativa Formula SAE de 2017-2018, basándose en los diseños empleados en la Fórmula 1.

El objetivo del proyecto puede dividirse a su vez en 2 sub-objetivos, los cuales, una vez cumplimentados, asegurarían un buen comportamiento del monoplaza en pista:

- 1) Geometría: los puntos de anclaje de la suspensión, tanto al chasis, como a las manguetas, definirán el modo de conducir el vehículo, con lo que se perseguirá la estabilidad del monoplaza en todo momento, haciéndolo lo más rápido posible y evitando fenómenos tales como el bump steer. Se trata de la etapa más importante del diseño de una suspensión, ya que, si no se realiza adecuadamente, no se podrá aprovechar todo el rendimiento del coche en pista, al darse posibles pérdidas de tracción o vibraciones.
- 2) Dimensionamiento: tras establecer la geometría de la suspensión y obtenerse las cargas que se transmitirán a través de ella, se tiene que calcular la cantidad necesaria de material para poder fabricarla y asegurar que no se dé el fallo, tanto en los trapecios y barra push y tie rod, como en el rocker.

En definitiva, se trata de obtener una suspensión “dura”, que evite los movimientos más propios de un vehículo convencional, es decir, lo que se busca en este tipo de vehículo es que ante una irregularidad, aceleración, frenada o curva, el monoplaza no tenga movimientos de vaivén que lo conviertan en inestable o hagan que cualquiera de los

neumáticos pierda el contacto con el asfalto (y por tanto pérdida de tracción). Para un vehículo de calle, se buscaría lo contrario, ya que la prioridad es el confort y que no se den movimientos bruscos (suspensión “blanda”), pues no se busca ir rápido, sino cómodo.

### 3.2. Alcance

En cuanto al alcance, el diseño que aquí se presenta no podría implantarse en un monoplaza de Formula Student, ya que, los análisis computacionales no serían suficientes, siendo necesario hacer distintos ensayos de prototipos para poder validar las piezas. Aun así, tanto la base teórica que se empleará en cada fase del diseño como los métodos computacionales serán herramientas que sí que se ajustan completamente a la realidad.

Como criterios iniciales de diseño, se utilizarán las siguientes características del vehículo, por lo que, en cada simulación, el modelo que se estudie tendrá que cumplir con todas ellas:

- Recorrido de la suspensión en bote y rebote: 25,4 mm (especificado en la normativa FSAE)
- Roll Angle (ángulo de balanceo del monoplaza): 1,5°, valor típico para este tipo de monoplazas
- Recorrido de la dirección: 25 mm, valor típico para este tipo de monoplazas
- Batalla: 1530 mm, valor reducido, pues los circuitos son de rectas cortas y curvas cerradas
- Vía: 1220 mm, valor elevado para reducir la altura del centro de gravedad
- Tipo de motor: combustión con transmisión de 6 marchas
- Masa suspendida en vacío: 170 kg, basados en otros monoplazas de combustión
- Masa del piloto: 70 kg
- Masa no suspendida total: 40 kg
- Carga aerodinámica supuesta: 60 kg
- Altura del centro de gravedad de la masa suspendida: 270 mm, valor recomendado en este tipo de monoplazas
- Altura del centro de gravedad del total de la masa: 264,8 mm
- Reparto de pesos: 42,95 % en el eje delantero, ajustable mediante reglajes
- Reparto de frenada: 60 % en el eje delantero, ajustable mediante reglajes, 80 % para el caso crítico del test de frenada
- Frenos: AP Racing CP42270-2S0, ideados para FSAE
- Amortiguadores: bitubo Öhlins TTX25 MkII, ideados para FSAE
- Tamaño de llantas: 10 pulgadas, menor momento de inercia y centro de gravedad de la masa no suspendida
- Neumáticos: Hoosier 43161 para llantas de 13 pulgadas, adaptados a llantas de 10 pulgadas

Para el análisis cinemático, se empleará el software Lotus Suspension Analysis, el cual, a partir de unas condiciones iniciales que incluyen recorridos máximos de la suspensión, masa, etc (obtenidos a partir de datos de monoplazas reales de FSAE y documentación específica de normativas y libros especializados), permite situar todos los puntos de anclaje de la geometría completa en función de una serie de parámetros que rigen el comportamiento de la suspensión (los cuales se explican y detallan antes de situar todos los puntos en el espacio), y en consecuencia, el del monoplaza. Pero antes de ello, será necesario estudiar el tipo de geometría que se implantará y los elementos que la compondrán. Para poder validar el sistema, se comprobará que se cumplan los límites de los valores de todos los parámetros a estudiar, especificados en el capítulo 1, "Análisis Cinemático", del documento "Metodología Seguida en el Desarrollo del Trabajo", además de situar los puntos en una ubicación que no comprometa la posición del piloto dentro del vehículo.

En cuanto a la obtención de las cargas a las que se someterá la suspensión, se empleará el software Adams/Car, especializado en dinámica de vehículos. Para las simulaciones se necesita modelizar un monoplaza completo, lo cual queda fuera del alcance de este proyecto, por lo que se emplea uno de los modelos de Formula Student facilitados por el programa, adaptándolo a las características del vehículo especificadas, aunque sin la posibilidad de afinar todos sus parámetros con el fin de acercarse lo máximo posible a la realidad, ya que requiere conocimientos de otras áreas del vehículo que también quedan fuera del alcance del proyecto. Este hecho puede conllevar la modificación de alguno de los elementos que se especifican en el apartado 7.2 de la Memoria "Elección de los elementos de la suspensión".

El último paso para el dimensionamiento de la suspensión será el análisis mediante el método de elementos finitos, o con cálculos manuales, si la situación lo permite. Se llevarán a cabo simulaciones de fatiga que deberían realizarse también mediante ensayos reales, ya que los resultados de fatiga pueden presentar una gran dispersión. Para minimizar el error y dimensionar del lado de la seguridad, no solo se introducirán todas las cargas mayoradas por un coeficiente de seguridad de 1,2, sino que también se utilizará una tensión límite de fatiga muy minorada, obtenida mediante coeficientes modificativos escogidos a la baja, sobre todo en el caso de las soldaduras, que pueden introducir concentraciones de tensiones, pero, al igual que el resto de uniones y elementos de unión, no se dimensionarán (incluyendo todos los anclajes entre elementos y anclajes al chasis). Además, todas las piezas a dimensionar se fabricarán de acero S355, debido a su alto límite de fluencia y capacidades de ser soldado.

Por lo tanto, las piezas que se dimensionarán o se escogerán de un fabricante son las siguientes:

- Tie rod y push rod: calculados de forma manual, ya que solo soportan cargas axiales.
- Trapecio inferior: incluyendo sus 2 tubos y el elemento de unión entre ellos (punta). Se dimensionarán en conjunto en Ansys Workbench.



- Trapecio superior: también se analizará todo el conjunto mediante elementos finitos, incluyendo el elemento de unión entre los tubos, los propios tubos, y 2 chapas para poder anclar el push rod.
- Rocker: irá montado con un pequeño eje soldado, se analizará todo el conjunto en Ansys Workbench.
- Amortiguador: se justifica la elección del Öhlins TTX25 MkII.
- Resorte o barra de torsión: se plantean los datos necesarios para ser fabricados de forma personalizada y se selecciona un elemento u otro en función de los resultados obtenidos.

## 4. BENEFICIOS QUE APORTA EL TRABAJO

El sistema de suspensión que se presenta en este trabajo cumple con los requisitos impuestos por la normativa FSAE de la temporada 2017-2018, por lo que, si se adoptara como guía para modificarla, podría obtenerse un diseño homologable que podría desarrollarse a lo largo de varias temporadas, tal y como ocurre con este y otros sistemas que se utilizan en la Formula Student cada día. En el caso de la suspensión que se desarrolla aquí, han sido necesarias varias simplificaciones, derivadas de las limitaciones propias de las herramientas de un estudiante, coste y falta de algunos datos. Por ejemplo, para validar correctamente el sistema en cuanto a su resistencia, es necesario llevar a cabo ensayos, ya que, como ya se ha dicho, el Método de Elementos Finitos aún no puede analizar cierto tipo de materiales trabajando a fatiga.

Por lo tanto, el beneficio principal del proyecto sería el de contar con una guía completa sobre el diseño de una suspensión, con todas sus pautas, que incluso podría emplearse en el diseño de otro tipo de geometrías, más aún teniendo en cuenta que la aquí presentada es uno de los casos más complejos de analizar, debido a su comportamiento, materiales empleados y sollicitaciones. Este diseño es capaz de adaptarse a los diferentes reglajes que permiten optimizar la eficacia del vehículo en cada circuito y adaptarse a la conducción de cada piloto, gracias a la versatilidad de su diseño, permitiendo variar su geometría con infinidad de combinaciones posibles.

Por otra parte, este proyecto implica un estudio de distintas tipologías de suspensiones y los componentes que emplean, antes de llegar a una solución adecuada para el caso de Formula Student. Por ello, el amplio catálogo que aquí se muestra sirve también como guía de tipos de suspensiones independientes, semiindependientes y dependientes, comparándolas y mostrando las ventajas y desventajas de cada una, con el fin de contar con la información necesaria para poder decantarse por una u otra según su finalidad. Por último, también se muestran los elementos que componen los tipos de

geometría más importantes, así como su funcionamiento, de tal manera que pueda llevarse a cabo un diseño con unos elementos elásticos y disipativos u otros de forma justificada.

En definitiva, combinando el tema de este proyecto y su faceta de proyecto docente, este trabajo sirve como una amplia guía de diseño de suspensiones, con unas pautas a seguir y herramientas recomendadas para cada una de las fases de diseño, además de comparar distintas tipologías y elementos, para poder adecuar cada diseño a una finalidad específica.

## 5. DESCRIPCIÓN DE REQUERIMIENTOS Y ANÁLISIS DEL ESTADO DEL ARTE

### 5.1. ¿Qué es la FIA?

La FIA o Federación Internacional de Automovilismo es el encargado de regular las competiciones de más alto nivel mundial, entre las que se encuentran la F1, Mundial de Rallyes, Mundial de Resistencia, Mundial de Turismo o Mundial de Rallycross, solo por mencionar algunos. Su predecesora, la Asociación Internacional de Clubs del Automóvil Reconocidos, fue fundada en 1904, como alianza entre el Club Automóvil de Francia y otros 12 clubes del resto del mundo, para regular las populares carreras entre ciudades que surgieron a principios del siglo XX. En 1950, con la creación del Campeonato del Mundo de Fórmula Uno, la FIA evolucionó para convertirse en un referente global de la competición, creando diversos campeonatos de distintas modalidades del automovilismo, hasta llegar a la situación actual, en la que además de mantener su objetivo de asegurar el “fair play” y la seguridad en las carreras, cuentan con importantes y ambiciosas campañas a favor del medio ambiente, las energías limpias, seguridad vial y reducción de accidentes de tráfico. Actualmente, está presidida por el francés Jean Todt, antiguo copiloto de rallyes y jefe de la Scuderia Ferrari durante la época dorada de Michael Schumacher.

Como se ha dicho, la FIA regula los campeonatos que gobierna a través de normativas anuales, que contienen todos los artículos de diseño y funcionamiento de los vehículos, incluyendo limitaciones y pautas, además de incluir procedimientos a seguir durante el curso de cada carrera.



Figura 12 Logo de la FIA e imágenes del Mundial de Rallyes (WRC) y de Resistencia (WEC). Fuente: FIA (arriba)

## 5.2. ¿Qué es la SAE International?

Se trata de la Sociedad de Ingenieros de Automoción (Society of Automotive Engineers), organización enfocada en la movilidad de los profesionales en la ingeniería de todas las industrias comerciales especializadas en la construcción de vehículos, ya sean de tierra, mar o aire. Nació en Estados Unidos, en 1905 (con Henry Ford como vicepresidente), con el fin de promocionar la estandarización de la emergente industria de automóviles, promoviendo el intercambio de ideas y expertos, como ya sucedía con otras industrias. Apenas una década más tarde, contaban con tal número de miembros que la organización pasó a abarcar todo tipo de medios de transporte.

Con el objetivo de promover la excelencia en ingeniería y el desarrollo de proyectos reales para estudiantes de ingeniería, en 1981 nació la Formula SAE, competición de monoplazas fabricados por estudiantes y que se evaluaban en cuanto a sus diseño, fabricación, rendimiento y marketing. Esta competición, que apenas empezó con 6 equipos y 40 alumnos en la Universidad de Texas, ha ido creciendo hasta convertirse en un referente del inicio del Motorsport para estudiantes de ingeniería, siendo un gran escaparate además para el mundo laboral, hasta el punto de contar con competiciones en todo el mundo, incluyendo circuitos de tanto renombre como Silverstone, Hockenheim o Montmeló e inscripciones que superan en algunos casos el centenar de equipos.

### 5.3. Normativa de la Formula SAE

Cada año, los equipos de FSAE diseñan nuevos monoplazas de cara a la siguiente temporada, basándose en la normativa publicada por la SAE. Normalmente, este documento no es más que una actualización de el del año anterior, con modificaciones algo más importantes en ciclos de 2 años. Como característica principal, esta competición recoge 3 grandes grupos de reglas que solo se aplican a una categoría concreta de vehículos: equipos que compiten por primera vez y no se presentan a ningún evento dinámico (con el vehículo en marcha), equipos con un monoplaza de combustión y equipos con un monoplaza eléctrico. A continuación, se explica algo más en detalle el contenido de esta normativa, cuya estructura es muy similar a la de otras categorías del motor, sobre todo aquellas en las que se compite con monoplazas, además de incluir la organización puntuación de cada fase de la competición:

- La Formula SAE y la competición: equipos de distintas universidades con alumnos sin graduar y graduados que continúan sus estudios conciben, diseñan, fabrican,

Static Events:	
Presentation	75
Engineering Design	150
Cost Analysis	100
Dynamic Events	
Acceleration	100
Skid-Pad	75
Autocross	125
Efficiency	100
<u>Endurance</u>	<u>275</u>
Total Points	1,000

Figura 13 Puntuaciones y pruebas de un evento de FSAE. Fuente: FSAE

desarrollan y compiten con pequeños vehículos de tipo fórmula, ideados para satisfacer el mercado de la competición amateur. Dichos vehículos tendrán altas prestaciones en términos de aceleración, frenada y manejo, además de fiabilidad para poder completar un evento de Formula SAE. Cada evento cuenta con las siguientes pruebas y puntuaciones correspondientes:

Como se observa, existen dos tipos de pruebas, las estáticas no requieren tener el monoplaza en movimiento y están compuestas por una presentación del monoplaza como posible producto (Presentation) y presentaciones y documentación que justifican las soluciones adoptadas para su diseño (Engineering Design) y coste (Cost Analysis). Por otra parte, las pruebas dinámicas sí que requieren la puesta en marcha de los monoplazas (quedan exentos de estas pruebas, si lo desean, los equipos que participen por primera vez): una prueba de aceleración de 75 m (Acceleration), una prueba para comprobar la habilidad del vehículo para girar (Skid-Pad), una vuelta rápida a través de un circuito de unos 800 m (Autocross) y, por último, una prueba de 22

km en el que se medirán tanto los tiempos por vuelta (Endurance) como las emisiones de dióxido de carbono (Efficiency).

- Reglamentación técnica general: es el grueso de la normativa, en la que se definen todos los límites y criterios de diseño para cada parte del monoplaza, entre los que destacan materiales o elementos de seguridad obligatorios. Son varios capítulos que tratan sobre la carrocería y dimensiones, peso del vehículo, chasis, transmisión, suspensión y dirección, frenos, conjunto rueda y neumáticos, Cockpit, equipamiento de seguridad y construcción del vehículo (en este capítulo se trata sobre todo la “driver cell”, la cual debe resistir cualquier impacto para proteger al piloto).
- Reglamentación alternativa de la estructura del monoplaza: se incluyen apartados de diseño más simples que los de un monocasco.
- Reglamentación de motores de combustión interna y eléctricos: en estos 2 apartados se muestran las especificaciones y funcionamiento de ambos tipos de sistemas, incluyendo sistemas de encendido y apagado, repostaje, control de ruidos o transmisiones.
- Por último, se incluyen dos capítulos en los que se muestran las normas que regulan tanto los eventos estáticos, como los dinámicos.

#### 5.4. Normativa respecto a la suspensión y requerimientos de diseño

En este apartado se muestran los artículos de la normativa que tendrán que considerarse de cara al diseño de la suspensión, traducidos al castellano, ya que las normativas FSAE se redactan en inglés. Todos ellos pertenecen a la parte T, sobre requerimientos técnicos generales:

- Artículo 1: REQUERIMIENTOS DEL VEHÍCULO Y RESTRICCIONES
  - T1.2.3: el vehículo debe contener todas las especificaciones requeridas, como altura de conducción, recorrido de la suspensión, capacidad de frenado, niveles de sonido y posición de los alerones durante la competición.
- Artículo 2: REQUERIMIENTOS GENERALES DE DISEÑO
  - T2.3 Batalla: el coche tiene que tener una batalla de al menos 1525 mm. La batalla se mide desde el centro del contacto con el suelo de los

- neumáticos delanteros y traseros (estando estos últimos en posición recta).
- T2.4 Ancho del vehículo: la anchura mínima del vehículo (delantera o trasera) no puede ser menor que el 75 % de la anchura máxima.
  - T2.5 Acceso visible: todos los elementos del documento de inspección tendrán que ser claramente visibles para los comisarios, sin necesidad de usar espejos o endoscopios. Se podrá probar el acceso visible mediante tapas que puedan quitarse o desplazarse.
- Artículo 6: REGLAS GENERALES DE CHASIS
    - T6.1.1 Suspensión: el vehículo debe estar equipado con un sistema completamente operativo de suspensión, con amortiguadores delanteros y traseros, con un recorrido útil de las ruedas de al menos 50,8 mm, 25,4 mm de compresión (bote, las ruedas suben respecto al chasis) y 25,4 mm de rebote (las ruedas bajan respecto al chasis), con el piloto dentro. Todos los sistemas de anclaje deben ser visibles durante la inspección del vehículo, incluyendo los que estén tapados con elementos que puedan retirarse.
    - T6.2 Espacio respecto al suelo: el espacio libre respecto al suelo deberá ser suficiente como para prevenir que cualquier parte del monoplaza, a excepción de los neumáticos, entre en contacto con el asfalto durante la marcha del vehículo.
    - T6.3 Llantas: las llantas de los monoplazas tendrán un diámetro mínimo de 8 pulgadas.
    - T6.5 Sistema de dirección: el volante tendrá que estar mecánicamente conectado a las ruedas delanteras, los sistemas electrónicos o por cables de la dirección delantera están prohibidos.
    - T6.7 Estabilidad de vuelco: el ancho del vehículo y la altura del centro de gravedad tendrán que combinarse para proporcionar una estabilidad de vuelco adecuada. Se evaluará en un test con el cual se comprobará que el coche no vuelque cuando se incline a 60º respecto a la horizontal, que corresponden a una fuerza de 1,7 G (1,7 veces el peso del vehículo con el piloto dentro). Para este test se montará en el vehículo el piloto más alto.
  - Artículo 11: UNIONES
    - T11.1 Grado de Requerimiento de las Uniones: todas las uniones roscadas utilizadas en la estructura de la celda del piloto, dirección, suspensión, sistema de frenos, sujeción del piloto, colector de admisión y riel de combustible deberán tener como mínimo un grado de métrica de 8.8.

## 5.5. Las suspensiones modernas, tendencia a la suspensión activa

Como ya se ha visto, las suspensiones de F1 siguen una geometría de doble trapecio o paralelo deformable, ya que a pesar de ser costosa y tener un diseño complejo, los equipos cuentan con los medios necesarios para fabricarla y optimizarla. Por otro lado, se decantan por este tipo de geometría al permitir modificar su geometría con facilidad, alargando o acortando los brazos y sustituyendo los muelles por otros de distintas rigideces. De este modo, cada sistema puede adaptarse a las condiciones de cada circuito y al estilo de pilotaje de cada piloto, permitiendo optimizar el rendimiento del monoplaza en cualquier situación.

A lo largo de los últimos años, varios equipos han presentado sus vehículos con innovadoras soluciones, rayando el límite de la legalidad, con el fin de acercarse a la suspensión activa. Su mayor exponente ha sido la escudería Mercedes, a favor de la reimplantación de la suspensión activa, y que ha tenido varios encontronazos con la FIA. A continuación, se presentan todos los elementos de la suspensión que suelen emplearse en la suspensión delantera de un F1, siendo algunos de ellos complementarios entre sí, por lo que no es necesario usar todos ellos:

1. Trapecios superior e inferior delanteros: componente de la suspensión en forma de V que une el chasis y la mangueta, además de transmitir los esfuerzos provenientes del suelo. Existen dos por cada rueda, uno anclado a la parte superior de la mangueta y otro al inferior. Están hechos de fibra de carbono y optimizados para no perjudicar aerodinámicamente, mediante un diseño de tipo alar.
2. Barra pull o push rod delanteros (se elige una u otra en función de las ventajas y desventajas): barra encargada de transmitir los esfuerzos de tracción y compresión, que tienen su origen en el asfalto, desde la mangueta hasta los amortiguadores. Si cuando se eleva la rueda la barra trabaja a compresión será tipo push, y si es a tracción pull. Los criterios para seleccionar un sistema u otro se detallan en el apartado "6. Estudio de Alternativas". También están hechas de fibra de carbono.
3. Tie rod delantero: barra encargada de limitar el giro de las ruedas en el plano del suelo. En las ruedas delanteras transmite el giro que proviene del volante. Va unido desde la mangueta a la cremallera de la dirección, por lo que cuando la cremallera se mueve a causa del giro del volante, empuja o tira del tie rod, haciendo lo propio con la rueda a la que está unido.
4. Torsion bar: barra que trabaja a torsión y se encarga de soportar esfuerzos simultáneos en ambos lados del monoplaza de tracción o compresión (cuando acelera o frena). Es complementaria al heave spring.

5. Heave spring: muelle encargado de soportar esfuerzos simultáneos en ambos lados del monoplaza de tracción o compresión (cuando acelera o frena). Si fuera necesario, se le puede añadir la torsion bar. También puede ser un amortiguador en vez de un muelle, no afecta al balanceo del coche. Se selecciona a partir del esfuerzo soportado.
6. Barras de torsión: son los elementos que más esfuerzos soportan de la suspensión. Se trata de una barra hueca que trabaja como muelle a torsión y que además sirve de punto de pivotamiento al rocker. Su sección puede ser circular, cuadrada o hexagonal.
7. Rockers: balancín que gira alrededor de la barra de torsión (cuando intenta girar la barra se torsiona, apareciendo una reacción), elemento encargado de transmitir el esfuerzo proveniente desde el tirante pull o push a los amortiguadores.
8. Amortiguadores: dispositivo hidráulico que sirve para compensar y disminuir el efecto de choques, sacudidas o movimientos bruscos, que no tienen por qué ocurrir simultáneamente en ambos lados del monoplaza. Se seleccionan a partir del esfuerzo soportado.
9. Roll damper: amortiguador que estabiliza el monoplaza en una situación de balanceo (roll), como el paso por una curva. Interconecta ambos lados del monoplaza, compensando sus movimientos. Al igual que el resto de amortiguadores, se seleccionan a partir del esfuerzo soportado.
10. Barra estabilizadora: barra encargada de estabilizar el monoplaza en una situación de balanceo, trabaja a torsión pivotando sobre los rockers, produciéndose giros de sentidos contrarios en cada extremo cada vez que el coche rola (se retuerce). Su función es complementaria a la del roll damper y es prescindible.



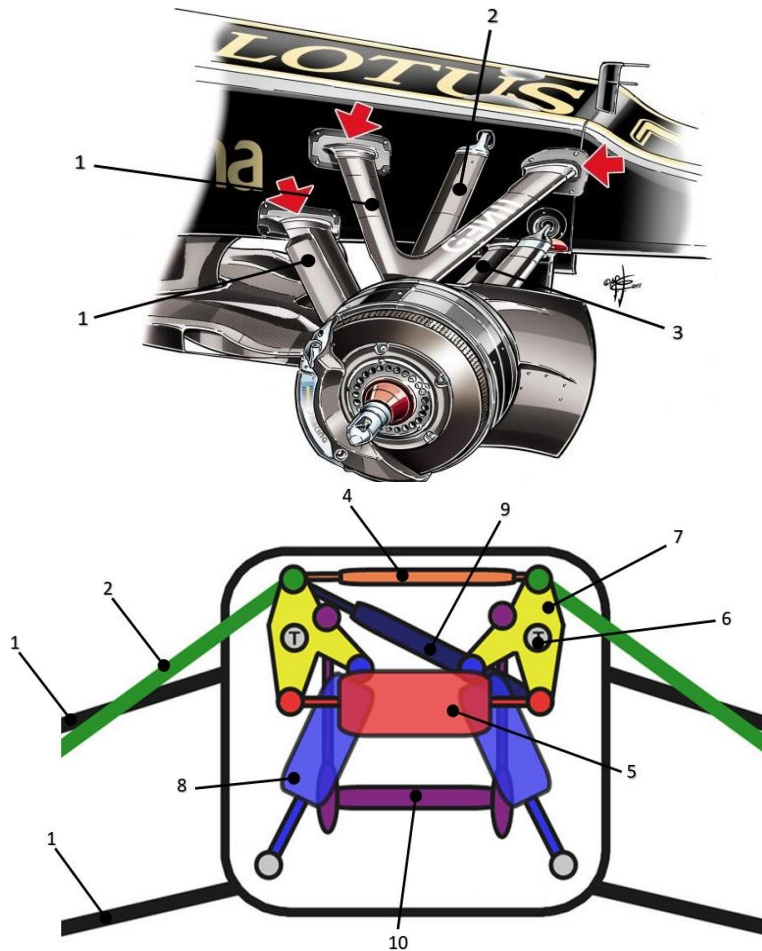


Figura 14 Elementos de la suspensión de un F1. Fuentes: Giorgio Piola y Tech Spec

## 6. ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

### 6.1. Sistemas de suspensión comunes: tipos de geometría, elementos y materiales que los componen

El sistema de suspensión se diseña para limitar los grados de libertad de cada rueda respecto al chasis, exceptuando 2 de ellos, el giro de avance y el desplazamiento vertical. En general, existen 2 tipos de suspensiones, las dependientes o de eje rígido y las independientes, aunque entre ambas puede aparecer un tercer tipo, las semiindependientes. A continuación, se presenta un resumen de los 2 tipos más importantes, antes de estudiar las clases de geometría que presenta cada uno:

En el primer tipo, las barras se unen a los extremos de un elemento rígido, por lo que lo que cada movimiento en una de las ruedas afecta a la otra, implicando que ambas

tendrán en todo momento la misma dirección y caída. Este tipo de sistemas se empleaba antiguamente en las suspensiones traseras de los turismos, y en la actualidad se emplea en el eje delantero de camiones pesados y vehículos con tracción a las 4 ruedas. La principal ventaja de estos sistemas reside en que el balanceo del coche no afecta a la caída de las ruedas, permitiendo un contacto más uniforme con la carretera, y en consecuencia, mayor adherencia y reducción del desgaste de los neumáticos. Por el contrario, cabe destacar que si se montan en los ejes motrices, puede provocar vibraciones en el sistema de la dirección.

En el segundo tipo, las suspensiones independientes, cada rueda es capaz de moverse verticalmente sin verse afectada por su opuesta, siendo común su uso en casi todas las suspensiones delanteras de turismos y algunos camiones pequeños, ya que son más compactas, resisten mejor a las vibraciones de la dirección, tienen una menor masa no suspendida y presentan una mayor rigidez al balanceo para una misma elasticidad que las dependientes.

## 6.2. Suspensiones independientes

Se utilizan en suspensiones delanteras y traseras. En general, puede decirse que las suspensiones delanteras independientes tienen que cumplir los siguientes requisitos:

- Conectar transversalmente ambas ruedas con la dirección para que el movimiento vertical apenas afecte a la convergencia de las mismas.
- Utilizar elementos para obtener la elasticidad deseada, como muelles helicoidales, barras de torsión u otros elementos.
- Permitir incorporar amortiguadores telescópicos y barras estabilizadoras.
- Permitir situar el centro de balanceo del vehículo a la altura deseada, según el fin del mismo.
- Si es necesario, permitir incluir geometrías antihundimiento delantero en situaciones de frenada.
- Soportar todas las fuerzas a las que se someta el vehículo, aislándolo de ruidos y vibraciones.
- Restringir la inercia, giros y otras fuerzas consecuencia del movimiento vertical de las ruedas.

Para ello, han surgido distintas tipologías de suspensiones independientes, adecuándose cada uno a las limitaciones de la época en la que fueron creadas o siendo adecuadas para cada tipo de vehículo. A continuación, se presentan los 7 tipos más populares:

- **Semiejes oscilantes:** la rueda está unida por un solo brazo transversal al chasis, siendo un diseño sencillo para suspensiones traseras, utilizado en el Volkswagen Escarabajo. Como la longitud de los semiejes es menor que la mitad del ancho de vía del coche y el centro de balanceo se sitúa por encima del eje de giro de los brazos, la transferencia de carga en curva es muy elevada, haciendo que la rueda más cargada adquiriera un ángulo positivo, reduciendo la potencia disponible en curva. Por ello, se fue abandonando este sistema en detrimento de otros.

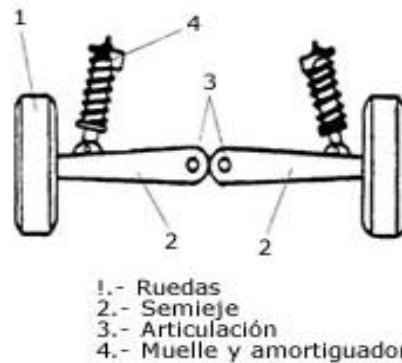


Figura 15 Suspensión de semiejes oscilantes. Fuente: Multiservicio Automotriz

- **Ballestas transversales:** se usaron en el comienzo de este tipo de suspensiones, combinando las funciones de muelle y brazo de posicionamiento. Cuando se llevaron a la práctica, se observó que la gran transferencia de carga entre la parte delantera y trasera del vehículo, como consecuencia de las fuerzas de frenado, generaba tensiones elevadas, por lo que era necesario utilizar hojas de bajo espesor, reduciendo el valor de las tensiones y obteniendo movimientos verticales de ascenso y descenso adecuados. Como los coches se podían hacer cada vez más ligeros, también tenía que reducirse aún más el espesor de las hojas, lo cual comprometía el confort, al generarse grandes rozamientos entre las hojas. En consecuencia, su uso fue decayendo en vehículos de turismo, siendo rescatados únicamente para experimentación con nuevos materiales.

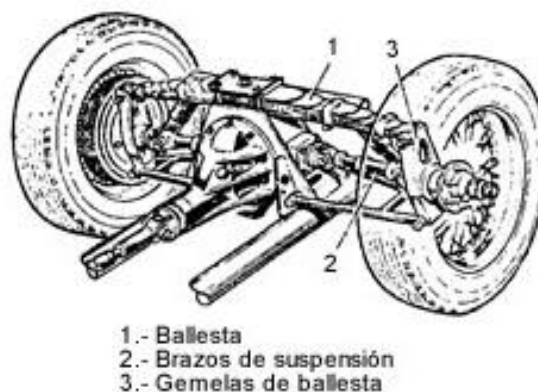
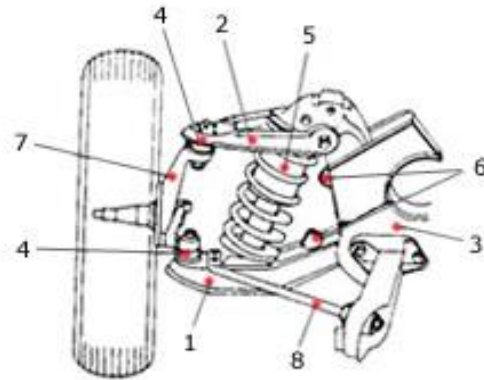


Figura 146 Suspensión de ballestas transversales. Fuente: Aficionados a la mecánica

- Suspensión de paralelogramo deformable: se trata de un sistema de suspensión independiente tridimensional, con 2 brazos oscilantes transversales, muy popular tanto en vehículos de turismo como deportivos y de competición, debido a su gran versatilidad, ya que permiten obtener una infinidad de geometrías variando la longitud de sus brazos, posición y tipo de anclaje. Aunque, en su origen, ambos brazos se hacían paralelos y de igual longitud, por lo que el centro de balanceo quedaba a la altura del suelo o por debajo de este, y en consecuencia, el balanceo del vehículo era muy elevado. Además, las variaciones del ancho de vía que se producían en curva provocaban una caída positiva que contribuían a un rápido e irregular desgaste de los neumáticos, sin tener en cuenta las condiciones de inestabilidad que provocaba. Por esta razón, se optó primeramente por ampliar la longitud de los brazos, con el fin de reducir la variación en la vía, pero la mejora fue tan escasa, que se desechó la solución y se optó por reducir la longitud del brazo superior y aumentar la del inferior (manteniendo el paralelismo entre ambas), con el fin de obtener unas caídas más favorables, que no fueran positivas, ya que estas dependían directamente de la diferencia de longitud entre ambos brazos. Tras la Segunda Guerra Mundial, se comenzó a variar las inclinaciones de los brazos, permitiendo así mantener el ancho de vía constante, reducir la caída y mejorar el desgaste de los neumáticos y comportamiento del vehículo, ya que, reduciendo la longitud e inclinando hacia el centro de gravedad al brazo superior, se consigue acercar el centro de balanceo al centro de gravedad, disminuyendo el momento de balanceo estático. Pero, si se reduce o inclina demasiado, el desplazamiento dinámico del centro de balanceo aumenta, perjudicando el ángulo de caída de la rueda interior.

Este sistema se adapta muy bien a vehículos de tracción trasera con el motor delante en posición longitudinal, pero como la mayoría lo montan en posición transversal, el poco espacio para montar el brazo superior obligó al desarrollo de otros tipos de suspensión, aunque en los años 80 se intentara rescatar elevando el brazo superior por encima de la rueda y montando un brazo extra, curvado, para unir dicho brazo con la rueda.

Como elementos elásticos, pueden montar muelles helicoidales, ballestas, barras de torsión, conos elásticos de caucho, etc.



- |                               |                                  |
|-------------------------------|----------------------------------|
| 1.- Trapecio o brazo inferior | 5.- Conjunto muelle-amortiguador |
| 2.- Trapecio o brazo superior | 6.- Topes de goma                |
| 3.- Bastidor                  | 7.- Mangueta                     |
| 4.- Rótula                    | 8.- Barra estabilizadora         |

Figura 1715 Suspensión de paralelogramo deformable. Fuente: Rocarauto Partes

- Suspensión McPherson: dado que las suspensiones de paralelogramo deformable no se podían montar adecuadamente en vehículos con motor delantero transversal, el ingeniero de Ford Earle S. McPherson optó como alternativa por sustituir el brazo superior por rótula y una corredera, en los años 50. Actualmente, es el tipo de suspensión más utilizado, montando muelles helicoidales con un amortiguador concéntrico a ellos, y unido todo el conjunto a la carrocería mediante una unión flexible que permita el giro con la rueda. De este modo, las reacciones se aplican sobre zonas rígidas y bien espaciadas, absorbiendo posibles ruidos y vibraciones. Por el contrario, aparecen fuerzas de rozamiento producidas por el deslizamiento de los elementos guía de los amortiguadores. Estas fuerzas no aparecen en las suspensiones de paralelogramo, al no desempeñar los amortiguadores una función estructural, además, los cambios del ancho de vía de estas suspensiones son mayores que en las de paralelogramo.



Figura 18 Suspensión de tipo McPherson. Fuente: Macmillan

- Suspensión de brazos arrastrados: este tipo de geometría se emplea en suspensiones traseras, en coches de altas prestaciones. Como característica principal, el eje de unión de los puntos de anclaje es perpendicular a la línea central del vehículo, con lo que no se producen cambios en los ángulos de las ruedas. Por otro lado, los brazos absorben las fuerzas longitudinales y los momentos de frenado, además de controlar el cabeceo.

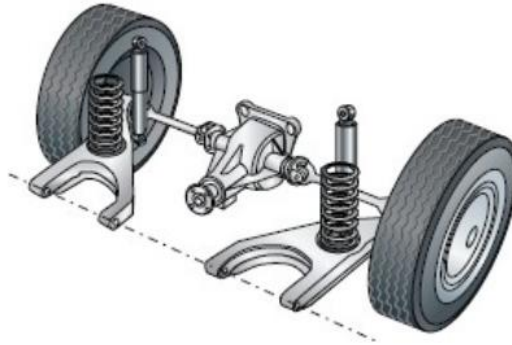


Figura 19 Suspensión de brazos arrastrados. Fuente: Macmillan

- Suspensión de brazos semiarrastrados: al igual que el de brazos arrastrados, este sistema se utiliza en suspensiones traseras, aunque en este caso, el eje de unión de los puntos de anclaje forma un ángulo (ángulo de arrastre) de entre  $18^\circ$  y  $25^\circ$  con el eje central del vehículo. Cuanto menor sea este ángulo, mejor será la maniobrabilidad del vehículo en cuanto a transmisión de potencia, y el comportamiento transitorio y permanente en curva. Se montó por primera vez en 1972, por Mercedes-Benz, para mantener la potencia en sus vehículos de gran cilindrada, ya que sus buenas características antihundimiento trasero en aceleración permiten resistir a la transferencia de carga en aceleraciones, además de contar con buenas características antilevantamiento en frenada. Debido encima a su reducido espacio y control dinámico de la geometría de la rueda que permite, es uno de los sistemas más utilizados hoy en día, aunque también presenta ciertas desventajas: cambios en la caída y dirección en el paso por curva, dificultades para regular la dirección (siendo necesario montar unos casquillos de fijación), inestabilidad al actuar la rueda interior en contra del giro cuando se combinan su caída y el giro (produciendo sobreviraje), y dificultad para alcanzar un compromiso entre los efectos del hundimiento en aceleración y elevación en frenada.

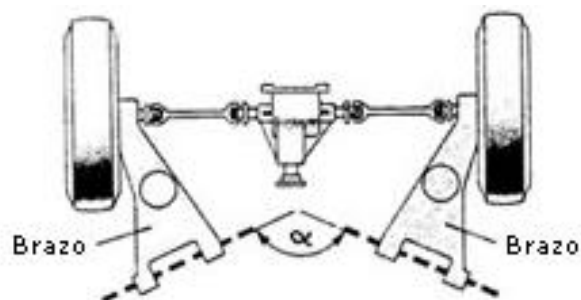


Figura 20 Suspensión de brazos semiarrastrados. Fuente: Multiservicio Automotriz



Para cada ángulo de arrastre elegido en el diseño de este tipo de suspensión habrá una variación específica de la convergencia, que se tendrá que considerar para el diseño del resto de componentes del sistema.

- Suspensiones multibrazo o de doble trapecio: este tipo de sistemas cuentan con varios elementos que permiten amplias posibilidades de adaptabilidad y optimización, pero requiere de análisis computacionales tridimensionales. Proporcionan una flexibilidad total en cuanto a geometrías estáticas y cambios geométricos durante la marcha, poseyendo además una masa no suspendida muy baja. Para ello, cuentan con un mecanismo de 5 barras o más barras que aseguran un control total de las ruedas, normalmente, se emplean 4 barras para los dos trapecios, una barra para limitar el giro de las ruedas (tie rod) y otra barra que puede trabajar a tracción o compresión, encargada de llevar las cargas desde la rueda hasta un balancín (rocker), que a su vez transmite las cargas a los elementos elásticos y disipativos. Por lo tanto, simplemente definiendo la altura del centro de balanceo, la variación del ancho de vía y la caída de las ruedas, este tipo de geometría permite conseguir el comportamiento buscado. La altura del centro de balanceo está determinada por la transferencia de carga total en la parte trasera del vehículo, la cual está afectada por los otros dos parámetros a definir. Como mayor inconveniente para este tipo de sistema, además del complejo análisis del mismo, su coste de fabricación es elevado, aunque su versatilidad lo hace idóneo para vehículos de competición, sobre todo monoplasas.

Dentro de las suspensiones multibrazo, se distinguen 2 subconjuntos, en función de la forma de trabajo del sistema. Si la barra encargada de transmitir el esfuerzo desde la mangueta hasta el balancín trabaja a tracción cuando la rueda a la que se une sube, el sistema será tipo pull (tira); pero si en la misma situación trabaja a compresión, será tipo push (empuja).



Figura 21 Suspensión multibrazo o de doble trapecio. Fuente: Indycar

En cuanto a la elección de un tipo u otro de sistema, cada uno presenta sus ventajas y desventajas. Por una parte, las barras tipo push tienen que tener un grosor mayor para no ser susceptibles de fallo por pandeo, por lo que añaden más peso y resistencia aerodinámica, aunque su robustez lo hace ideal para poder absorber baches y atacar los pianos de los circuitos, situación que se da prácticamente en cada curva. Por otro lado, con una barra de tipo pull sucede al contrario, ya que al no tener peligro de pandear, su grosor puede ser menor, y por tanto, su peso y resistencia aerodinámica. Además, con un montaje pull los amortiguadores pueden montarse en una disposición más baja, reduciendo la altura del centro de gravedad. Finalmente, en cuanto al montaje de cada barra, la barra tipo push deja libre un hueco en la parte inferior muy beneficioso para el flujo de aire en una suspensión delantera, ya que lo deja pasar libremente hacia los pontones y difusor (elementos de refrigeración y aerodinámico respectivamente), mientras que la barra de tipo pull obstruye este hueco, pero al contar con ese espacio en la parte superior, es una buena opción para dejar montarse en la suspensión trasera y dejar fluir el aire a través de la parte posterior de un monoplaza.

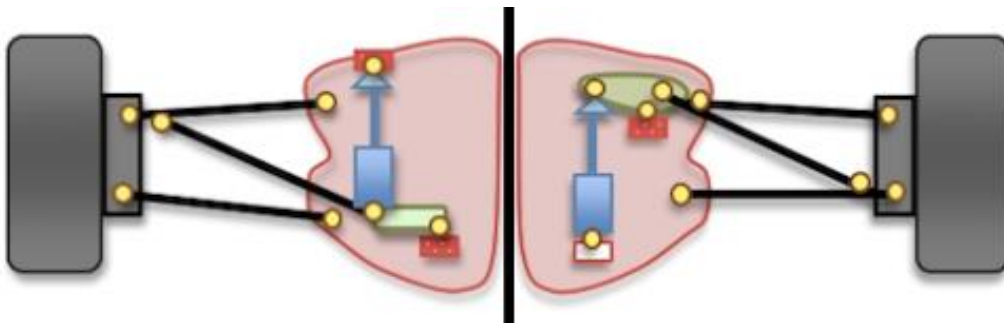


Figura 22 Izq Pull Dcha Push. Fuente: Albrodpul F1

### 6.3. Suspensiones dependientes

Como ya se ha dicho, este tipo de suspensiones presenta como característica principal la dependencia geométrica de las ruedas montadas sobre el mismo eje. Dicho eje debe restringir los grados de libertad de las ruedas, dejando libertad de movimiento únicamente en el desplazamiento vertical de las ruedas y en el balanceo respecto a la carrocería. Entre los sistemas más importantes se encuentran los siguientes:

- Corredera simple: diseño más sencillo para poder proporcionar una trayectoria recta del eje rígido respecto a la carrocería, aunque no se aplicó en vehículos de pasajeros, debido al ruido que creaba, pero sí en vehículos de competición, gracias a su tamaño compacto.



- Barra Panhard: se trata de un mecanismo con una barra radial, la cual está unida al eje rígido y la carrocería por sus extremos, mediante uniones articuladas. De este modo, el punto de unión con la carrocería pivotará sobre el extremo anclado al eje, presentando una trayectoria circular en vez de lineal. Por otra parte, el balanceo del vehículo no será simétrico, ya que el punto de anclaje con el chasis, situado a un lado del mismo, se moverá según la dirección de giro. Para eliminar este movimiento vertical, se puede situar dicho punto en la línea central del vehículo, pero conlleva recortar la barra, lo cual aumenta los errores de curvatura.

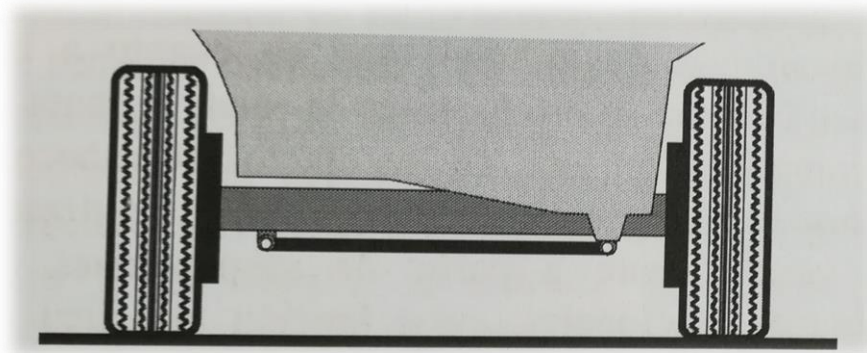


Figura 23 Barra Panhard. Fuente: Ingeniería del automóvil

- Unión Watt: se trata de una mejora de la Barra Panhard, ya que corrige sus errores. Para ello, monta dos barras, las cuales están unidas por un extremo al chasis (una a cada lado) y por el otro, a los extremos superior e inferior de una pequeña barra cuyo punto medio está anclado al eje rígido mediante una unión articulada. De este modo, cuando el eje se mueve respecto al chasis, también lo hace la barra situada en medio, haciendo que las 2 barras grandes giren en sentidos opuestos. El alcance vertical está limitado por la longitud de la barra central, por lo que los errores del sistema dependerán de dicha magnitud.

Este tipo de sistemas han ido cayendo en desuso en las suspensiones delanteras, ya que transmiten los movimientos y vibraciones de una de las ruedas a la otra, cualidad que se ve agravada por los movimientos de la dirección. Además, al comprimirse una de las ruedas, se generan tanto pares giroscópicos como variaciones direccionales en ambas ruedas. Y por si fuera poco, la situación elevada del centro de balanceo propicia un comportamiento brusco, con grandes vaivenes y tendencia al sobreviraje.

Para contrarrestar todos estos inconvenientes, pueden incorporarse mecanismos adicionales, aunque el coste de los mismos y el resultado obtenido sigue sin estar a la altura de los sistemas independientes, por lo que este tipo de sistemas solo se utilizan en la actualidad en ciertos camiones de peso medio o elevado.

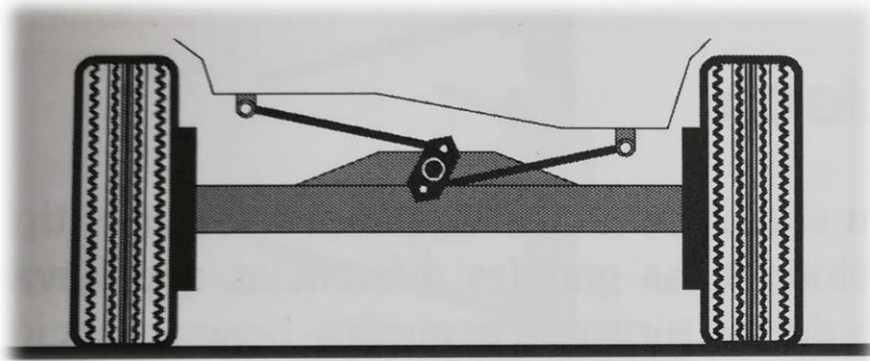


Figura 24 Unión Watt. Fuente: Ingeniería del automóvil

#### 6.4. Suspensiones semiindependientes

Este tipo de sistemas se emplean en suspensiones traseras de pequeños vehículos de tracción delantera, como el Volkswagen Golf, siendo un término medio entre suspensión de eje rígido e independiente. Entre los tipos de geometría, destaca la siguiente:

- Suspensión De Dion: el diferencial del vehículo se une al bastidor (chasis), en vez de al eje, con el fin de obtener una masa no suspendida inferior a la de una suspensión de eje rígido. Además, tiene las 2 ruedas conectadas mediante un sistema telescópico (permitiendo variaciones del ancho de vía) compuesto por un tubo rígido y ligero, con cierta curvatura para no interferir con el alojamiento del diferencial.

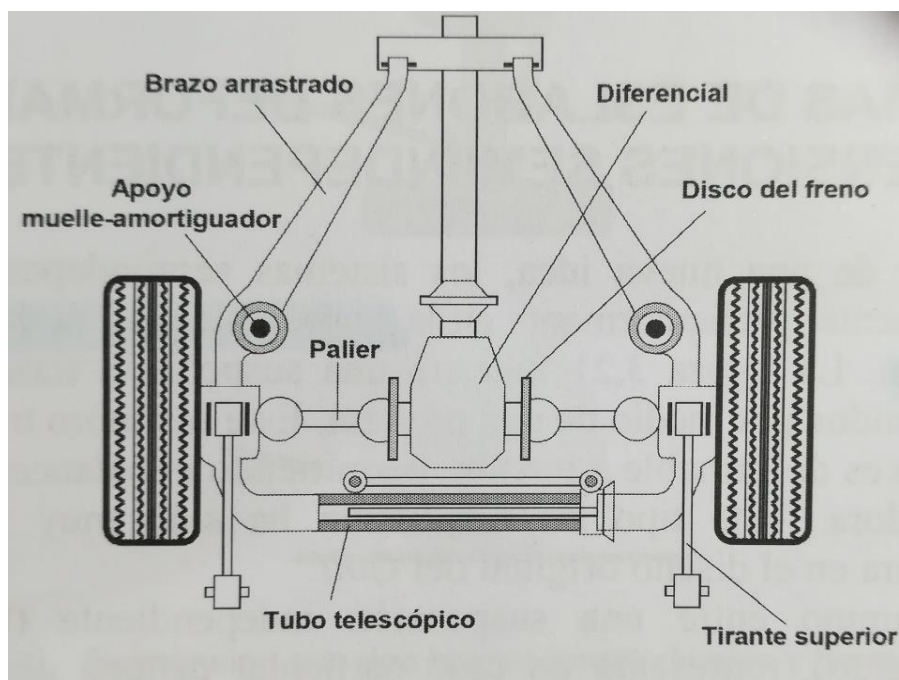


Figura 25 Suspensión de Dion. Fuente: Ingeniería del automóvil

Este sistema permite mantener los ángulos de caída y deriva de las ruedas, pero cuando una de ellas sufre una compresión, se produce un cambio de dirección en la parte trasera del vehículo, haciendo que sea inestable e incluso pierda el control. Otro inconveniente de este sistema es el de la necesidad de montar un tubo deslizante o semiejes desplazables transversalmente, lo cual provoca un rozamiento del sistema elevado.

## 6.5. Elementos de la suspensión

El comportamiento de la suspensión es al mismo tiempo elástico y disipativo, con un resultado dinámico de tipo vibratorio amortiguado. Por ello, se componen de elementos elásticos (mecánicos, neumáticos o hidráulicos) que almacenan energía y la devuelven en su totalidad (en un caso ideal); y elementos disipativos que amortiguan los movimientos.

- Ballestas: se trata de elementos mecánicos elásticos empleados hoy en día en vehículos industriales y todoterrenos, es decir, vehículos sometidos a grandes sollicitaciones. Se componen hojas, de las cuales la superior es denominada hoja maestra y en sus extremos cuenta con unos agujeros para introducir los bulones de articulación con la masa suspendida. Esta hoja cuenta también con un sistema de fijación articulado en uno de sus extremos, que puede ser un conjunto de dos bieletas unidas entre si por dos bulones (conjunto denominado gemela) o patines, que consisten en un apoyo de la hoja maestra que permite modificar la longitud efectiva de la ballesta, adecuando la rigidez del sistema según convenga. Existen también otras configuraciones más complejas que combinan una ballesta principal y otra auxiliar, favoreciendo un aumento de la rigidez y una mayor estabilidad y confort.

Para reducir la fricción entre las hojas, en década de los 60 se comenzaron a desarrollar sistemas con hojas de espesor variable, con la zona de mayor espesor situada en el centro, además, su longitud va disminuyendo desde las hojas superiores a las inferiores con el fin de conseguir una resistencia a flexión uniforme en todas las secciones.

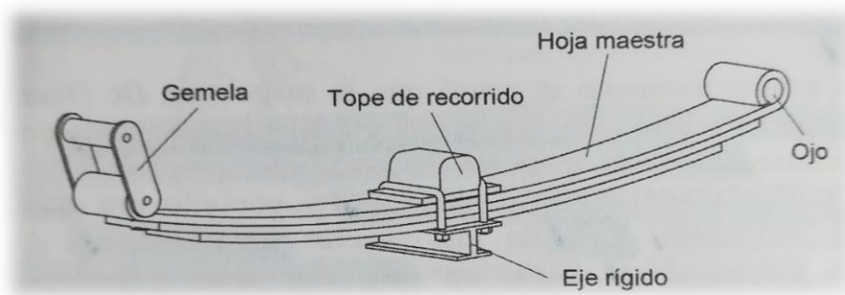


Figura 26 Elementos de la ballesta. Fuente: Ingeniería del automóvil

- Barras de torsión: se trata de una barra empotrada en un extremo y con un momento aplicado en el otro, trabajando a torsión. Suelen estar hechas de acero o materiales compuestos, con una sección cilíndrica, cuadrada o hexagonal. Para su dimensionamiento a partir del par aplicado, se calcula la reacción en el empotramiento y se comprueba que la tensión generada no supere la máxima del tipo de barra seleccionado. En cuanto a su montaje, pueden ir ubicadas en cualquier parte y conectarse a los brazos de la suspensión mediante elementos de unión.

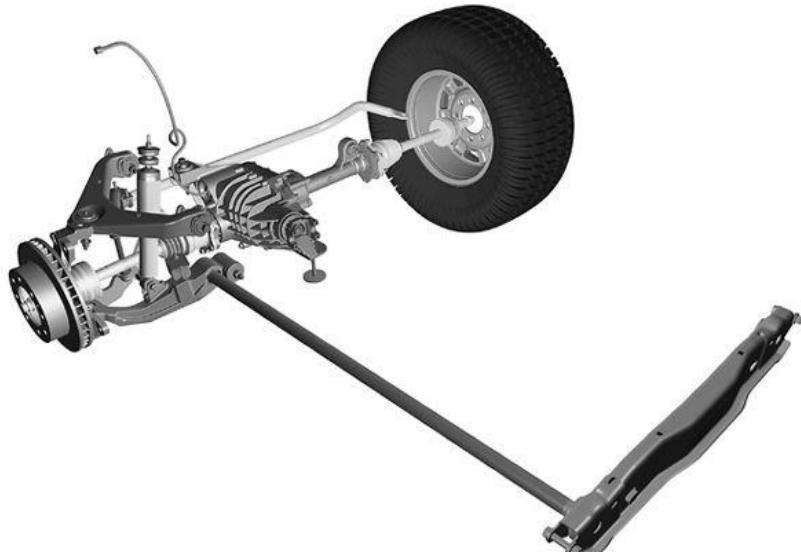


Figura 27 Barra de torsión. Rocarauto Partes

- Barra estabilizadora: barra empleada para estabilizar el vehículo en situaciones de balanceo, debidas a la fuerza centrífuga en curva, solicitaciones aerodinámicas o excitaciones verticales que produzcan un par de vuelco lateral. Se montan transversalmente, ancladas a la carrocería, uniéndose elásticamente las ruedas de un mismo eje, oponiéndose a los pares de vuelco originados por la transferencia de carga en las ruedas, trabajando a torsión. Para su cálculo, se estudia el ángulo de torsión de la barra para una situación concreta de inclinación de la carrocería.

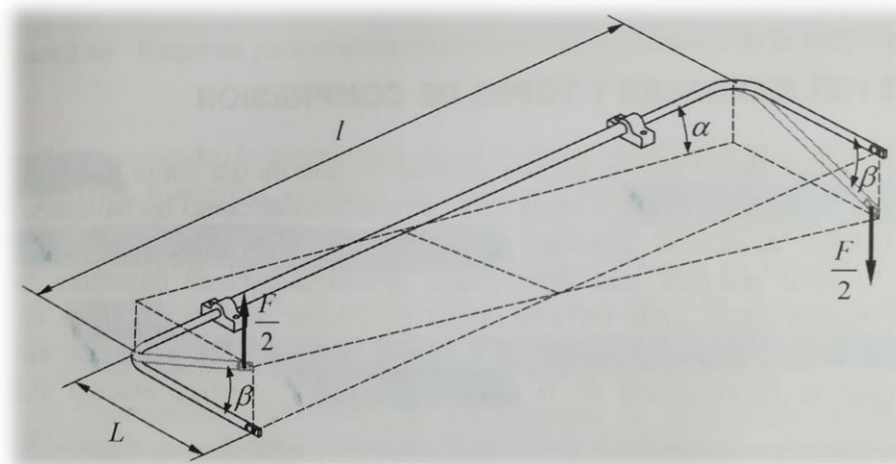


Figura 28 Funcionamiento de la barra estabilizadora. Fuente: Ingeniería del automóvil

- Muelles helicoidales: se trata de elementos elásticos acumuladores de energía, con diámetros de hélice, pasos y secciones variables, a fin de adaptarse mejor al comportamiento y prestaciones de los vehículos. Para su cálculo, como son elementos normalizados, bastará con acudir a la norma DIN 2089, considerando que están hechos de acero al Mn-Si, aportándoles las cualidades elásticas requeridas. Se pueden montar en cualquier parte de la suspensión, por ejemplo, concéntricos a los amortiguadores (McPherson) o anclados al brazo inferior o superior de una suspensión de paralelogramo.

Cuando el resorte se comprime o extiende, lo hace en una proporción que no es constante respecto al desplazamiento vertical de la rueda, siendo la fuerza sobre el resorte mayor, con una rigidez eficaz que aumenta con la compresión, lo cual se consigue espaciando las espiras irregularmente o adelgazando el diámetro del alambre, para que las espiras se cierren progresivamente.

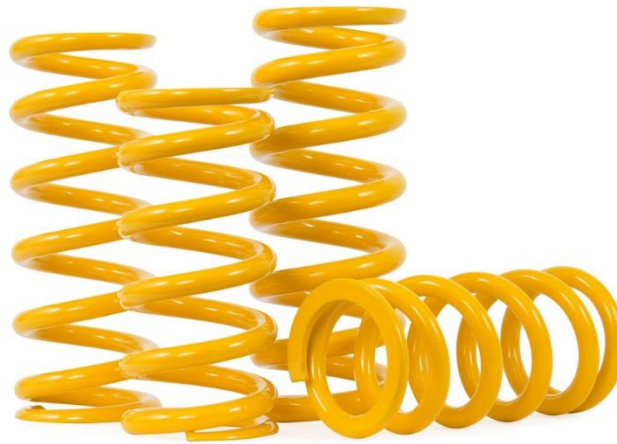


Figura 29 Muelles helicoidales. Fuente: Öhlins

- Topes de compresión: elementos elásticos acumuladores de energía, capaces de absorber grandes esfuerzos sin apenas deformarse. Se suelen montar dentro de los muelles helicoidales o directamente en el eje o brazos de suspensión.



Figura 30 Tope de compresión dentro de muelle. Fuente: Autofácil

En cuanto al material, están fabricados de gomas o elastómeros de poliuretano, con burbujas de aire que permiten unas compresiones de hasta el 80 %, con un incremento de diámetro de solo el 35 %.

- Amortiguadores: componentes empleados para disipar la energía cinética de la suspensión en forma de calor, permitiendo al vehículo volver a su posición neutra de forma controlada. Dicha energía es consecuencia de la dinámica de la masa suspendida o las perturbaciones de la carretera. Para su funcionamiento, en su interior cuentan con un líquido viscoso, por lo que el amortiguamiento es variable e hidráulico, aumentando las fuerzas de amortiguación a la par que aumenta la velocidad con la que trabajan, gracias a los pasos calibrados que permiten controlar el paso del fluido. Estos pasos tienen que tener un tamaño pequeño, para que el flujo a través de ellos sea turbulento, haciendo que presión y amortiguación dependan de la velocidad. En cuanto al aceite, su índice de viscosidad ofrece un rango de temperatura de trabajo del amortiguador de entre -40 °C y 120 °C, además de lubricar también todos los componentes del amortiguador. Suelen utilizarse aceites de base mineral enriquecidos con aditivos o con bases sintéticas. A continuación, se muestran los 2 tipos de amortiguadores hidráulicos telescópicos:
  - De doble tubo o bitubo: se combina la acción del paso del fluido a través del pistón con el desplazamiento del fluido hacia/desde una cámara concéntrica. Cuenta con un pistón de doble efecto que se desplaza por acción de un vástago, que sobresale por la tapa superior. Cuando el pistón sube o baja, el aceite pasa a través de las válvulas (que se abren y cierran según la presión), con el objetivo de mantener un flujo laminar independientemente de la carga o de la velocidad de trabajo. Si el amortiguador se comprime, aparece un exceso de aceite en la parte inferior del tubo interior, debido a la diferencia de volúmenes por la presencia del vástago. Dicho aceite se desplaza a la cámara igualadora a través de la válvula de pie, conduciendo el calor a la parte exterior del amortiguador y reduciendo la temperatura del fluido hidráulico. En cambio, si el amortiguador se extiende, se produce un vacío en la cámara inferior del tubo interior, que se llena con aceite que pasa a través de las válvulas del pistón (desde la cámara superior a la inferior del tubo interior) y a través de un orificio en la válvula de pie desde la cámara igualadora.



En estos amortiguadores, en la parte superior del tubo exterior queda un espacio sin presurizar en el que se pueden formar burbujas en el aceite, las cuales limitan el paso del mismo a través de las válvulas. Este problema desaparece añadiendo un gas a presión, suele ser nitrógeno, a una presión de entre 2,5 y 5 bar.

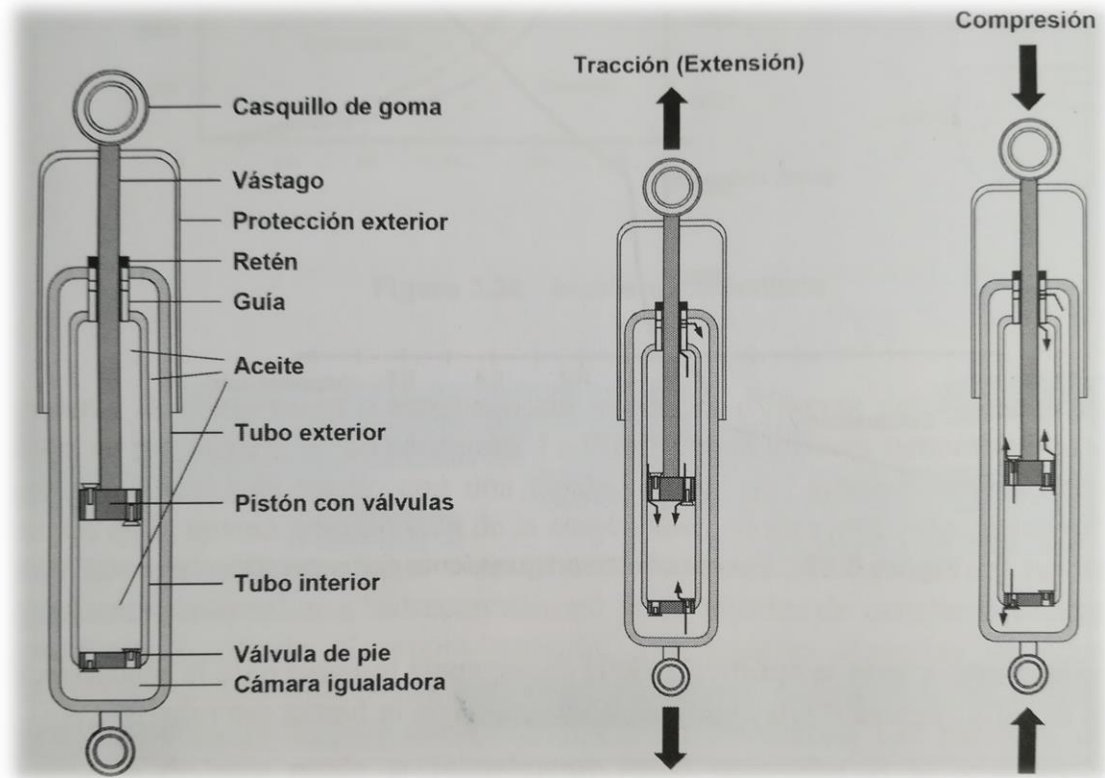


Figura 31 Amortiguador bitubo. Fuente: Ingeniería del automóvil

- **Monotubo:** su gran diferencia respecto al bitubo reside en la incorporación de un dispositivo de cierre en la parte inferior del área de trabajo por medio de un pistón flotante en contacto con el fluido y soportado por la presión de un gas en su parte inferior (nitrógeno). Su principio de funcionamiento es el mismo que el de los amortiguadores bitubo, con las válvulas comportándose de distinto modo según esté trabajando a tracción o compresión, y presentando el mismo problema de la diferencia de volúmenes desplazados cuando se comprime. En este caso, para solucionar el problema, se utiliza un pistón flotante situado en la parte inferior del cilindro, de tal manera que cuando el vástago baja el aceite empuja al pistón flotante, comprimiendo el nitrógeno, el cual sufre una variación de volumen (se comporta como la cámara igualadora del amortiguador bitubo).

Este tipo de amortiguador tiene una respuesta instantánea y más silenciosa que la del bitubo, debido a la presión constante sobre el gas, que está siempre por encima de los 25 bar y permite a las válvulas

trabajar adecuadamente, además de evitar la cavitación y la formación de espuma en el aceite a altas velocidades. Por otra parte, como el tubo de trabajo está siempre en contacto con el exterior, mejora la refrigeración respecto al bitubo. Finalmente, este tipo de amortiguador no es adecuado para grandes recorridos, ya que se necesitaría un vástago muy largo que sería susceptible de pandear, lo cual implicaría un diámetro lo suficientemente grande como para conseguir la inercia requerida.

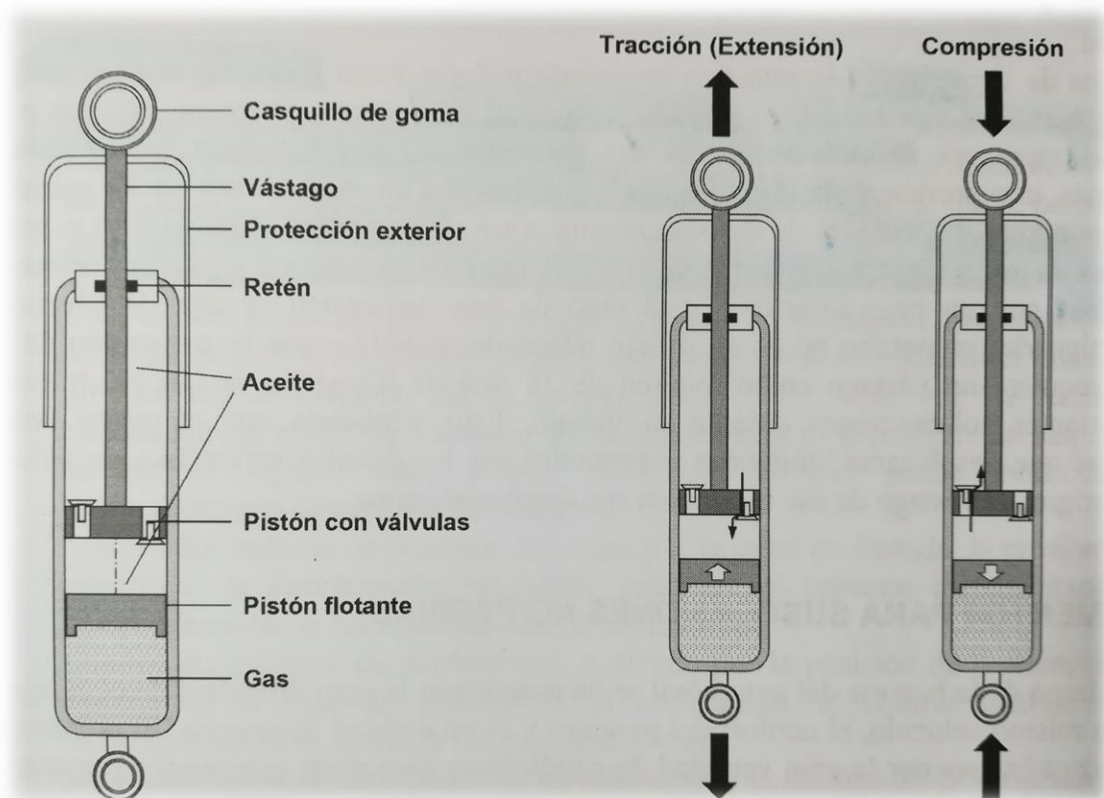


Figura 32 Amortiguador monotubo. Fuente: Ingeniería del automóvil

## 6.6. Suspensiones activas y semiactivas

Como última forma de clasificar los modelos de suspensión, estas pueden diferenciarse según el grado de automatización en su respuesta, es decir, si cuentan con sistemas electrónicos que permiten predecir o adecuar la respuesta de la suspensión durante la marcha. Todas las configuraciones descritas hasta ahora contaban únicamente con elementos mecánicos, neumáticos e hidráulicos que actuaban de forma pasiva ante las transferencias de carga e irregularidades. A continuación, se presentan los dos tipos de suspensiones no pasivas:



- **Suspensiones semiactivas:** este tipo de sistemas cuenta con elementos elásticos y de amortiguación cuyas propiedades varían en función de un control externo, el cual puede ser manual, electrónico o una combinación de ambos. Estos elementos son los amortiguadores adaptivos, capaces de variar su coeficiente de amortiguación para dar una respuesta al compromiso entre absorber las perturbaciones de la carretera y mantener la rueda siempre en contacto con ella. De este modo, son capaces de adaptarse para ofrecer grandes fuerzas de amortiguación ante fenómenos de resonancia en la masa suspendida, o desarrollar solo pequeñas fuerzas ante pequeñas perturbaciones.  
Este tipo de sistemas suele contar con 4 amortiguadores (con varios modos de amortiguación), sensores de altura para controlar los movimientos de la masa suspendida, una centralita y otros sensores para controlar frenos, dirección y tacómetro. Toda la información de los sensores es procesada por la centralita, que decide el modo de amortiguación necesario según confort, estabilidad o control de altura. En función de la velocidad, si los desplazamientos de la suspensión están por debajo de unos límites, esta se optimiza para ofrecer el máximo confort posible, pero, si se supera cierto recorrido de la suspensión o se produce un giro brusco del volante (que supere el registrado en los mapas de memoria de la centralita para una velocidad dada), la centralita actuará optimizando la estabilidad del vehículo. Por otro lado, en función de la señal del tacómetro, si la aceleración supera un límite registrado, la centralita mandará una señal para que el amortiguador se endurezca.
- **Suspensiones activas:** tienen su origen, como ya se ha visto, en la F1, como medida para poder hacer frente a las grandes sollicitaciones originadas por las cargas aerodinámicas que se dan a altas velocidades, que pueden llegar a triplicar el peso del monoplaza. El diseño básico consiste en sustituir el conjunto muelle-amortiguación por un actuador hidráulico de doble efecto controlado electrónicamente. Este actuador obtiene la energía de un circuito hidráulico accionado por una bomba, que a su vez está accionada por la energía del motor de combustión. A la bomba se le añaden acumuladores para reducir las fluctuaciones de presión y suministrar fluido en los picos de demanda.  
Del mismo modo que en las suspensiones semiactivas, se utilizan sensores para para medir el comportamiento del vehículo, contando con: acelerómetros longitudinal y transversal, indicador de posición del volante, sensor de aceleración de guiñada (giro respecto a un eje perpendicular a la carretera) y un captador de posición y carga por rueda. Todas las señales son registradas por un ordenador y comparadas con las recibidas en el instante anterior, por lo que la actuación de los elementos activos de la suspensión es función de la evolución de los datos registrados por todos los sensores. El elemento sobre el que actúa el ordenador es una servo-válvula que controla el paso de fluido a través de cada uno de los actuadores. Además, el sistema cuenta con un intercambiador de calor para disipar el calor generado por la suspensión activa.

De este modo, los actuadores hidráulicos trabajan como unos muelles virtuales controlados electrónicamente, aunque requieren bastante energía del motor de combustión para poder mantener la presión necesaria, convirtiéndolo en un sistema complejo, pesado y caro. Por ello, como alternativa, se les suele añadir a estos sistemas un muelle neumático en paralelo, para soportar la carga estática del vehículo y reducir la fuerza que tienen que aportar los actuadores (además de absorber sus rápidas fluctuaciones), abaratándolo y haciéndolo más sencillo. Actualmente, se utilizan actuadores neumáticos en vez de hidráulicos, consiguiendo el mismo efecto.

## 7. SELECCIÓN / DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN PROPUESTA

### 7.1. Elección del tipo de geometría

Tras analizar y comparar cada uno de los tipos, geometrías y elementos que componen una suspensión, la primera conclusión es que un sistema activo presenta muchas ventajas respecto a uno pasivo, o incluso semiactivo. De este modo, con un buen código cargado en la centralita u ordenador del monoplaza, la suspensión podría ir ajustándose de forma autónoma para conseguir el máximo rendimiento en cada situación. Desgraciadamente, a pesar de la significativa ganancia que representan estos sistemas, fueron prohibidos tras su auge a mediados de los años 90, por lo que implantar cualquier tipo de sistema de control electrónico de la suspensión está prohibido y, en consecuencia, un F1 equipado con él no sería homologable según la normativa FIA. Aun así, esta tecnología sí que podría implantarse en un vehículo de FSAE, ya que este tipo de sistemas está contemplado por la normativa, aunque debido a su ámbito de estudio, no se optará por utilizarla.

De este modo, se opta por un sistema pasivo, con lo que será necesario elegir entre una suspensión dependiente, semiindependiente o independiente. Para empezar, se descarta un sistema semiindependiente, ya que funciona mejor en suspensiones traseras de vehículos con tracción delantera. En el caso que ocupa, el motor va en la parte trasera del monoplaza (en la mayoría de equipos de FSAE, a excepción de aquellos que montan motores eléctricos directamente en las ruedas), las ruedas motrices son las traseras (salvo en la excepción anterior, donde todas son motrices) y el diseño que se lleva a cabo es el de una suspensión delantera. Sumado a esto, un monoplaza de Formula Student no dispone del espacio necesario para montar un eje de Dion, que además no permite modificaciones en su geometría para adaptarse a cada circuito.

En cuanto a los sistemas dependientes, su empleo en suspensiones de F1 moderna es completamente ilógico, con lo que se descarta también su empleo para un FSAE, ya que el paso por un piano no solo afectaría a una de las ruedas, siendo ya de por sí contraproducente en algunos casos cuando las fuertes vibraciones que se producen afectan a una única rueda, produciendo pérdidas de tracción. Antiguamente, el poco desarrollo de las suspensiones independientes y la ausencia de pianos como los actuales justificaba el uso de este tipo de montajes en suspensiones traseras, aunque esa dependencia entre ruedas provocaba cierto sobreviraje en los monoplazas que las llevaban. Por ello, aunque hasta los años 60 fuera común una suspensión trasera con una barra Panhard, hoy en día no tendría sentido, menos aún en una suspensión delantera, un sistema que tiende a la pérdida de tracción y que no puede ajustarse adecuadamente.

De esta manera, se opta por una suspensión independiente, que no solo permite situar la altura del centro de balanceo del coche (definiendo el comportamiento del mismo), sino que además es más compacto, resiste mejor a las vibraciones de la dirección, tiene una menor masa no suspendida y presenta una mayor rigidez al balanceo para una misma elasticidad que las dependientes. Dentro de este tipo de suspensiones, se pueden descartar directamente la de semiejes oscilantes (debido a su poca versatilidad y riesgo de cambio brusco en los ángulos de caída de las ruedas) y la de ballestas transversales (ocupa un gran espacio, no se puede modificar y el poco peso de un F1 hace que el grosor necesario de las hojas provocara muchos rozamientos, lo cual se agrava en un monoplaza de FSAE). Por el contrario, la suspensión de paralelogramo deformable presenta muy buenas cualidades para ser montada en un F1, ya que es versátil (permitiendo adaptar su geometría según la situación), ligera y permite ser montada sin ningún tipo de problema, ya que el motor está ubicado en la parte trasera. Aun así, este tipo de geometría también se descarta por llevar los elementos elásticos y disipativos directamente unidos a uno de los trapecios, con lo que quedarían fuera del chasis del monoplaza, afectando al flujo del aire (aerodinámica), ya que ofrecería resistencia a su paso y provocaría turbulencias que afectarían al flujo a través de la parte trasera del monoplaza y a la refrigeración en los pontones. En cuanto a una suspensión tipo McPherson, el aire presenta el mismo inconveniente que con la de paralelogramo desplazable, siendo muy poco perjudicial para su flujo en la parte media y trasera del monoplaza. Por otra parte, y aún más importante, este tipo de diseño está pensado para vehículos con las ruedas cubiertas, con su ubicación dentro de la propia carrocería. En el caso de un F1, al igual que en FSAE, por normativa las ruedas deben estar al descubierto, por lo que este planteamiento no es adecuado para un monoplaza.

En el caso de las suspensiones de brazos arrastrados y semiarrastrados, ambos tipos están pensados para ser montados en la parte trasera del vehículo, con geometrías que buscan controlar el hundimiento y levantamiento de la parte posterior en situaciones de aceleración y frenada, respectivamente. Además, los cambios que se dan en las caídas de las ruedas, unido a la dificultad de no poder hacer variaciones en la geometría, hacen que este sistema no sea adecuado para la F1, ni vehículos de competición en general.

Tras descartar el resto de sistemas, se selecciona la suspensión multibrazo, ya que, a pesar del complejo análisis que requiere y el coste que conlleva, permite situar la altura del centro de balanceo a la altura deseada (orientando los trapecios superior e inferior) y trabajar con una masa no-suspendida muy reducida, al poder montarse todos los elementos elásticos y disipativos dentro del chasis, con lo que forman parte de la masa suspendida. Además, se trata de un sistema muy ligero que permite un control total sobre la caída y ángulo de ataque de cada rueda, de forma que permite variar la geometría con facilidad y adaptarla a distintos circuitos y estilos de conducción, pero evitando también cambios bruscos en la rueda que puedan provocar ángulos de caída positivos, como ya se ha visto en otros tipos de geometría. Por otro parte, se escoge la suspensión tipo push frente al tipo pull, ya que el caso más crítico de transferencia de carga se dará durante las frenadas bruscas, siendo la suspensión delantera la encargada de soportar este esfuerzo, por lo que la necesidad de una mayor robustez hace adecuado este sistema. Además, su disposición favorece al paso del flujo del aire a través de la parte media y trasera del monoplaza. Por último, la ganancia de peso no es tan significativa comparada con los beneficios que reporta este montaje, al igual que con el montaje de los elementos disipativos y elásticos, que al no poder situarse en una situación tan baja como en el tipo pull, elevan el centro de gravedad del vehículo, pero, considerando la masa total del monoplaza y comparándola con la de estos elementos, la variación en la altura del centro de gravedad es mínima.

## 7.2. Elección de los elementos de la suspensión.

La suspensión multibrazo de tipo push cuenta, en su geometría para la parte delantera, con los siguientes elementos fijos (que no pueden eliminarse): trapecios superior e inferior, barra push, tie rod y balancín, con lo que será necesario seleccionar los elementos elásticos y disipativos que llevará en su montaje. De todos los que se han visto, tanto del análisis de una suspensión moderna, como del análisis de alternativas, se pueden descartar directamente: ballestas, por las mismas razones por las que se ha descartado la suspensión de ballestas transversales; topes de compresión, ya que conviene utilizar elementos elásticos que puedan sustituirse con mayor facilidad o regularse; y amortiguadores monotubo, ya que se opta por amortiguadores bitubo equipados con cámaras de alta y baja velocidad, con el fin de tener un control más preciso de la respuesta del amortiguador en función de las condiciones de trabajo, además de ofrecer una versatilidad mayor en cuanto a sus posibilidades de ajuste en la velocidad de respuesta.

El resto de elementos del apartado de análisis de alternativas también se muestran en el de elementos de la suspensión de un F1, incluso las barras de torsión, cuyo principio de funcionamiento es el mismo en ambos apartados, pero la disposición de montaje cambia.

Para este diseño, se optará por descartar el uso de muelles helicoidales, primando el uso de barras de torsión, que funcionarán además como punto de pivotamiento de los rocker. De este modo, se contará con un solo elemento elástico por rueda, ya que no sería necesario utilizar un muelle para trabajar bajo una determinada condición. Estas barras serán las que absorban los mayores esfuerzos, y llevaran asociados varios amortiguadores cuya función será disipativa en distintas situaciones. La suspensión delantera completa contará con 3 amortiguadores, con las siguientes funciones: 2 de ellos irán conectados uno a cada rocker, soportando la mayor carga proveniente del rocker; el otro funcionará como una barra estabilizadora para hacer frente a las situaciones de balanceo del monoplaza, por lo que se empleará un roll damper (amortiguador contra el balanceo), que irá conectado a ambos balancines en posición diagonal. Se descarta el uso de una barra estabilizadora debido al espacio que ocupa (mayor que el roll damper).

Por último, se descarta el uso tanto de las torsion bar, como el heave damper, ya que no es necesario colocar un sistema que soporte esfuerzos simultáneos de tracción y compresión, al tratarse de un vehículo cuyas frenadas y aceleraciones no alcanzan la magnitud de las de un F1, que pueden ser hasta 5 veces mayores. Aunque su montaje aportara más control sobre el monoplaza, el espacio que ocupa y la masa que le añade al vehículo son demasiado grandes, comparado con la ganancia que un sistema de estas características podría aportar.

A continuación, se muestra un ejemplo de diseño con estos elementos, con su montaje dentro del chasis, exceptuando el uso de una barra estabilizadora (barra que sobresale en la parte trasera de la imagen) en vez de un roll damper, y el uso de un heave spring, que para este diseño, queda descartado. Es necesario añadir además, que dado el tamaño de un Formula Student, los elementos de la suspensión introducidos dentro del chasis entran en conflicto con el cockpit (habitáculo del piloto), por lo que será necesario girar su disposición casi 90°.

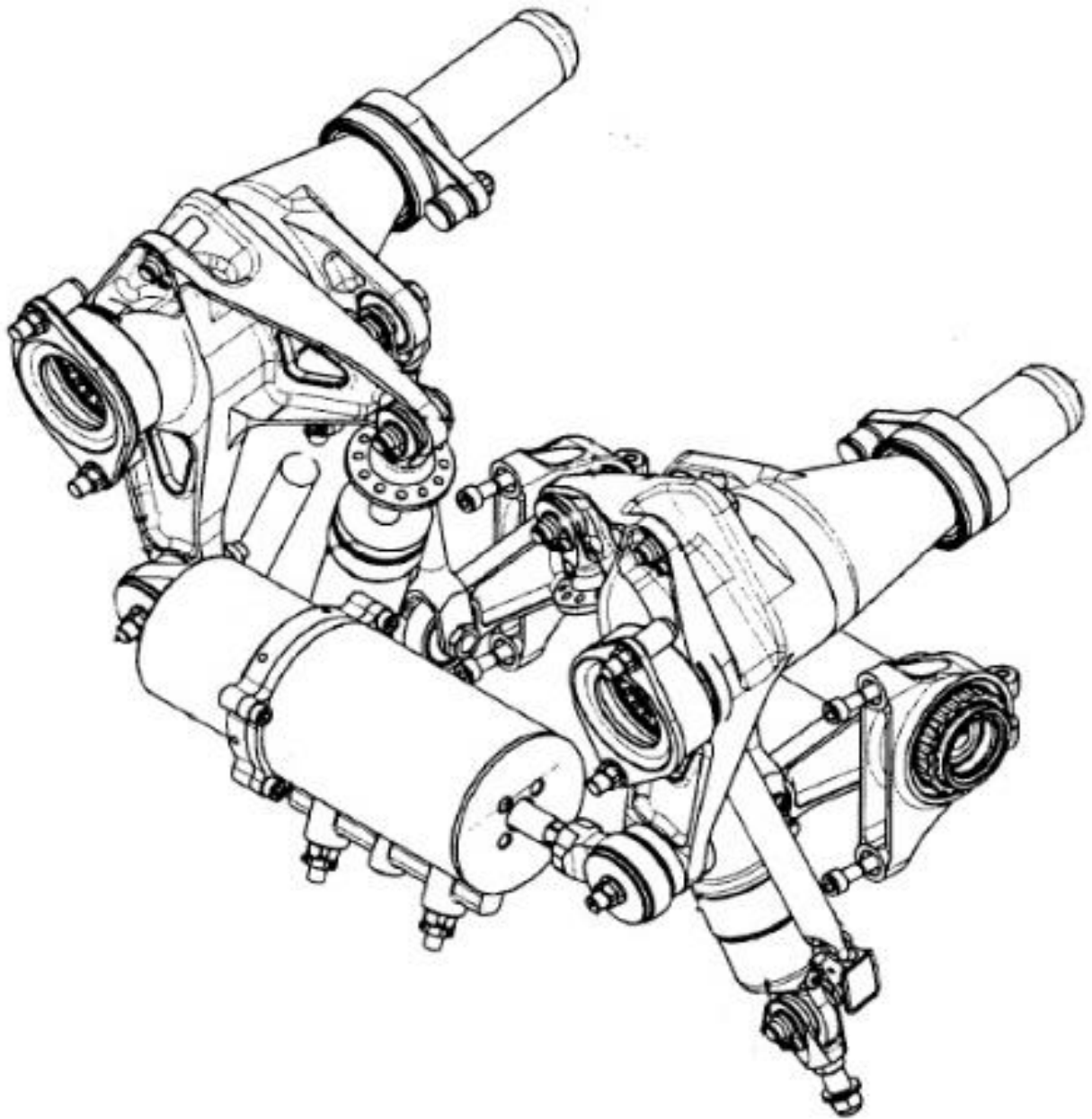


Figura 33 Esquema de montaje de los elementos de la suspensión seleccionada, cambiando el roll damper por una barra estabilizadora. Fuente: Motorionline

# GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

# TRABAJO FIN DE GRADO

## ***DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA DE UN FORMULA STUDENT***

### ***DOCUMENTO 3- METODOLOGÍA***

**Alumno/Alumna: Puente, Velilla, Julen**

**Director/Directora: Macho, Mier, Erik**

**Curso: 2017-2018**

**Fecha: Bilbao, 26 de junio de 2018**

# ÍNDICE

<b>1. ANÁLISIS CINEMÁTICO</b>	<b>1</b>
1.1. Descripción de tareas y procedimientos	1
1.1.1. Introducción	1
1.1.2. Geometría de la vista frontal	4
1.1.3. Geometría de la vista lateral	6
1.1.4. Parámetro relacionado con la dirección	9
1.1.5. Lotus Suspension Analysis	11
1.2. Cálculos y descripción de los resultados	11
1.2.1. Parámetros iniciales y predimensionamiento	11
1.2.2. Resultados obtenidos	15
<b>2. ANÁLISIS DINÁMICO</b>	<b>28</b>
2.1. Descripción de tareas y procedimientos	28
2.1.1. Introducción	28
2.1.2. Consideraciones previas	28
2.1.3. Esquemas de cálculo	29
2.1.4. Adams y Adams/Car	34
2.2. Cálculos y descripción de los resultados	35
2.2.1. Parámetros iniciales y modelo utilizado	35
2.2.2. Verificación del modelo	39
2.2.3. Simulaciones y resultados obtenidos	40
<b>3. DIMENSIONAMIENTO</b>	<b>57</b>
3.1. Descripción de tareas y procedimientos	57
3.1.1. Introducción	57
3.1.2. Consideraciones previas	57
3.1.3. Esquemas de cálculo	58
3.1.4. Ansys Workbench y Método de Elementos Finitos	59
3.2. Cálculos y descripción de los resultados	60
3.2.1. Push rod	60
3.2.2. Tie rod	60
3.2.3. Rocker	61
3.2.3.1. Predimensionamiento del rocker	61
3.2.3.2. Diseño definitivo del rocker	68
3.2.4. Trapecio inferior	77
3.2.4.1. Predimensionamiento del trapecio inferior	77
3.2.4.2. Diseño definitivo del trapecio inferior	83
3.2.5. Trapecio superior	90
3.2.5.1. Predimensionamiento del trapecio superior	90
3.2.5.2. Diseño definitivo del trapecio superior	94



3.2.6. Amortiguador	102
3.2.7. Resorte de torsión	102
<b>4. DIAGRAMA DE GANTT</b>	<b>104</b>

## LISTADO DE FIGURAS

1	Centro Instantáneo de la vista lateral	1
2	Centro Instantáneo de la vista frontal	2
3	Eje y centros instantáneos de rotación	2
4	Parámetros en la vista frontal	3
5	Parámetros en la vista lateral	3
6	Parámetros en la vista en planta	4
7	Altura del centro de balanceo RC	4
8	Efecto Jacking con un centro de balanceo elevado	5
9	Cambio de la caída de la rueda (Camber)	5
10	Arriba, trayectoria de una rueda con mucho scrub. Abajo, scrub en función de la altura del centro instantáneo de rotación	6
11	Parámetros de cálculo para el anti-dive delantero	7
12	Parámetros de cálculo para el anti-squat	8
13	Ackerman según el signo de su valor	10
14	Geometría 100% ackerman	10
15	Parámetros iniciales del modelo	12
16	Cubos de predimensionamiento	13
17	Coordenadas de los puntos de anclaje de la suspensión	14
18	Coordenadas en el espacio	15
19	Valores de Camber en bote y rebote	16
20	Valores de Camber en el balanceo	16
21	Valores de Camber en el giro	17
22	Valores de Toe en bote y rebote	18
23	Valores de Toe en el balanceo	18
24	Valor del Caster Angle en balanceo	19
25	Valor del Caster Angle en el giro	19
26	Valor del Caster Angle en bote y rebote	19
27	Valor del Kingpin Angle en el balanceo	20
28	Valor del Kingpin Angle en el giro	20
29	Valor del Kingpin Angle en bote y rebote	20
30	Valor del Anti-dive en el giro	21

31	Valor del Anti-dive en el bote y rebote	21
32	Valor del Anti-dive en el balanceo	22
33	Valor del Halftrack Change en el giro	22
34	Valor del Halftrack Change en el bote y rebote	23
35	Valor del Halftrack Change en el balanceo	23
36	Valor del Wheelbase Change en el giro	24
37	Valor del Wheelbase Change en el bote y rebote	24
38	Valor del Wheelbase Change en el balanceo	24
39	Valores de Ackerman, en %, en el giro	25
40	Valor de la altura del Centro de Balanceo en el bote y rebote	26
41	Valor de la altura del Centro de Balanceo en el balanceo	26
42	Valor de la altura del Centro de Balanceo en el giro	27
43	Transferencia de carga longitudinal	30
44	Geometría de la transferencia de carga transversal	31
45	Modelo base empleado	35
46	Subsistemas empleados en el modelo base	36
47	Parámetros del sistema de frenado	36
48	Neumático Hoosier	37
49	Rigidez del amortiguador en función de su velocidad, en el catálogo de Öhlins (página anterior) y en Adams Car (arriba)	37
50	Modelo final empleado	38
51	Parámetros del ensayo para validar el modelo	39
52	Cargas normales en el neumático durante la frenada	39
53	Parámetros del test de frenada	41
54	Cargas del test de frenada en el trapecio superior	42
55	Cargas del test de frenada en el tie rod	42
56	Cargas del test de frenada en el trapecio inferior	42
57	Cargas del test de frenada en la unión rocker-push rod	43
58	Cargas del test de frenada en el push rod	43
59	Cargas del test de frenada en la unión rocker-amortiguador	43
60	Circuito empleado en el evento FSAE de Silverstone en 2015	44
61	Parámetros empleados para las frenadas bruscas	45
62	Cargas de la frenada brusca en el tie rod	45
63	Cargas de la frenada brusca en el trapecio inferior	46
64	Cargas de la frenada brusca en el trapecio superior	46
65	Cargas de la frenada brusca en el push rod	46
66	Cargas de la frenada brusca en la unión rocker-push rod	47
67	Cargas de la frenada brusca en la unión rocker-amortiguador	47
68	Parámetros empleados para las frenadas moderadas	47
69	Cargas de la frenada moderada en el tie rod	48
70	Cargas de la frenada moderada en el trapecio inferior	48
71	Cargas de la frenada moderada en el trapecio superior	48
72	Cargas de la frenada moderada en el push rod	49
73	Cargas de la frenada moderada en la unión rocker-push rod	49

74	Cargas de la frenada moderada en la unión rocker-amortiguador	49
75	Parámetros empleados para las frenadas ligeras	50
76	Cargas de la frenada ligera en el tie rod	50
77	Cargas de la frenada ligera en el trapecio inferior	51
78	Cargas de la frenada ligera en el trapecio superior	51
79	Cargas de la frenada ligera en el push rod	51
80	Cargas de la frenada ligera en la unión rocker-push rod	52
81	Cargas de la frenada ligera en la unión rocker-amortiguador	52
82	Circuito empleado en la prueba de Skidpad	52
83	Parámetros empleados para el Skidpad	53
84	Cargas del Skidpad en el tie rod	54
85	Cargas del Skidpad en el trapecio inferior	54
86	Cargas del Skidpad en el trapecio superior	54
87	Cargas del Skidpad en el push rod	55
88	Cargas del Skidpad en la unión rocker-push rod	55
89	Cargas del Skidpad en la unión rocker-amortiguador	55
90	Push rod (izquierda) y tie rod (derecha)	61
91	Geometría de la versión inicial del rocker	62
92	Malla del rocker inicial	63
93	Resultados del test de frenada en el diseño inicial del rocker	63
94	Resultados del Skidpad en el diseño inicial del rocker	64
95	Rocker optimizado con un vaciado	64
96	Malla del rocker optimizado	65
97	Resultados del test de frenada en el diseño optimizado del rocker (página anterior y arriba)	66
98	Resultados del Skidpad en el diseño optimizado del rocker (página anterior y arriba)	67
99	Resultados de la frenada brusca en el diseño optimizado del rocker	67
100	Ciclos de vida de la frenada brusca en el diseño optimizado del rocker	68
101	Geometría del rocker definitivo	69
102	Malla del rocker definitivo	69
103	Resultados del test de frenada en el rocker definitivo	70
104	Resultados del Skidpad en el rocker definitivo	71
105	Resultados de la frenada brusca en el rocker definitivo	72
106	Resultados de la frenada moderada en el rocker definitivo	73
107	Resultados de la frenada ligera en el rocker definitivo	73
108	Coeficiente de seguridad de vida infinita en la frenada brusca	74
109	Coeficiente de seguridad de vida infinita en la frenada moderada	75
110	Coeficiente de seguridad de vida infinita en la frenada ligera	76
111	Geometría inicial del trapecio inferior	78
112	Malla del diseño inicial del trapecio inferior	78
113	Resultados del test de frenada en el diseño inicial del trapecio inferior, en la barra delantera	79
114	Resultados del test de frenada en el diseño inicial del trapecio inferior, en la barra trasera	79

115	Resultados del Skidpad en el diseño inicial del trapecio inferior, en la barra delantera	80
116	Resultados del Skidpad en el diseño inicial del trapecio inferior, en la barra trasera	80
117	Resultados de la frenada brusca en el diseño inicial del trapecio inferior, en la barra delantera	81
118	Resultados de la frenada brusca en el diseño inicial del trapecio inferior, en la barra trasera	81
119	Ciclos de vida obtenidos en el trapecio inferior inicial, en las frenadas bruscas	81
120	Trapecio inferior modificado con tubos de menor diámetro	82
121	Resultados del test de frenada en el diseño modificado del trapecio inferior, en la barra delantera	82
122	Resultados del test de frenada en el diseño modificado del trapecio inferior, en la barra trasera	83
123	Diseño del trapecio inferior definitivo	83
124	Malla empleada en los análisis del trapecio inferior definitivo	84
125	Resultados del test de frenada en el diseño definitivo del trapecio inferior, en la barra delantera	84
126	Resultados del test de frenada en el diseño definitivo del trapecio inferior, en la barra trasera	84
127	Resultados del Skidpad en el diseño definitivo del trapecio inferior, en la barra delantera	85
128	Resultados del Skidpad en el diseño definitivo del trapecio inferior, en la barra trasera	85
129	Resultados de la frenada brusca en el diseño definitivo del trapecio inferior, en la barra delantera	86
130	Resultados de la frenada brusca en el diseño definitivo del trapecio inferior, en la barra trasera	86
131	Coeficiente de seguridad frente a vida infinita del diseño definitivo del trapecio inferior en la frenada brusca	86
132	Resultados de la frenada moderada en el diseño definitivo del trapecio inferior, en la barra delantera	87
133	Resultados de la frenada moderada en el diseño definitivo del trapecio inferior, en la barra trasera	87
134	Coeficiente de seguridad frente a vida infinita del diseño definitivo del trapecio inferior en la frenada moderada	88
135	Resultados de la frenada suave en el diseño definitivo del trapecio inferior, en la barra delantera	88
136	Resultados de la frenada suave en el diseño definitivo del trapecio inferior, en la barra trasera	89
137	Coeficiente de seguridad frente a vida infinita del diseño definitivo del trapecio inferior en la frenada ligera	89
138	Geometría inicial del trapecio superior	91
139	Malla del diseño inicial del trapecio superior	91
140	Resultados del test de frenada en el diseño inicial del trapecio superior, en la barra delantera	92

141	Trapezio superior modificado con radios de acuerdo aumentados	92
142	Resultados del test de frenada en el diseño modificado del trapecio superior, en la barra delantera	93
143	Resultados del test de frenada en el diseño modificado del trapecio superior, en la barra trasera	93
144	Diseño del trapecio superior definitivo	94
145	Malla empleada en los análisis del trapecio superior definitivo	94
146	Resultados del test de frenada en el diseño definitivo del trapecio superior, en la barra delantera	95
147	Resultados del test de frenada en el diseño definitivo del trapecio superior, en la barra trasera	95
148	Concentraciones de tensiones en la punta del trapecio superior	96
149	Resultados del Skidpad en el diseño definitivo del trapecio superior, en la barra delantera	96
150	Resultados del Skidpad en el diseño definitivo del trapecio superior, en la barra trasera	97
151	Resultados de la frenada brusca en el diseño definitivo del trapecio superior, en la barra delantera	97
152	Resultados de la frenada brusca en el diseño definitivo del trapecio superior, en la barra trasera	98
153	Coefficiente de seguridad frente a vida infinita del diseño definitivo del trapecio superior en la frenada brusca	98
154	Resultados de la frenada moderada en el diseño definitivo del trapecio superior, en la barra delantera	99
155	Resultados de la frenada moderada en el diseño definitivo del trapecio superior, en la barra trasera	99
156	Coefficiente de seguridad frente a vida infinita del diseño definitivo del trapecio superior en la frenada moderada	100
157	Resultados de la frenada suave en el diseño definitivo del trapecio superior, en la barra delantera	100
158	Resultados de la frenada suave en el diseño definitivo del trapecio superior, en la barra trasera	101
159	Coefficiente de seguridad frente a vida infinita del diseño definitivo del trapecio superior en la frenada ligera	101
160	Amortiguador Öhlins TTX25 MkII	102

## LISTADO DE TABLAS

1	Cargas estáticas y máximas en cada elemento y simulación	56
2	Cargas y ratios para cada análisis del rocker	61
3	Cargas y ratios de fatiga para cada situación en el trapecio inferior	77
4	Cargas y ratios de fatiga para cada situación en el trapecio superior	90
5	Diagrama de Gantt del proyecto	104

## LISTADO DE ECUACIONES

1	% anti-dive o anti-hundimiento delantero	7
2	% anti-lift o anti-levantamiento trasero	8
3	Carga estática por rueda	29
4	Valor de la transferencia de carga longitudinal	30
5	Momento consecuencia de la aceleración lateral	31
6	Valores de la transferencia de carga transversal en los ejes delantero y trasero	32
7	Momento de balanceo	32
8	Efecto del levantamiento y momento de "pitch" en cada eje	33
9	Cargas aerodinámicas totales sobre cada neumático	33
10	Aceleración máxima de vuelco	40
11	Tensión axial de un elemento	58
12	Tensión crítica de pandeo	58
13	Tensión equivalente de Von Mises	58
14	Método de Palmgren-Miner de daño acumulativo	59
15	Relación entre la carga soportada, rigidez del elemento y su deformación	59

# LISTADO DE ACRÓNIMOS

RC	Roll Centre	4
FSAE	Formula SAE	12
MSC	MacNeal-Schwendler Corporation	28
CAE	Computer Aided Engineering	34
Adams	Automated Dynamic Analysis of Mechanical Systems	34
SAE	Society of Automotive Engineers	35
MEF	Método de Elementos Finitos	59
CS	Coeficiente de Seguridad	77

# 1. ANÁLISIS CINEMÁTICO

Para diseñar una suspensión, antes de dimensionar sus elementos, será necesario decidir cuál será su disposición y puntos de anclaje. Para ello, se estudia el comportamiento del vehículo y su respuesta ante varias excitaciones, observando cómo varía la posición de los puntos de anclaje de la suspensión, a la vez que el neumático se deforma.

No existe el diseño de una suspensión ideal, por lo que se busca cumplir con los requerimientos de una aplicación en concreto de la mejor manera posible. Para ello, existen varios parámetros empleados para poder adaptar la geometría a cada criterio de diseño, tal y como se muestra a continuación.

## 1.1. Descripción de tareas y procedimientos

### 1.1.1. Introducción

A pesar de ser un sistema en 3 dimensiones, el diseño de la suspensión se trata como si fueran 2 problemas bidimensionales. De este modo, se estudian varios fenómenos que pueden estar contenidos en 2 planos: la vista frontal y la lateral.

Pero, antes de definir todos los parámetros requeridos para el diseño del sistema, es necesario concretar cuáles son los centros instantáneos de rotación de una suspensión, es decir, los puntos sobre los que gira la suspensión en un momento dado. De este modo, se distinguen dos centros, uno por cada plano mencionado anteriormente, aunque ambos se obtienen del mismo modo, alargando las líneas que forman los trapecios en ambas vistas hasta su intersección:

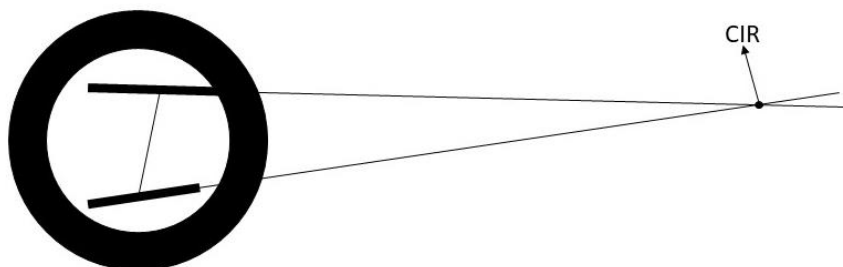


Figura 1 Centro Instantáneo de la vista lateral



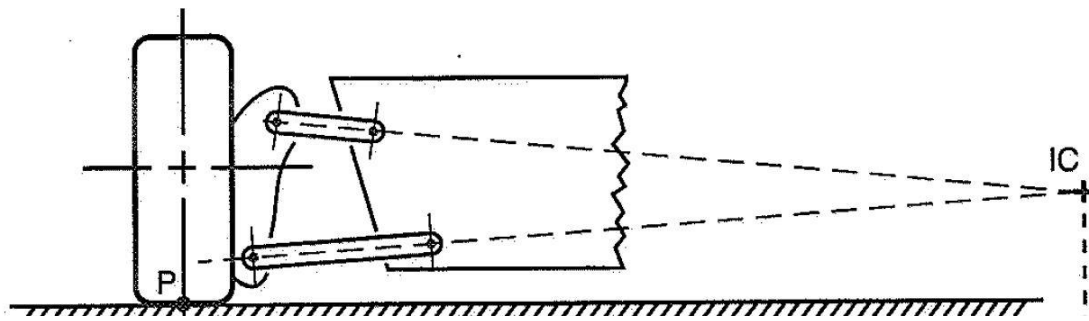


Figura 2 Centro Instantáneo de la vista frontal. Fuente: Race Car Vehicle Dynamics

Ambos centros dan mucha información sobre el movimiento de la suspensión: por un lado, el que corresponde a la vista lateral controla la transmisión de esfuerzos y momentos generados por las aceleraciones laterales; por otro lado, el centro instantáneo de rotación de la vista frontal se encarga de controlar la transmisión de esfuerzos y momentos originados por aceleraciones longitudinales.

Ubicando ambos centros en una vista 3D y uniéndolos, se obtiene el eje instantáneo de rotación de la mangueta, tal y como se muestra a continuación:

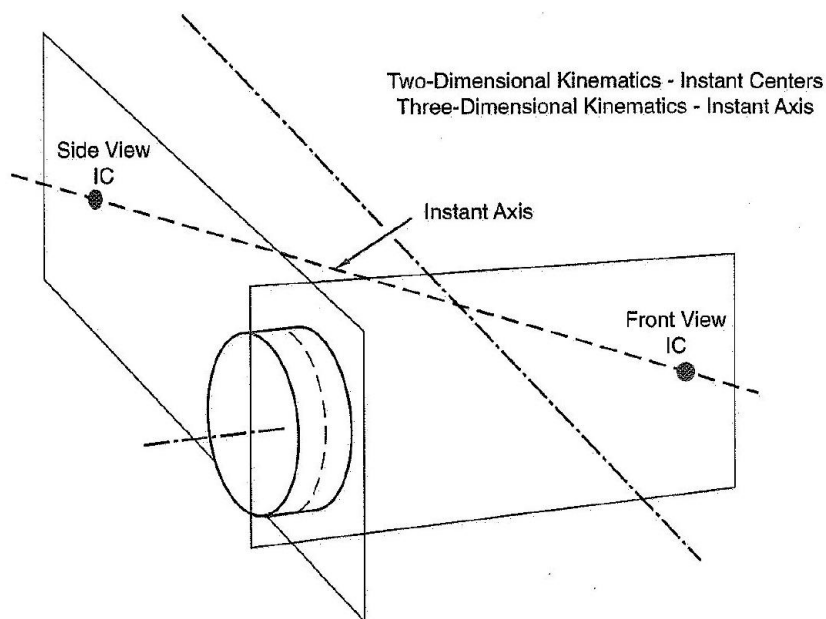


Figura 3 Eje y centros instantáneos de rotación. Fuente: Race Car Vehicle Dynamics

Una vez definidos estos puntos, ya es posible definir las medidas, ángulos y distancias que definen la geometría de la suspensión y que servirán como referencia para su diseño. Para ello, volverán a emplearse las vistas frontal y lateral del monoplaza, aunque esta vez también será necesario estudiar la vista en planta del vehículo.

- Vista Frontal:
  - Camber Angle (Ángulo de Caída): en la vista frontal, ángulo formado por la vertical y el plano central de la rueda.

- Kingpin Offset o Scrub Radius: distancia medida en el suelo entre el centro del neumático y la intersección del eje de la mangueta con el suelo.
- Kingpin Angle (Ángulo de Kingpin): ángulo que forma el eje de pivotamiento de la mangueta con respecto a la vertical en la vista frontal.

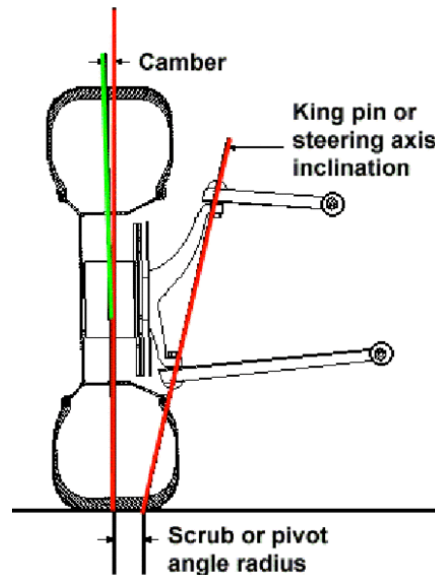


Figura 4 Parámetros en la vista frontal. Fuente: Intrax Racing

- Vista Lateral:

- Caster Angle (Ángulo de Caster): en la vista lateral, ángulo formado por el eje de pivotamiento de la mangueta respecto a la vertical.
- Caster Offset o Mechanical Trail: distancia, medida en el suelo, que separa el centro de la rueda y la intersección del eje de la mangueta con el suelo.

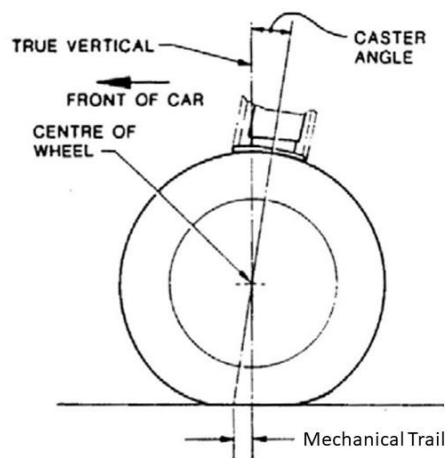


Figura 5 Parámetros en la vista lateral. Fuente: Intrax Racing

- Vista en Planta:
  - Wheelbase (Batalla): distancia entre los ejes del vehículo.
  - Track (Vía): distancia entre los centros de las ruedas situadas en un mismo eje.
  - Toe (Convergencia): ángulo formado por la rueda respecto a su eje longitudinal. En la suspensión delantera se le da un ligero valor positivo (out) para mejorar el paso por curva.

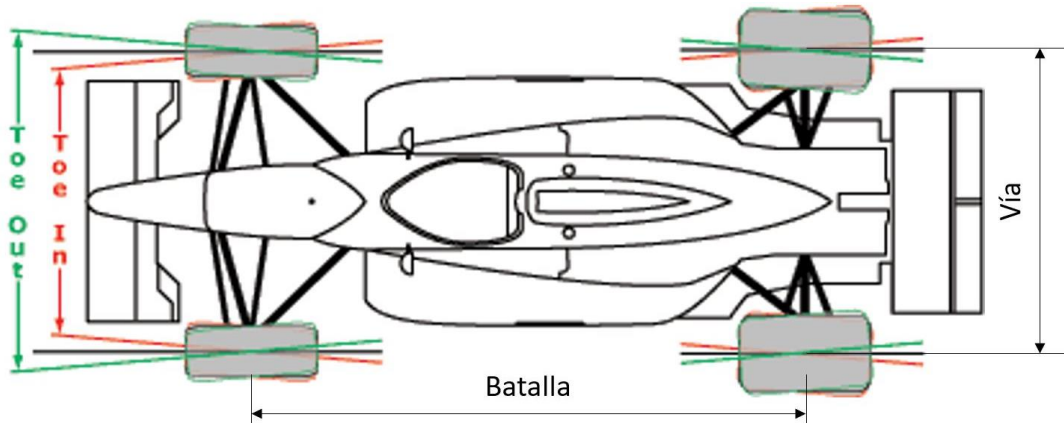


Figura 6 Parámetros en la vista en planta. Fuente: Intrax Racing

### 1.1.2. Geometría de la vista frontal

La posición del centro instantáneo de la vista frontal controla la altura del centro de balanceo (roll centre), ratio de cambio del ángulo de caída y el movimiento lateral de la rueda (variación de la longitud de la vía).

- Altura del centro de balanceo (roll centre, RC): para obtenerlo, se unen el punto de contacto del neumático y el suelo con el centro instantáneo de la vista frontal, para ambos lados del vehículo. La intersección de ambas líneas es el centro de balanceo, cuya posición varía a la vez que se muevan los centros de balanceo durante la marcha del vehículo.

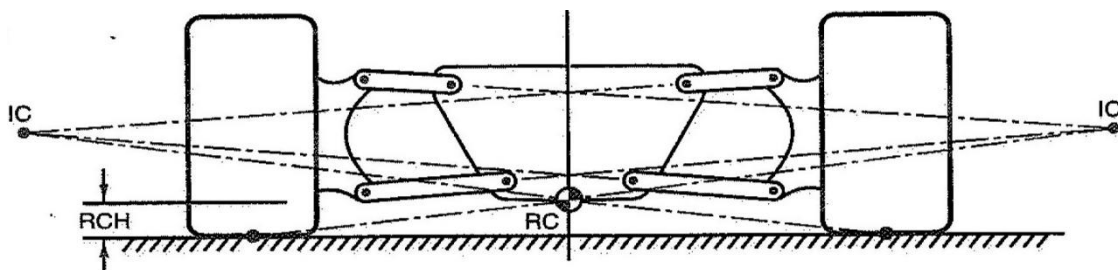


Figura 7 Altura del centro de balanceo RC. Fuente: Race Car Vehicle Dynamics

Este punto establece la coordenada donde se da el par de fuerzas entre la masa suspendida y la no suspendida del vehículo, de modo que, cuando el monoplaza pasa por una curva, la fuerza centrífuga que se genera en el centro de gravedad

(y reaccionada por las ruedas) puede ser referida al centro de balanceo, en forma de una fuerza y un par aplicados sobre este punto.

De esta manera, el balanceo del vehículo está provocado por este par, cuyo efecto tiene que ser soportado por los elementos elásticos de la suspensión, y que se denomina transferencia de peso elástica. Por otra parte, la fuerza aplicada sobre el centro de balanceo se llama transferencia de peso geométrica y se transmite a través de los brazos de la suspensión. La relación entre ambas transferencias depende de la altura del centro de balanceo, de forma que, aumentando la altura del punto, también aumentará la transferencia de peso geométrica, a la vez que disminuye la elástica. En cambio, reduciendo la altura del centro de balanceo, sucederá a la inversa.

Cuando este punto se sitúa por encima del nivel del suelo, la fuerza lateral que se da en el neumático provoca un momento en su centro de instantáneo de rotación que produce una elevación de la masa suspendida. Este efecto es conocido como Jacking y, si el centro de balanceo se sitúa por debajo del suelo, el momento producido hará que la altura de la masa suspendida descienda. Por lo general, el centro de balanceo se sitúa por encima del suelo, con una altura que depende de la capacidad de balanceo permitida al vehículo que se esté diseñando.

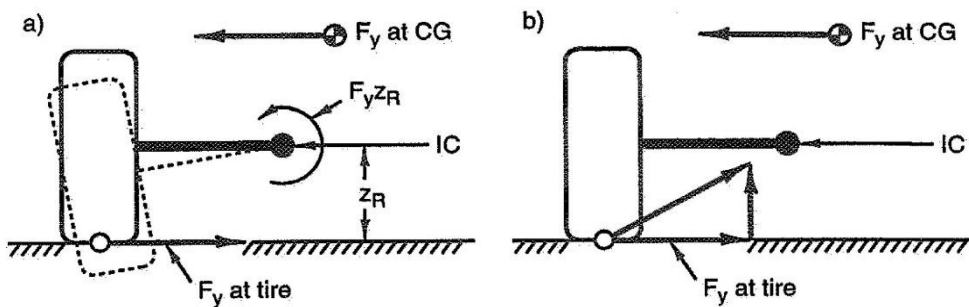


Figura 8 Efecto Jacking con un centro de balanceo elevado. Fuente: Race Car Vehicle Dynamics

- Ratio del cambio del ángulo de caída (Camber Angle): este parámetro es función de la longitud entre el centro instantáneo del plano frontal y el centro de la rueda, por lo que si se sustituyeran los brazos de la suspensión por un solo brazo que llegara hasta dicho centro, el ratio de cambio de caída sería la cantidad de caída que se genera para una variación de altura de la rueda, de forma que, para

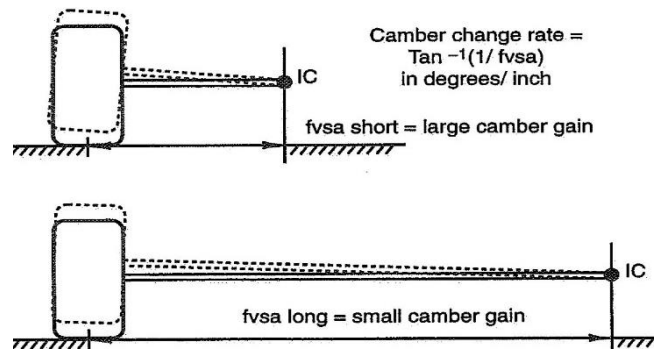


Figura 9 Cambio de la caída de la rueda (Camber). Fuente: Race Car Vehicle Dynamics

una distancia corta hasta el centro de balanceo, los cambios de la caída de las ruedas serán mucho más grandes que para una distancia larga.

- Movimiento lateral de la rueda: la posición del centro instantáneo de rotación cambia con el movimiento de la suspensión, pero este movimiento depende de la longitud relativa de los trapecios superior e inferior, por lo que normalmente se suele variar la longitud del trapecio superior.
- Scrub Radius: el Scrub es el movimiento lateral de la rueda con respecto al suelo que se origina con la rueda se mueve verticalmente. Su valor es función de la posición del centro instantáneo de rotación y del tamaño relativo y absoluto de los trapecios. Como consecuencia de este movimiento cambia la longitud de la vía del monoplaza.

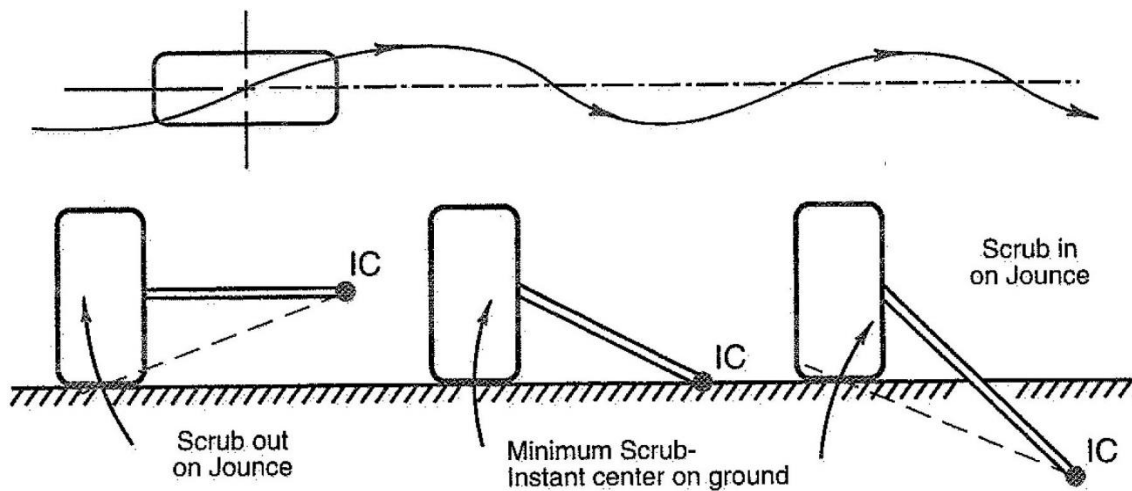


Figura 10 Arriba, trayectoria de una rueda con mucho scrub. Abajo, scrub en función de la altura del centro instantáneo de rotación. Fuente: Race Car Vehicle Dynamics

### 1.1.3. Geometría de la vista lateral

Los centros instantáneos de rotación de la vista lateral controlan la transmisión de esfuerzos y movimientos generados en la dirección longitudinal del monoplaza. Estos puntos pueden situarse delante o detrás y arriba o debajo del centro de la rueda, aunque para el caso de una suspensión delantera independiente, se suele situar detrás y encima del centro. Los parámetros más importantes de esta vista son el anti-dive, anti-squat, anti-lift y wheelpath, aunque, como se verá más adelante, no se tendrán en cuenta todos ellos, ya que algunos no influyen en el diseño de una suspensión delantera.

- Características “anti” de una suspensión: describen cómo es la transición de las fuerzas longitudinales a las fuerzas verticales entre la masa suspendida y la masa no suspendida de cada eje del coche. Dicha transición es función de la pendiente de la línea que une el centro de la rueda con su centro instantáneo de la vista lateral. De este modo, mediante estas características se puede cambiar la

cantidad de fuerza que se transmite por medio de los brazos (transferencia geométrica) o por los elementos elásticos (transferencia elástica).

Durante el movimiento, del mismo modo que la posición de los centros instantáneos de rotación varía, también va cambiando el valor de los “antis” (por lo que habrá que considerar que esta variación esté siempre dentro de unos límites), medidos en %, cuyo valor depende también del reparto de frenada del vehículo, es decir, si frena más desde los frenos delanteros o los traseros. Las características “anti”, por tanto, se calculan de la siguiente manera:

- % anti-dive: referido a la característica anti-hundimiento del vehículo en la parte delantera durante el frenado.

$$\% \text{ anti - dive front} = (\% \text{ frenado delante}) \times \tan \phi_F \times \frac{l}{h}$$

Ecuación 1 % anti-dive o anti-hundimiento delantero

Donde los parámetros que intervienen se muestran en la siguiente imagen, siendo  $\phi_F$  el ángulo formado por el suelo y la línea que une el punto de contacto entre el neumático delantero y la carretera con el centro instantáneo de la vista lateral.

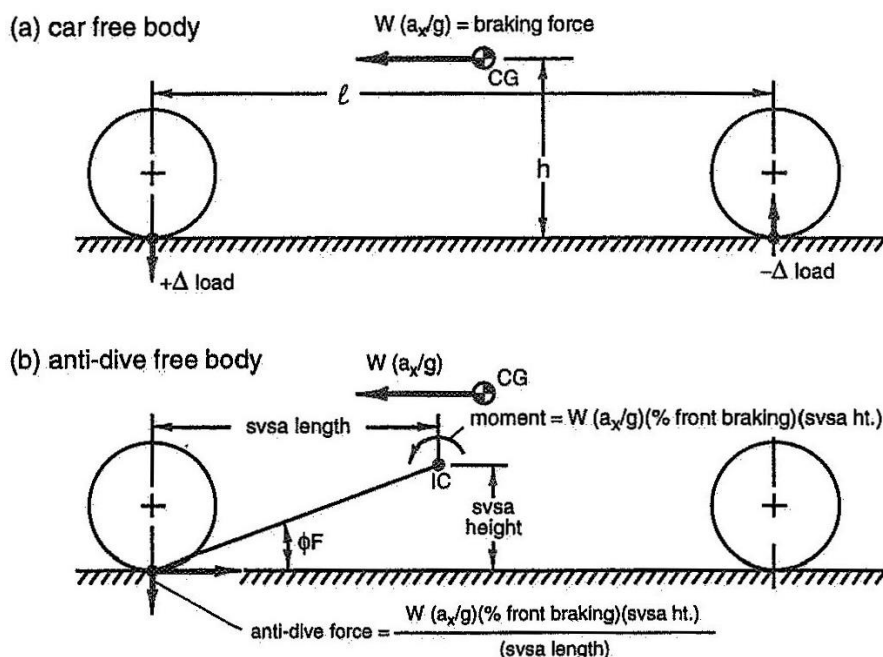


Figura 11 Parámetros de cálculo para el anti-dive delantero. Fuente: Race Car Vehicle Dynamics

- % anti-lift: referido a la característica anti-levantamiento del vehículo en la parte trasera durante una frenada.

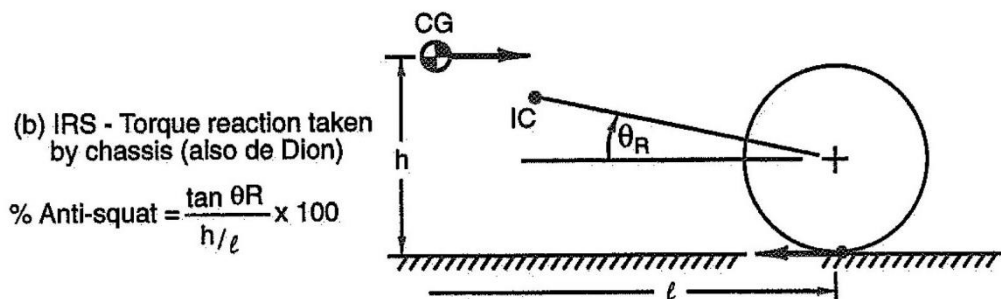
$$\% \text{ anti - lift rear} = (\% \text{ frenado detrás}) \times \tan \theta_R \times \frac{l}{h}$$

*Ecuación 2 % anti-lift o anti-levantamiento trasero*

Donde los parámetros que intervienen son análogos a los del anti-dive delantero, siendo  $\theta_R$  el ángulo formado por el suelo y la línea que une el punto de contacto entre el neumático trasero y la carretera con el centro instantáneo de la vista lateral; y sustituyendo el porcentaje de frenada en la parte delantera por el valor el de la trasera.

- % anti-squat: parámetro que indica la cantidad de fuerza transmitida a través de los brazos o elementos elásticos de la suspensión y que no es soportada por los amortiguadores. Reduce la compresión en la suspensión trasera cuando el coche acelera.

Donde los parámetros que intervienen se muestran en la siguiente imagen, siendo  $\theta_R$  el ángulo formado por una línea que une el centro de la rueda y su centro instantáneo de la vista lateral con respecto a otra línea que también pasa por el centro de la rueda y es paralela al suelo.



*Figura 12 Parámetros de cálculo para el anti-squat. Fuente: Race Car Vehicle Dynamics*

Si una suspensión tiene 100% anti, significa que toda la transferencia de peso longitudinal será reaccionada por los brazos de la suspensión, mientras que, si su valor es del 0%, toda la carga será soportada por los elementos elásticos del sistema, haciendo que el coche se balancee proporcionalmente a su rigidez. De este modo, y para el caso que se estudia, que se trata de la suspensión delantera de un monoplaza de tracción trasera, se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- Una geometría anti-dive en la suspensión delantera reduce la compresión cuando el vehículo está frenando, por lo que habrá que tenerla en cuenta para el diseño de la geometría de esta suspensión.



- El anti-lift en la parte anterior solamente se da cuando el vehículo sea de tracción delantera, y reduce la subida de la suspensión durante las aceleraciones. Como en este caso la tracción se da en las ruedas traseras, no se tendrá en cuenta.
- El anti-lift de la parte posterior del vehículo reduce la subida de la suspensión trasera en la frenada, por lo que no se estudiarán sus efectos.
- El anti-squat en la suspensión trasera reduce la compresión en esta parte cuando un vehículo de tracción trasera acelera, por lo que tampoco se considera en el diseño de una suspensión delantera.
- Wheelpath: este parámetro es igual al scrub, pero considerando el plano lateral del vehículo, por lo que la batalla del coche cambia con el movimiento vertical de la rueda, debido al movimiento de la suspensión sobre los centros instantáneos en este plano.
- Ratio de cambio del Caster: al igual que el ratio de cambio del ángulo de caída de la vista frontal, este ratio es función de la distancia entre el centro instantáneo de la vista lateral y el centro de la rueda. Cuanto menor sea el cambio del Caster, mejor será el comportamiento del vehículo, ya que disminuye el Bump-Steer, es decir, la tendencia de las ruedas a girar respecto a su eje vertical cuando botan.

#### 1.1.4. Parámetro relacionado con la dirección

Además de los parámetros definidos anteriormente, no puede olvidarse también que parte de la suspensión está anclada al sistema de dirección del monoplaza, mediante el tie-rod. Esta barra es la encargada de limitar el giro de la rueda respecto a su eje vertical y perpendicular al suelo. De este modo, y recordando su función, es la barra encargada de transmitir el movimiento desde la cremallera de la dirección hasta las ruedas, permitiendo su giro al girar el volante. Dependiendo de la geometría de la suspensión, ante un giro en el volante, las 2 ruedas pueden girar lo mismo o una más que la otra (según sentido del giro). Esta condición se estudia mediante el ackerman: se controla que las ruedas delanteras giren un ángulo exacto para que el coche gire respecto a un punto común, el centro instantáneo de rotación, minimizando el arrastre de la rueda interior o exterior y definiendo si en una curva la rueda exterior girará más rápido o será la interior la que gire más despacio, dependiendo del caso que se esté estudiando. Para poder medirlo cuantitativamente, se utiliza el % de ackerman, que puede variar desde -100% a 100%:

- 0% de ackerman: ambas ruedas se comportan de la misma manera, es decir, se moverán todo el rato de forma paralela.
- 100% de ackerman: la rueda interior girará más que la exterior, hasta llegar a la geometría ackerman ideal.



- 50% de ackerman: la rueda interior gira más que la exterior, pero menos que en una geometría 100% ackerman.
- -100% de ackerman: la rueda exterior girará mucho más que la interior.
- -50% de ackerman: la rueda exterior gira más que la interior, pero no tanto como con un -100% de ackerman.

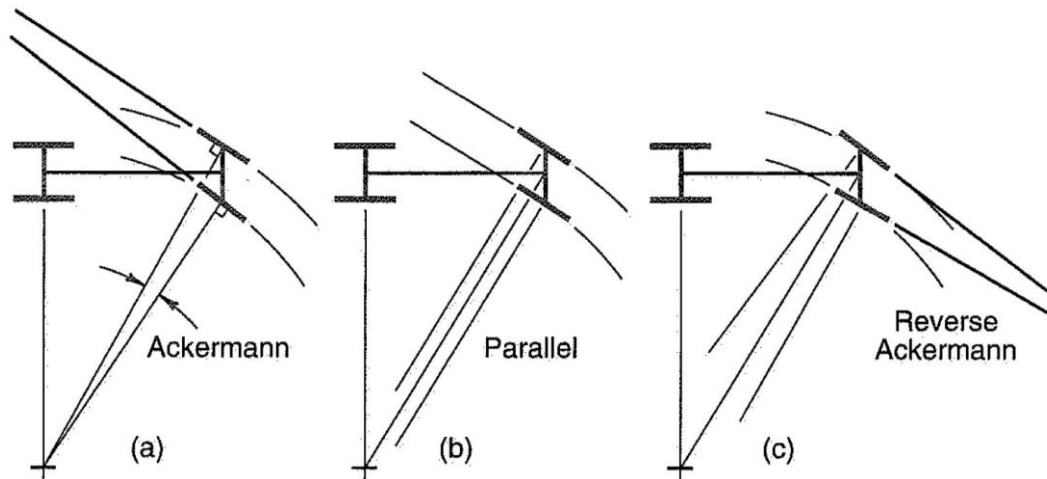


Figura 13 Ackerman según el signo de su valor. Fuente: Race Car Vehicle Dynamics

Cuando el ackerman es negativo, la rueda exterior se arrastra mucho en curvas cerradas, pero no en curvas abiertas de alta velocidad, por lo que, en el caso de la competición, es adecuado para aquellas categorías sin carreteras o circuito revirados. Por el contrario, con valores positivos de ackerman, el efecto es inverso, convirtiendo esta configuración en adecuada para categorías donde no se alcancen grandes velocidades ni existan curvas de alta velocidad. Para conseguir una dirección con un 100% de ackerman, basta con unir el punto del eje de pivotamiento de la dirección en la mangueta, con el centro del eje trasero.

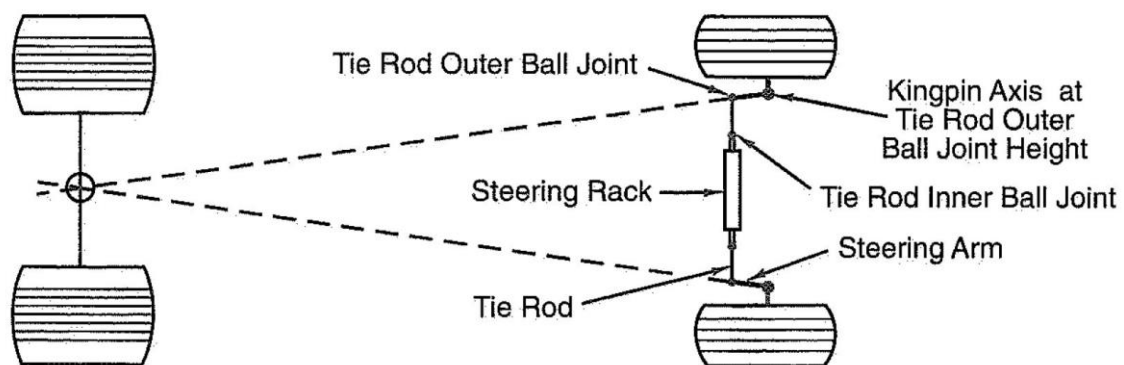


Figura 14 Geometría 100% ackerman. Fuente: Race Car Vehicle Dynamics

### 1.1.5. Lotus Suspension Analysis

Para poder llevar a cabo el diseño de la geometría, es necesario realizar un análisis tridimensional mediante un software especializado, en el que se simulen las situaciones posibles a las que se enfrentará durante la marcha: bote-rebote (compresión y estiramiento de la suspensión), balanceo del vehículo, giro y una combinación de ellas. Existen varios programas en los que se pueden introducir modelos que simulen comportamientos reales de la suspensión, aunque en este caso se ha optado por utilizar un software concreto para el diseño de suspensiones, el cual no necesita introducir ningún tipo de código informático ni programar. Dicho programa es el Lotus Suspension Analysis, perteneciente a la compañía británica Lotus Cars, fundada por Colin Chapman, y dedicada al diseño y fabricación de vehículos deportivos y de competición.

Esta herramienta permite diseñar y analizar diferentes geometrías de suspensión, desde diseños iniciales hasta la optimización de otros, con la ayuda de plantillas básicas que se van adaptando hasta obtener la geometría buscada. Una vez se definen todos los puntos de la suspensión, el programa simula las situaciones mostradas en el párrafo anterior para poder estudiar el comportamiento cinemático del sistema mediante varias gráficas ilustrativas. Su origen de coordenadas se sitúa en la línea central del vehículo, pero no coincide con su centro de gravedad, que es el punto que se suele utilizar como referencia, sino con el eje de las ruedas delanteras, y está situado a nivel del suelo. Su eje "x" está referido al eje longitudinal del monoplaça (con el sentido positivo orientado hacia la parte trasera del monoplaça), el "y" al transversal (con su parte positiva hacia el lado derecho del coche) y el "z" a su altura (con su parte positiva hacia arriba).

En cuanto a su uso, tras definir una serie de condiciones iniciales (que se muestran en el siguiente capítulo), incluido el tipo de geometría, se realiza una primera aproximación situando los puntos de anclaje y los elementos en una posición más o menos adecuada, para después, a través de un proceso iterativo, ir moviendo los puntos hasta su disposición final, comprobando a través de las gráficas que se alcanzan los parámetros requeridos.

## 1.2. Cálculos y descripción de los resultados

### 1.2.1. Parámetros iniciales y predimensionamiento

El primer paso que se ha dado a la hora de diseñar la geometría ha sido definir su tipo y algunas de las características básicas del vehículo. En cuanto a la geometría, se ha escogido una suspensión de doble trapecio, en el que se han movido los puntos de anclaje de los elementos para aproximar su disposición a la de un Fórmula 1. A continuación, se muestran las propiedades básicas del modelo:

Bump Travel (mm)	25.400
Rebound Travel (mm)	-25.400
Bump Rebound Increment (mm)	2.000
Roll Angle (deg)	1.500
Roll Increment (deg)	0.100
Steer Travel (mm)	25.000
Steer Increment (mm)	1.000
Wheelbase (mm)	1530,000
C of G Height (mm)	270,000
Braking Front (%)	60,000
Drive Front (%)	0,000
Total Weight Front (%)	42,950
Front Brake Type (1 = Inboard 2 = Outboard )	2
Rear Brake Type (1 = Inboard 2 = Outboard )	2
Total Sprung Weight (kg)	300,0000

Figura 15 Parámetros iniciales del modelo

Donde:

- Bump y Rebound Travel representan el recorrido de la suspensión en una situación de bote-rebote. Sus valores están tomados de la normativa FSAE y definen los recorridos mínimos del sistema, además de establecer las condiciones de desplazamiento para el resto de parámetros.
- Roll Angle: ángulo de balanceo hacia cada lado del monoplaza, se toma un valor típico para este tipo de monoplazas, ya que para definirlo con exactitud es necesaria una toma de datos basada en la experiencia con monoplazas.
- Steer Travel: recorrido de la dirección, su valor se obtiene del diseño del sistema de dirección, por lo que aquí se emplea un valor aceptable para un Formula Student, de modo que permite estudiar todos los parámetros necesarios en las condiciones de un evento FSAE.
- Wheelbase: batalla del monoplaza, se usa un valor 5 mm por encima del mínimo requerido. Se utiliza un valor muy bajo para adaptar el monoplaza a los circuitos donde se emplea, cuyas rectas son cortas y curvas cerradas, en su gran mayoría de poca velocidad. Además, con el fin de reducir la altura del centro de gravedad, se utiliza un ancho de vía de 1220 mm.
- C of G Height: altura del centro de gravedad, a falta de conocer las masas del resto del monoplaza y su disposición, se utiliza un valor aproximado, considerando la poca batalla del vehículo.
- Braking Front: reparto de frenada en la parte delantera. Este parámetro se puede modificar mediante reglajes en el vehículo ya construido, pero suele ser de un 60% en la parte delantera.

- Total Weight Front: reparto de pesos en la parte delantera. Este parámetro también puede modificarse con reglajes de la suspensión. Dado a la situación del piloto y el motor, la mayor parte de la masa suspendida se encuentra desplazada hacia la parte trasera del monoplace, por lo que la parte delantera soporta alrededor de un 40% de la misma. De este modo, añadiendo más peso sobre el eje tractor se mejora la tracción del monoplace, pero sin hacerlo de manera exagerada para evitar un comportamiento sobrevirador.
- Front and Rear Brake Type: se especifica la disposición del sistema de frenado (disco y pinza), que en ambos ejes del vehículo estará junto a la masa no suspendida.
- Total Sprung Weight: masa suspendida total del vehículo. Su valor es una aproximación, considerando la masa suspendida en vacío del monoplace (170 kg), el peso de un piloto (70 kg) y el valor de la carga aerodinámica (60 kg).

Una vez se han establecido los parámetros iniciales del modelo, se sitúan los puntos de anclaje de la suspensión y sus elementos en el espacio. Para ello, se establecen algunas referencias de una situación real de los puntos, para después ir modificando su posición hasta conseguir el resultado deseado. Estas referencias son las siguientes:

- El eje sobre el que pivota la mangueta.
- Plano de la superficie lateral del vehículo donde se sitúan los anclajes de la suspensión.
- Plano vertical para limitar la altura máxima donde situar los elementos elásticos y disipativos.

De este modo, se obtiene una zona donde se puede montar todo el sistema, aunque, en un caso real en el que se trabajara en conjunto con otras personas encargadas del resto de sistemas del monoplace, habría que considerar donde irían montados el resto de elementos. Para este caso, ya que se diseña solo la suspensión y sin limitaciones de otros sistemas, las referencias utilizadas en el predimensionamiento son hipotéticas, tratando de aproximarse a una situación real, que tendría que modificarse en función del resto de elementos del vehículo. Por lo tanto, se definen 2 cubos que contendrán todos los

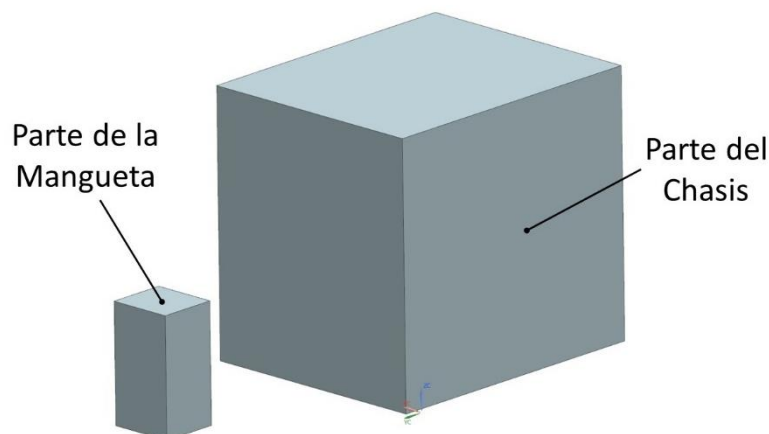


Figura 16 Cubos de predimensionamiento

puntos de anclaje. Uno de ellos representará la parte del chasis a la que se anclará el sistema y que albergará sus elementos disipativos y elásticos. El otro, más pequeño, representará el volumen que ocupa el espacio donde se sitúan los puntos de anclaje a la mangueta.

El cubo grande, de dimensiones 400x490x450 mm, es simétrico respecto al eje longitudinal del monoplaza y al eje delantero. Por otra parte, el cubo que representa el volumen útil de la mangueta tiene unas dimensiones de 110x100x205 mm y su cara frontal (orientada hacia el frontal del coche) está 66,66 mm por delante del eje delantero del monoplaza. Además, está ubicado a 300 mm del otro cubo, es decir, la cara orientada hacia el chasis se sitúa a 545 mm del eje longitudinal del vehículo.

Tras situar los puntos y realizar un análisis iterativo, se obtienen las siguientes coordenadas para cada punto del lado derecho de la suspensión (en mm). El sistema de referencia es el predeterminado por el software Lotus Suspension Analysis, explicado en el apartado anterior sobre el software:

Nº	X	Y	Z	Descripción del punto
1	-90.0000	217.7940	118.5000	Lower wishbone front pivot
2	86.2720	219.1720	124.0000	Lower wishbone rear pivot
3	-8.7000	580.1000	140.0000	Lower wishbone outer ball joint
4	-148.0000	241.4000	275.0000	Upper wishbone front pivot
5	150.0000	241.4000	270.0000	Upper wishbone rear pivot
6	8.7000	573.5000	323.0000	Upper wishbone outer ball joint
7	8.7000	500.0000	356.0000	Push rod wishbone end
8	8.7000	174.0000	495.7000	Push rod rocker end
9	-60.0000	602.0000	165.0000	Outer track rod ball joint
10	10.0000	190.0000	140.0000	Inner track rod ball joint
11	259.6000	123.2000	521.1000	Damper to body point
12	59.5000	123.2000	521.1000	Damper to rocker point
13	0.0000	575.0000	231.7000	Wheel spindle point
14	0.0000	610.0000	232.4100	Wheel centre point
15	84.9000	174.0000	381.4000	Rocker axis 1st point
16	84.9000	174.0000	483.0000	Rocker axis 2nd point

Figura 17 Coordenadas de los puntos de anclaje de la suspensión

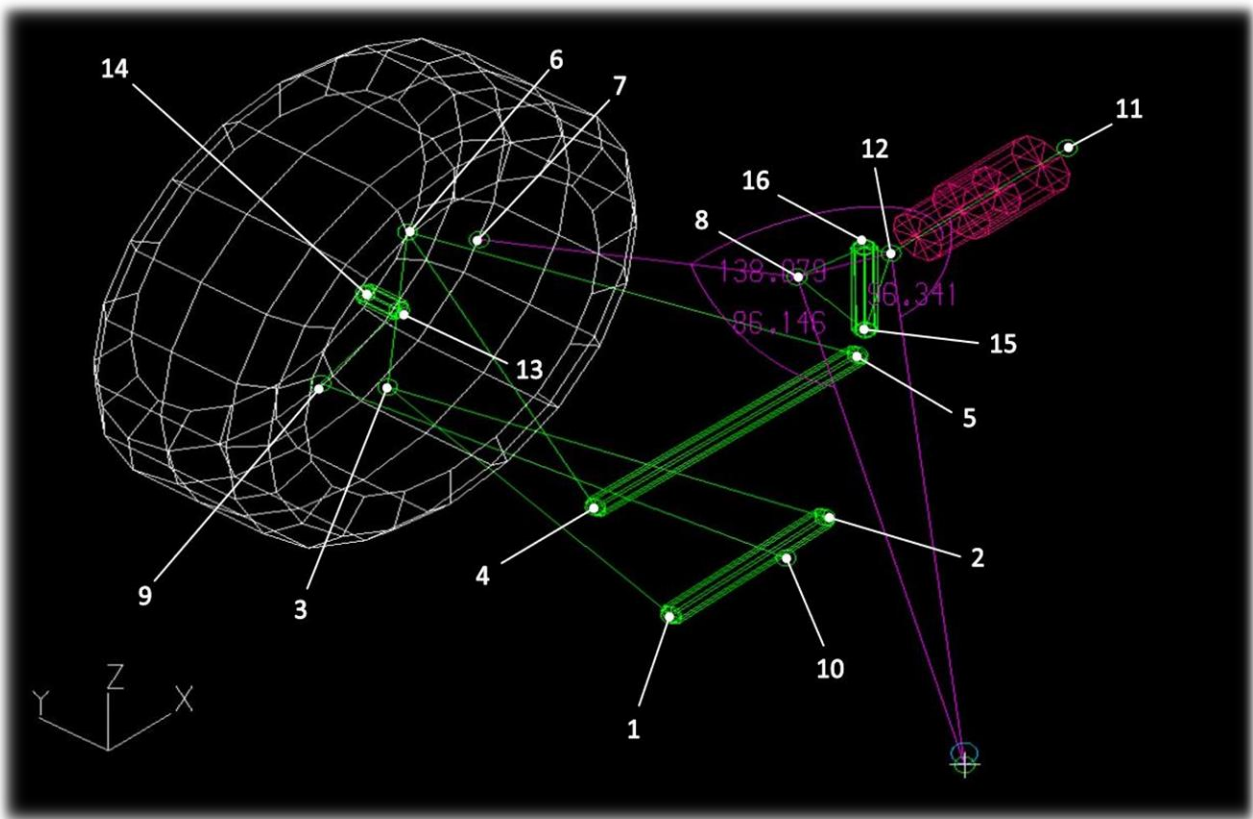


Figura 18 Coordenadas en el espacio

### 1.2.2. Resultados obtenidos

Tras finalizar el proceso iterativo en el que se van moviendo los puntos de anclaje hasta alcanzar la geometría adecuada, se han obtenido los puntos que acaban de mencionarse. La geometría obtenida no puede cumplir al 100% con los valores ideales para cada parámetro, pues la dependencia entre ellos obliga a llegar a un compromiso en el que se intenta que todos los valores de todos los parámetros sean lo más adecuados posibles. De este modo, se han obtenido los siguientes resultados para cada parámetro de la suspensión:

- Caída de la rueda (Camber Angle): con el fin de evitar que se reduzca la huella de contacto, se tiene que evitar que la caída de las ruedas sea positiva (inclinadas hacia fuera) en todas las situaciones posibles, aunque durante el giro (steer) será mucho más difícil conseguir este resultado, por lo que se puede asumir una pequeña caída positiva, para además evitar un desgaste irregular de los neumáticos. Los vehículos se configuran desde un inicio con una caída negativa, que se compensa en las situaciones de balanceo y giro en la rueda exterior, aumentando así el tamaño de su huella y, en consecuencia, el agarre. Esta caída



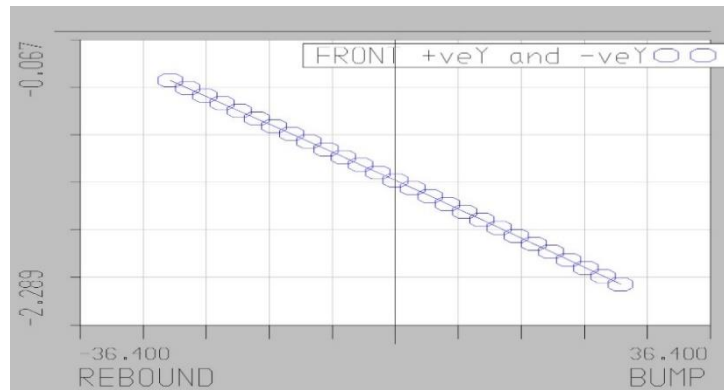


Figura 19 Valores de Camber en bote y rebote

se configura en los reglajes del monoplaza, ajustándose a cada tipo de circuito. En el caso de los monoplazas y vehículos de circuito, esta caída es más acusada, por lo que se ha fijado una caída inicial de  $1,5^\circ$ , la cual tendrá que variar lo mínimo posible, acercándose a  $0^\circ$  en la situación de balanceo.

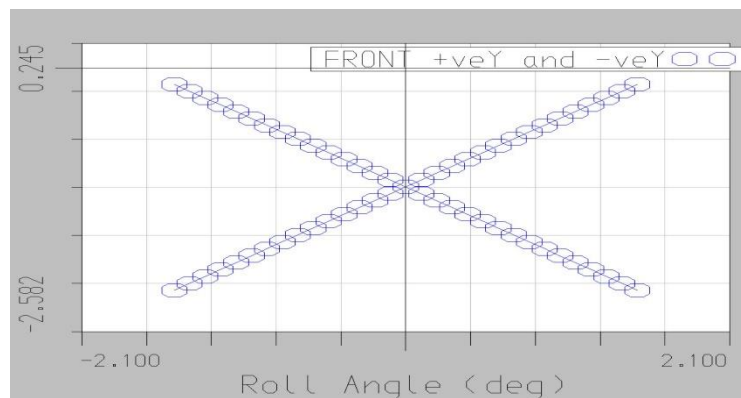


Figura 20 Valores de Camber en el balanceo

La variación del Camber en el balanceo es lineal, llegando a tener una ligera caída positiva en los giros más cerrados, lo cual permite que en curvas no tan cerradas de media velocidad la caída de la rueda exterior tienda a ser nula y aumente el agarre del monoplaza, por lo que la distribución obtenida también es adecuada.

Partiendo de una caída inicial negativa de  $1,5^\circ$ , el cambio de la caída en todo el recorrido de la suspensión está dentro de unos límites adecuados, sin llegar a ser positiva en ningún momento, y aumentando solo  $0,7^\circ$  en sentido negativo durante la compresión más fuerte.

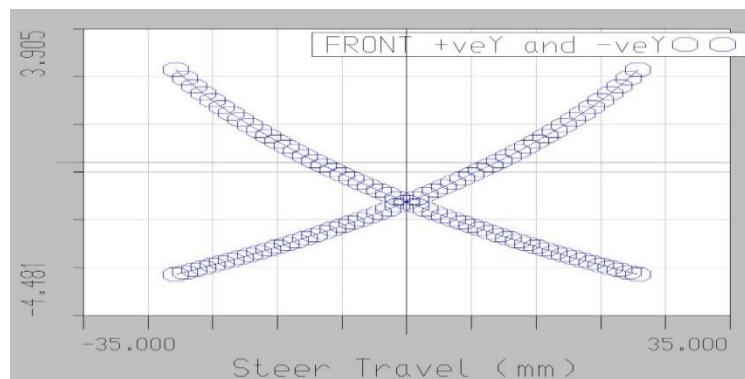


Figura 21 Valores de Camber en el giro

Como puede observarse, durante el giro se dan los cambios máximos en la caída de la rueda, aunque sus valores se incrementan sobre todo para giros pronunciados del volante, es decir, cuando se esté pasando por las curvas más cerradas (denominadas horquillas) o maniobrando, por lo que la velocidad del monoplaza en estas situaciones será reducida, sumado además al hecho de que este tipo de situaciones apenas son las que menos se dan en circuito, por lo que los cambios en la caída, que llega a ser positiva, son asumibles teniendo en cuenta el resto de resultados.

- **Convergencia (Toe Angle):** en las ruedas delanteras se utilizan valores ligeramente positivos de convergencia, de hasta  $0,3^\circ$  (valores más altos pueden crear bump-steer, pérdidas de adherencia y desgastes irregulares), con las ruedas mirando hacia fuera (out). De este modo, se mejora el paso por curva contribuyendo a la orientación de las ruedas. Por el contrario, valores positivos ayudan a la estabilidad en recta, pero dado que apenas hay rectas largas en los circuitos de este tipo de monoplazas, se opta por primar el paso por curva. Así, durante los reglajes del monoplaza se cambiará la orientación de las ruedas, pero en esta simulación se mantienen rectas, con el fin de verificar que los cambios de convergencia sean lo mínimos posibles en las situaciones de bote-rebote y balanceo. Durante el giro no se estudia la convergencia, ya que cambia completamente con el giro de las ruedas.

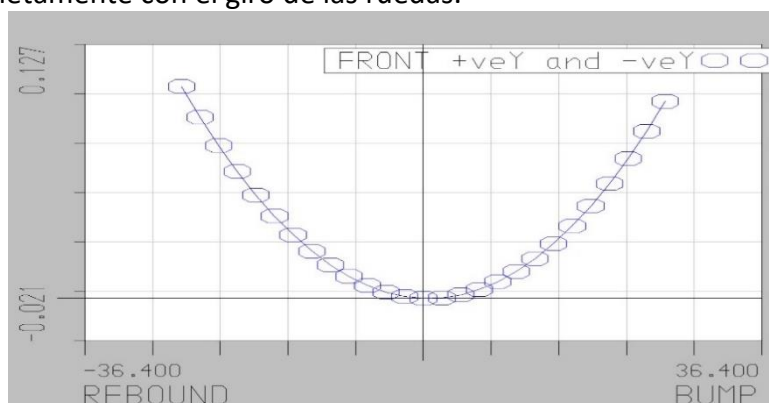


Figura 22 Valores de Toe en bote y rebote



Únicamente cuando se llega al máximo del recorrido de la suspensión, tanto en bote como en rebote, se puede alcanzar un cambio significativo de la convergencia, pero dado que esta situación no se dará durante el rodaje en pista, los valores de cambio en la convergencia obtenidos para la situación de bote y rebote son satisfactorios.

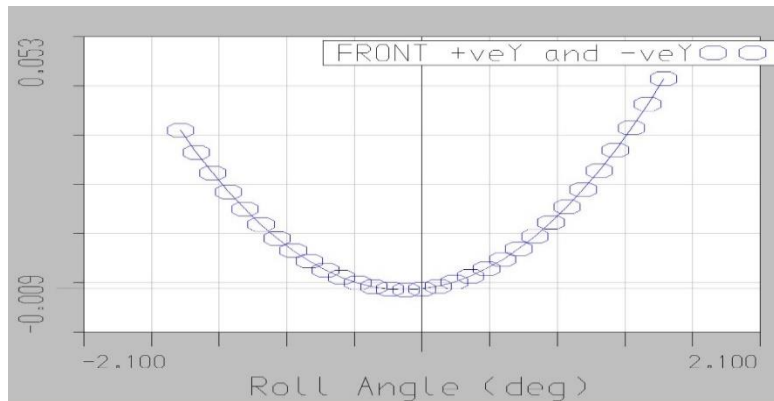


Figura 23 Valores de Toe en el balanceo

Durante el balanceo del vehículo, incluso llegando a las situaciones más críticas, el cambio de convergencia es mínimo, por lo que en una situación real, con un ángulo de convergencia dado mediante reglajes, en el paso por curva se puede asegurar el comportamiento deseado del vehículo, pues no variará prácticamente su ángulo de convergencia en las ruedas.

- Ángulo Caster (Caster Angle): un valor reducido de este ángulo reduce la posibilidad de que aparezca el bump-steer y los cambios en la longitud de la vía, por lo que se recomienda que su valor no supere los 10° en ningún tipo de situación.

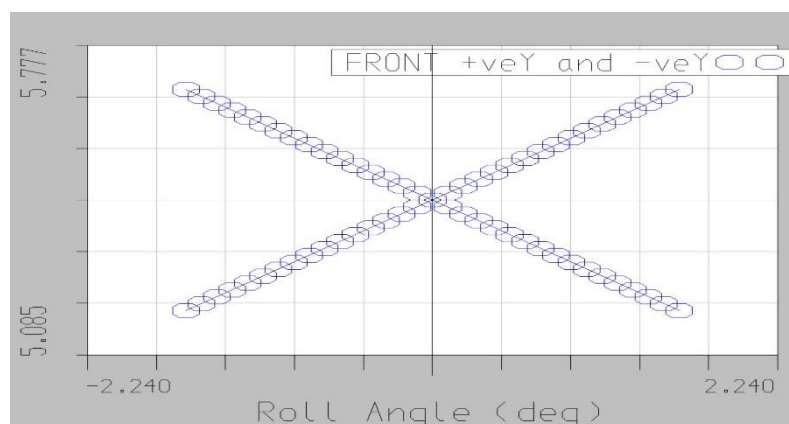


Figura 24 Valor del Caster Angle en balanceo

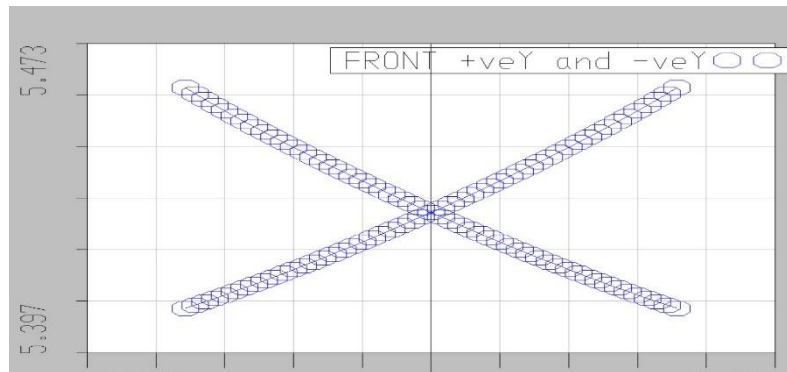


Figura 26 Valor del Caster Angle en el giro

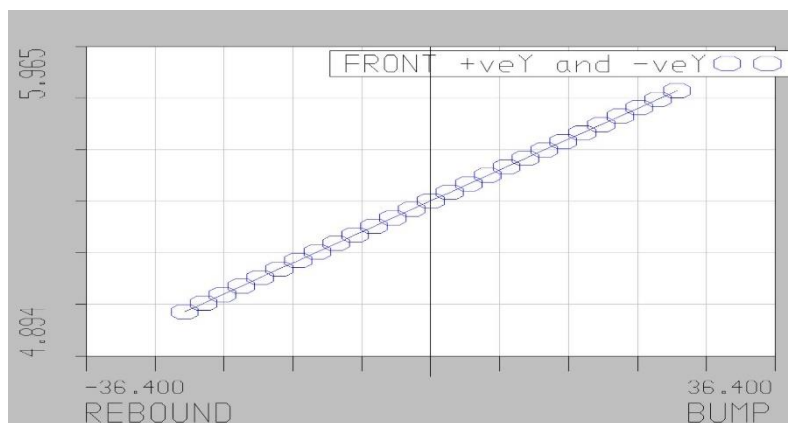


Figura 25 Valor del Caster Angle en bote y rebote

Como puede observarse, los valores casi constantes y siempre por debajo de los  $10^\circ$  en las situaciones de bote-rebote, balanceo y giro aseguran una reducción del posible cambio de vía del vehículo y evitan la aparición del bump-steer.

- **Ángulo Kingpin (Kingpin Angle):** con valores ligeramente superiores a los  $0^\circ$  de este ángulo, que es el que forma la línea que une los puntos de anclaje del trapecio superior e inferior con la mangueta respecto al eje vertical de la rueda, se consigue dar una caída negativa inicial a las ruedas, mejorando el paso por curva. Para ello, se reduce ligeramente la longitud del trapecio superior respecto a la del inferior, consiguiendo un ángulo que no debe superar los  $8^\circ$  en ninguna situación, para evitar caídas demasiado grandes que perjudiquen a la vida del neumático con un desgaste irregular y se reduzca la huella de contacto con el suelo.

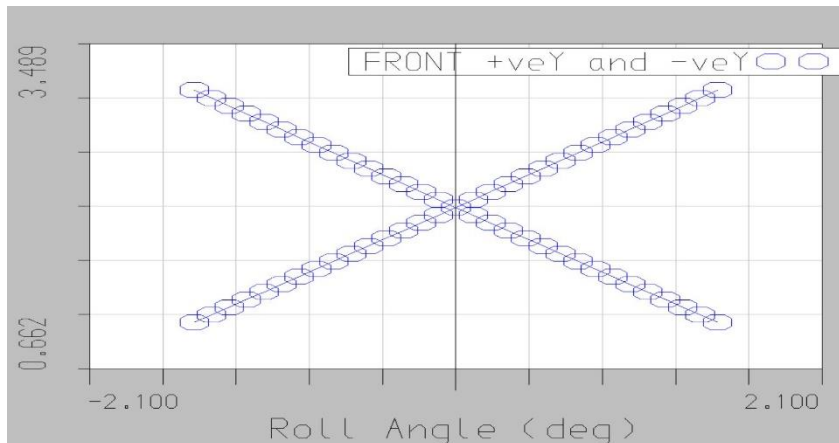


Figura 29 Valor del Kingpin Angle en el balanceo

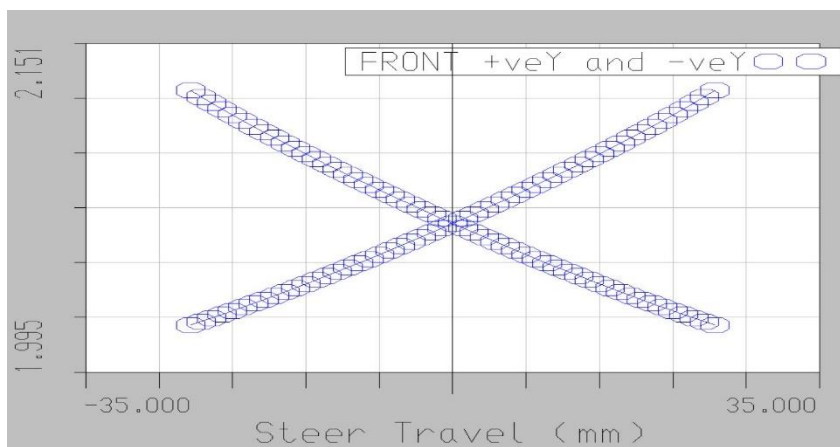


Figura 29 Valor del Kingpin Angle en el giro

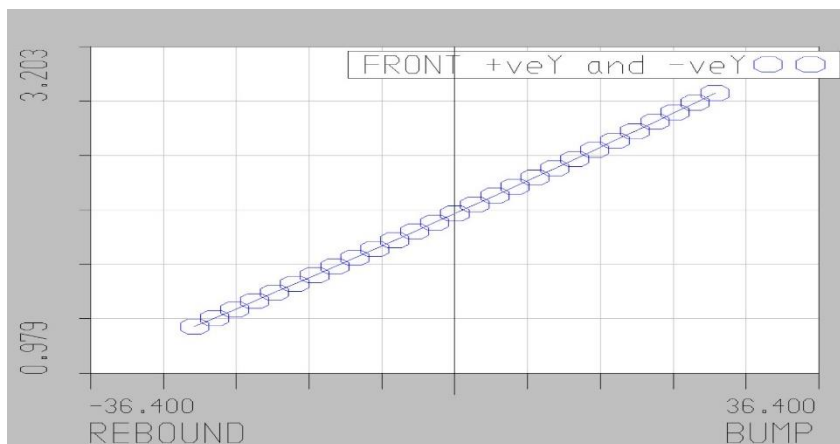


Figura 29 Valor del Kingpin Angle en bote y rebote

Como puede observarse, los valores obtenidos son adecuados para las 3 situaciones, estando muy por debajo de los 8° todos ellos, pero contribuyendo a la caída de las ruedas, que en este caso, se puede mejorar con los reglajes del monoplaza, tal y como se ha hecho introduciendo como condición inicial una caída negativa de 1,5°.

- % Anti-dive: se recomienda trabajar con valores que oscilen entre el 20 y el 30%, por lo que los brazos de la suspensión solo soportarían este esfuerzo, mientras que el porcentaje restante sería soportado por los elementos elásticos y disipativos del sistema. Se escogen estos valores para poder controlar la transferencia de carga, evitando que los trapecios tengan que absorber esfuerzos demasiado grandes, aumentando sus dimensiones y reduciendo la labor de los elementos de la suspensión que si que tienen como función absorber estas cargas.

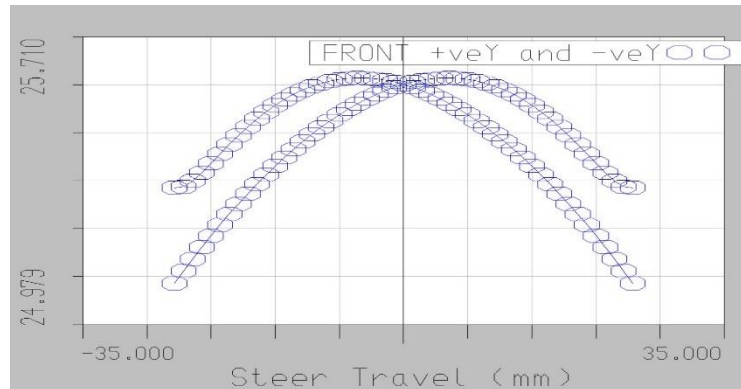


Figura 31 Valor del Anti-dive en el giro

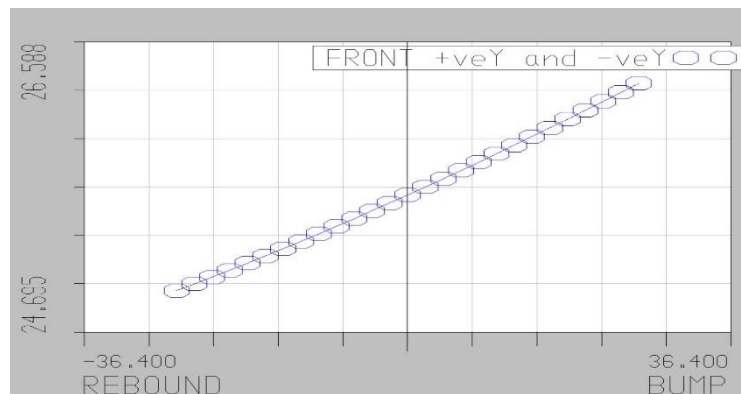


Figura 31 Valor del Anti-dive en el bote y rebote

En cuanto al bote-rebote y giro, los valores obtenidos no son tan críticos como los del balanceo, por lo que los resultados obtenidos son mejores que los de la primera situación.

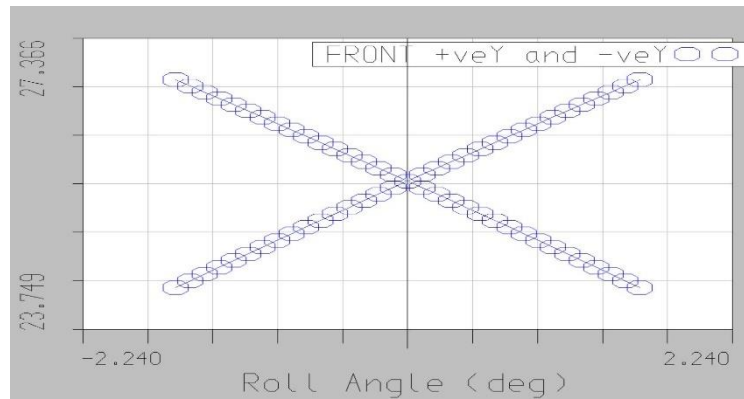


Figura 32 Valor del Anti-dive en el balanceo

Durante el balanceo, se alcanzan los valores más críticos cuando se alcanza el máximo ángulo de balanceo, fijado en 1,5°, pero sin llegar al valor máximo del 30 %, por lo que los resultados obtenidos son adecuados.

- Cambio en la Vía (Halftrack Change): los cambios de vía contribuyen al desgaste irregular de los neumáticos y pueden aparecer como resultado del scrub si sus valores son muy acusados. Se intenta que su valor sea lo más pequeño posible, siendo influenciado por el movimiento de las ruedas, sobre todo en la situación de giro, ya que es cuando más comprometida se ve la distancia que separa las ruedas de un mismo eje. Para el resto de las situaciones, la variación tiende a 0. Cuando el monoplaza gira alcanzando los topes de la dirección, la variación en la vía es de 35 mm, por lo que se trata de un valor en principio elevado, aunque dado que solo se alcanzará en curvas muy cerradas que llevarán al límite el sistema de dirección, durante el funcionamiento normal del monoplaza en un circuito común de FSAE la variación se acercaría como mucho a los 20-25 mm, valores asumibles teniendo en cuenta que los resultados obtenidos para otros parámetros son los adecuados.

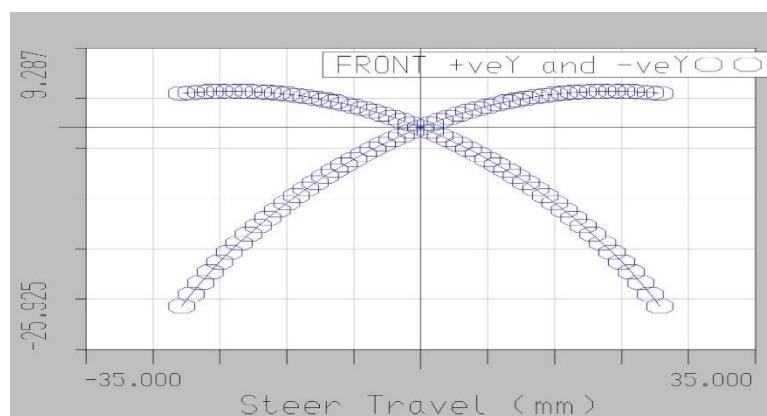


Figura 33 Valor del Halftrack Change en el giro

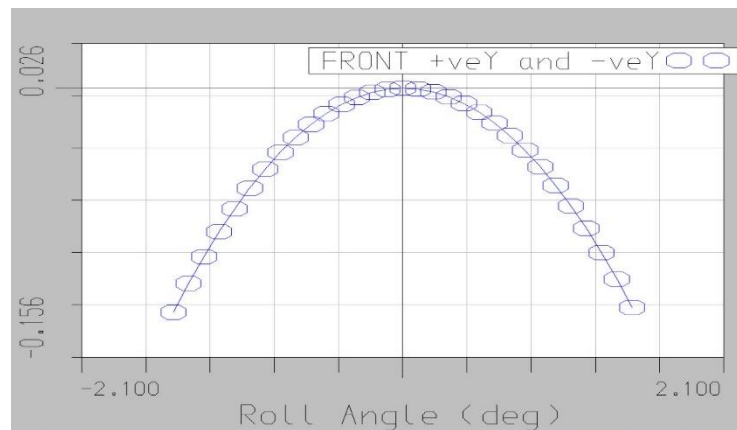


Figura 34 Valor del Halftrack Change en el bote y rebote

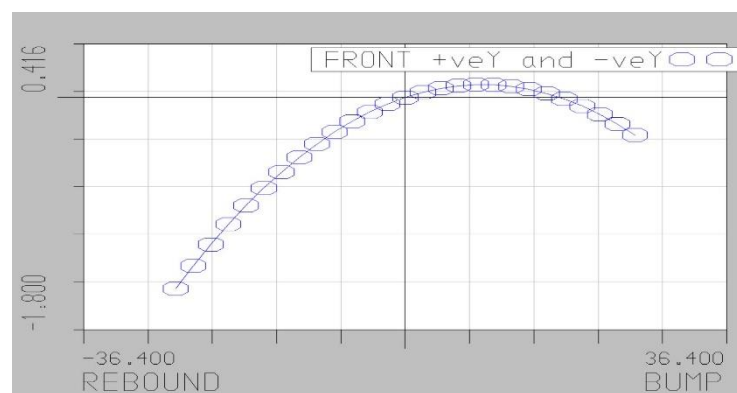


Figura 35 Valor del Halftrack Change en el balanceo

Como puede observarse, la variación en la longitud de la vía llega como máximo a los 2,2 mm en la situación de balanceo y a los 0,2 mm en el bote y rebote, por lo que los valores son satisfactorios y no hay signos de que se produzca scrub.

- Cambio en la Batalla (Wheelbase Change): a diferencia del cambio de vía, las consecuencias del cambio en la batalla no son tan críticas, aunque tampoco deseados. Por ello, y dado que su valor es mayor que la longitud de la vía, se pueden asumir variaciones mayores. Cuando el valor del cambio es elevado, puede ser consecuencia del Wheelpath, cambios en la longitud de la batalla cuando la rueda se mueve verticalmente, producido por un tamaño relativo y absoluto de los trapecios incorrecto. De todos modos, se evalúa el cambio en la situación de giro, que es la más crítica de todas en cuanto a cambios de longitudes, ya que para el bote-rebote y balanceo el valor del cambio de batalla tiende a 0.

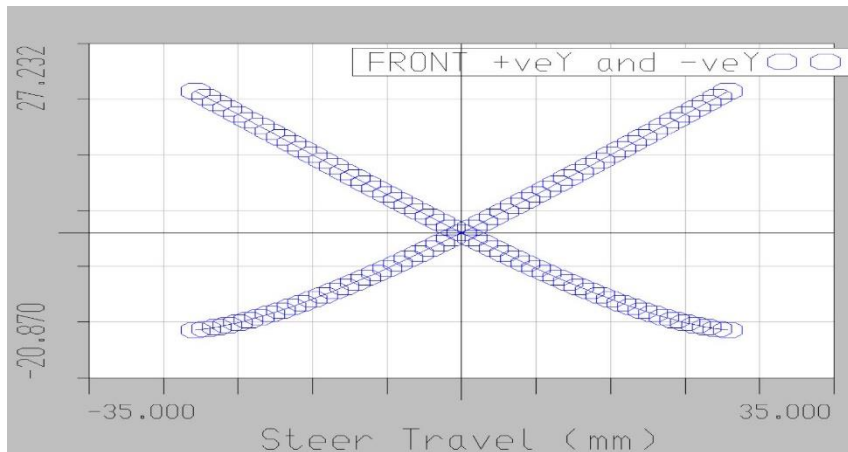


Figura 38 Valor del Wheelbase Change en el giro

La variación obtenida alcanza un máximo de 48 mm durante el giro máximo del monoplaza, con aproximadamente 20 mm menos en situaciones de giro comunes, por lo que la variación no afecta al rendimiento del monoplaza.

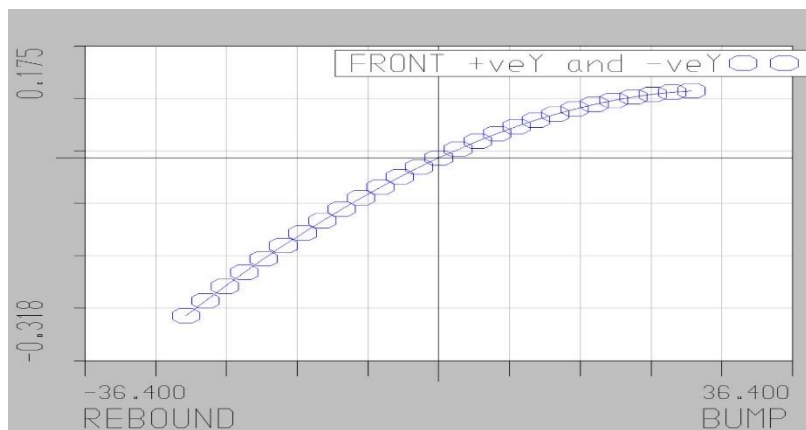


Figura 37 Valor del Wheelbase Change en el bote y rebote

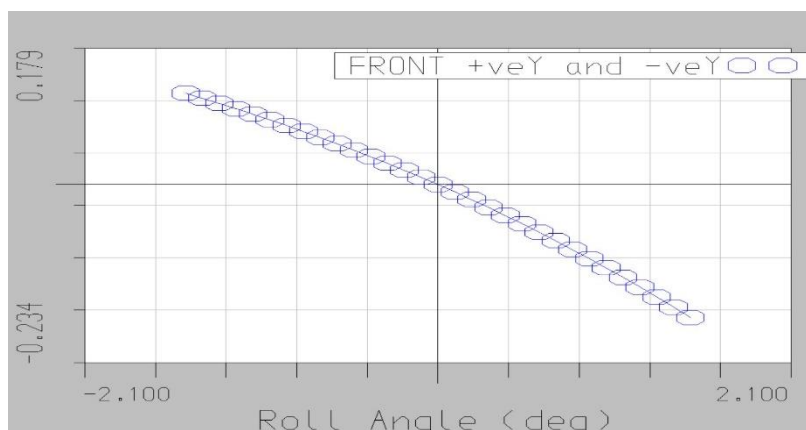


Figura 36 Valor del Wheelbase Change en el balanceo

Como puede observarse, la variación en la longitud de la batalla llega como máximo a los 0,3 mm en la situación de balanceo y a los 0,5 mm en el bote y

rebote, por lo que los valores son satisfactorios y no hay signos de que se produzca wheelpath.

- Ackerman: con valores positivos de ackerman, la rueda exterior se arrastra mucho en curvas abiertas, pero no en curvas cerradas de baja velocidad, convirtiendo esta configuración en adecuada para categorías donde no se alcancen grandes velocidades ni existan curvas de alta velocidad, como es la FSAE. Por ello, se buscan valores del 90-98 % de ackerman, por lo que la rueda interior girará mucho más que la exterior. Para evaluar sus valores, dado que sus efectos se ven con el giro del volante, basta con estudiar el caso del giro del monoplaza.

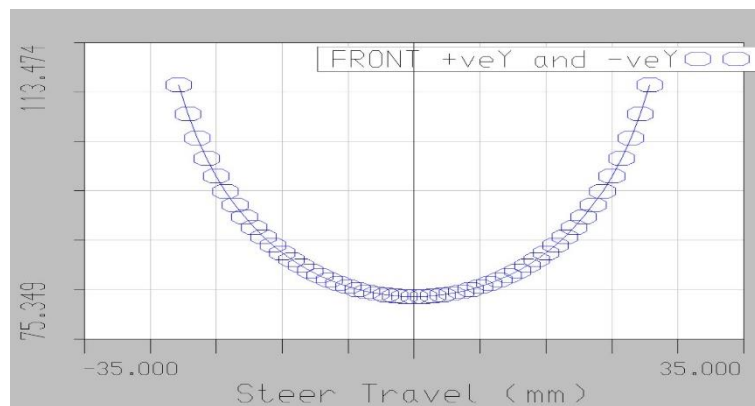


Figura 39 Valores de Ackerman, en %, en el giro

En giros muy abiertos, los valores de ackerman obtenidos son muy bajos, sin llegar al 80 %, pero, dado que los circuitos de FSAE cuentan con curvas de velocidad media y baja y no muy abiertas, la dirección trabaja prácticamente todo el tiempo con valores de ackerman superiores al 90 %, pudiendo sobrepasar el 100 % únicamente al llegar al límite de la dirección, situación que no se dará salvo que el circuito cuente con una horquilla muy cerrada y de velocidad muy baja.



- Altura del Centro de Balanceo (Roll Centre Height): con el fin de reducir la transferencia de peso geométrica y aumentar la elástica, se sitúa el centro de balanceo a una altura reducida, pero por encima del suelo, con el fin de que sean los elementos elásticos de la suspensión los que soporten en su mayoría la carga, en vez de los trapecios. Los valores de la altura dependen de las dimensiones generales del vehículo, por lo que, en un vehículo de este tipo, se busca que el centro de balanceo se sitúe solo ligeramente por encima del suelo.

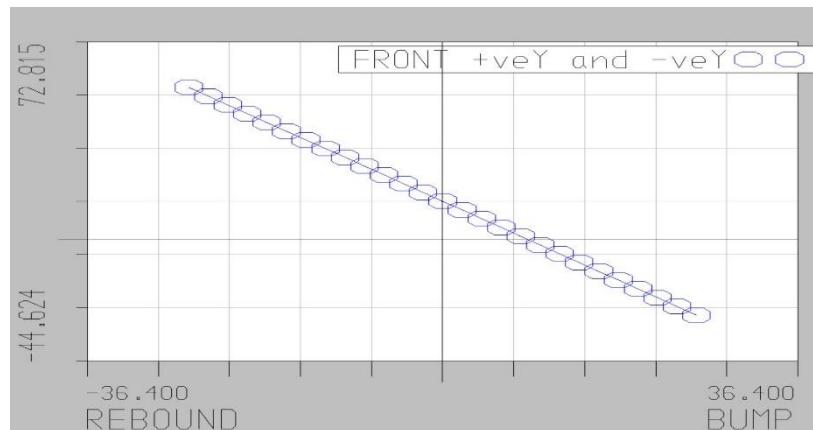


Figura 40 Valor de la altura del Centro de Balanceo en el bote y rebote

La altura del centro de balanceo del vehículo en reposo es de 15 mm, por lo que el valor inicial se adecúa a las características del vehículo. Este valor, varía en un rango de 117 mm en la situación de bote y rebote, pero es un valor aceptable teniendo en cuenta que cuando se den los cambios más bruscos el coche estará circulando en línea recta y, dado que en la compresión se alcanzan los valores negativos, los elementos que más sufrirían son los elásticos, por lo que no supondría la rotura o el fallo de los trapecios de la suspensión.

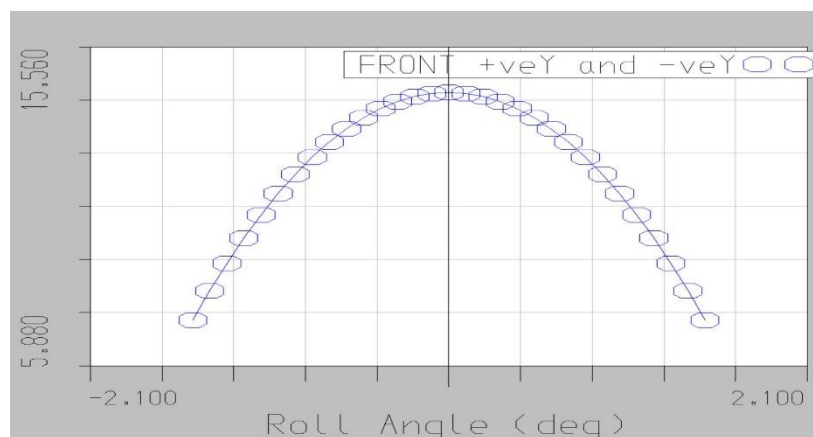


Figura 41 Valor de la altura del Centro de Balanceo en el balanceo

En la situación de balanceo, donde más se puede notar el cambio en la altura de este centro, la variación es de tan solo 10 mm, situándose siempre por encima del nivel del suelo y asegurando la transferencia de carga elástica. Este es el caso más importante, junto al de bote y rebote, ya que permite controlar la transferencia de carga en el paso por curva y el balanceo del monoplaza.

Por último, el giro del volante altera mínimamente la altura del centro de balanceo, manteniéndolo en 15 mm aproximadamente durante la mayor parte de un circuito de FSAE, aunque al llegar a los 17,5 mm de recorrido de la dirección aparece una anomalía que se prolonga durante cerca de 1 mm. Esta anomalía eleva bruscamente el centro de balanceo, superando los 1600 mm, para seguidamente bajar y situarse en casi 550 mm por debajo del suelo. Aunque las consecuencias de este suceso sean prácticamente nulas, debido a lo rápido que sucede y al movimiento continuo del volante, es consecuencia de la orientación de los puntos de anclaje de los trapecios en el chasis y la mangueta, que a su vez permite obtener unos valores favorables en el resto de parámetros, incluyendo la altura del centro de balanceo en el propio balanceo y el bote-rebote.

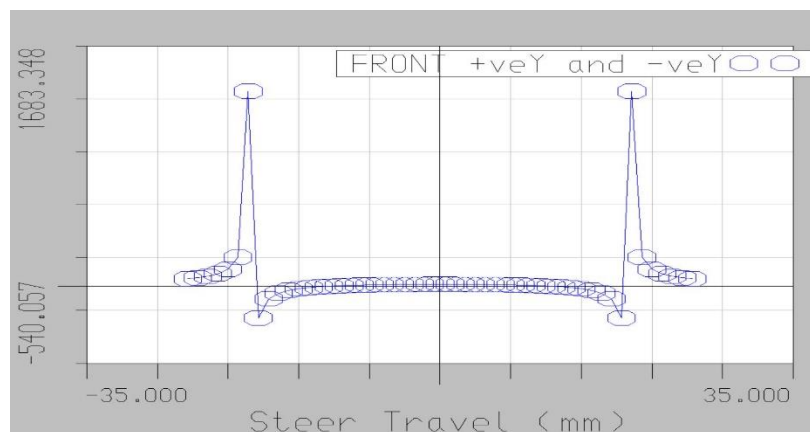


Figura 42 Valor de la altura del Centro de Balanceo en el giro

## 2. ANÁLISIS DINÁMICO

Una vez definida la geometría de la suspensión, el siguiente paso consiste en realizar varios análisis dinámicos, simulando situaciones reales de conducción, para poder estudiar las sollicitaciones del sistema, y diseñar los distintos elementos que lo componen en base a las mismas. Este tipo de análisis ha ido evolucionando con el paso de los años, pues la potencia de las herramientas de cálculo disponibles hoy en día permite evitar simplificaciones en los modelos de cálculo y considerar todo tipo de variables, las cuales incluyen desde estudios completos del comportamiento del neumático, hasta cálculos que consideran cualquier tipo de irregularidad en el pavimento.

### 2.1. Descripción de tareas y procedimientos

#### 2.1.1. Introducción

El objetivo principal de este análisis es el de obtener todas las cargas que afectarán a aquellos elementos de la suspensión que vayan a dimensionarse. Para ello, tal y como se muestra más adelante, se utilizará la herramienta informática Adams/Car, de la empresa MSC.

Para obtener las reacciones requeridas, se comienza estudiando las cargas verticales que soportará cada neumático, pues éstos son los elementos que están en contacto con el asfalto y transmitirán los esfuerzos al resto del vehículo. En el siguiente apartado, se muestran los esquemas de cálculo, con ciertas simplificaciones, requeridos para obtener las estas cargas, que se verán afectadas por las transferencias de carga longitudinal y transversal del vehículo durante su marcha.

#### 2.1.2. Consideraciones previas

En una situación real, las cargas que soporta cada neumático están variando continuamente, debido a varias causas como condiciones climatológicas, estado de la carretera, ... y que solo son asumibles mediante un cálculo computacional. Por ello, los esquemas de cálculo que se presentan a continuación muestran las cargas del neumático en una situación estacionaria, con suposiciones tales como una velocidad de giro constante o aceleración longitudinal constante en el instante de cálculo. Del mismo modo, también se considera que el vehículo está en estado estacionario, con todas sus variables en equilibrio.

Además, todos los datos correspondientes al vehículo (rango de balanceo, constantes elásticas...) son lineales y los parámetros dimensionales (vía, batalla, altura del centro de gravedad...) permanecen constantes. En el caso de calcular un vehículo susceptible de sufrir grandes variaciones en cualquiera de estos parámetros, sería necesario realizar varios esquemas de cálculo considerando las distintas posibilidades. Pero, para el vehículo que se está estudiando, y tal y como se ha demostrado en el análisis cinemático, las variaciones en la geometría son mínimas (objetivo que se persigue en vehículos destinados a competiciones en circuitos de asfalto).

Por otra parte, dado que se considera el comportamiento lineal de las distintas variables, es posible aplicar el principio de superposición. Este principio permite obtener las cargas totales en cada neumático como la suma de todos sus efectos estudiados de forma individual, por lo que se puede estudiar cada transferencia de carga de forma independiente y sumar todos los efectos al final.

Finalmente, los esquemas que se presentan a continuación asumen que el chasis del vehículo es rígido (objetivo que se persigue en el diseño de un chasis de competición), facilitando el control de la transferencia de carga transversal y, en consecuencia, el manejo del coche. Además, se evita introducir un elemento elástico más en los esquemas de cálculo. Por otra parte, un chasis flexible aumenta las variaciones en la geometría de la suspensión y puede ser propenso al fallo por fatiga, pues puede suavizar su comportamiento hasta el fallo.

### 2.1.3. Esquemas de cálculo

A continuación, se muestran las posibles situaciones de carga a las que se someterá el monoplaza, obteniendo como combinación de ellas la carga vertical total que soportará cada neumático:

- Carga estática por rueda ( $W_n$ ), debida al peso propio del vehículo, teniendo en cuenta la masa suspendida y la no suspendida del monoplaza, así como el reparto de pesos en el eje delantero y trasero (se recuerda que el eje trasero suele ser el que más peso soporta). Considerando el comportamiento simétrico del vehículo, las cargas estáticas por rueda son las siguientes:

$$W_T \times \beta \times \frac{1}{2} = W_n$$

*Ecuación 3 Carga estática por rueda*

Siendo  $W_T$  el peso total del vehículo,  $\beta$  la fracción del peso total que corresponde al eje cuya rueda se este estudiando y  $W_n$  la carga estática obtenida para cada rueda.

- Transferencia de carga longitudinal,  $\Delta W_X$ : cuando un vehículo está acelerando o decelerando, se desarrolla una reacción inercial similar (aplicada en el centro de

gravedad del vehículo) a la fuerza centrífuga en una curva, de valor  $WA_x$ , donde  $W$  es el peso total del vehículo y  $A_x$  es la aceleración longitudinal del vehículo en unidades "g", es decir, la aceleración longitudinal, medida en  $m/s^2$  entre el valor de la gravedad. Como consecuencia de esta fuerza se da una variación en las cargas que soporta cada neumático, de valor  $\Delta W_x$ .

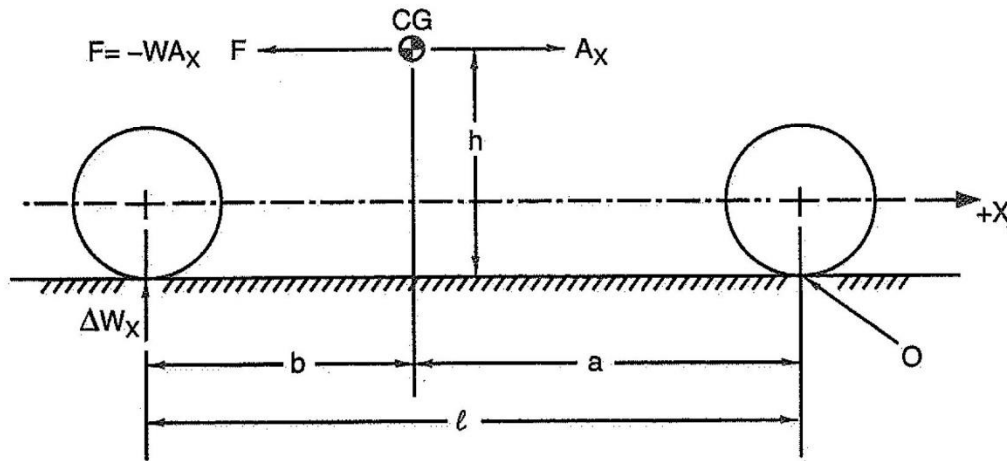


Figura 43 Transferencia de carga longitudinal. Fuente: Race Car Vehicle Dynamics

Tomando momentos respecto del punto O (punto de contacto entre el neumático delantero y el asfalto), se obtiene la relación entre la variación de la carga debido al movimiento longitudinal del vehículo y la fuerza del vehículo como consecuencia de su aceleración/deceleración:

$$\Delta W_x \times l = h \times W \times A_x$$

Ecuación 4 Valor de la transferencia de carga longitudinal

Una vez obtenido el valor de la transferencia de carga, si el vehículo está decelerando, el sentido de la aceleración será negativo, por lo que el valor de la transferencia se suma a la carga estática de los neumáticos delanteros y se resta al de los traseros. En el caso de una aceleración, el resultado es el inverso.

- Transferencia de carga transversal en los ejes delantero ( $\Delta W_F$ ) y trasero ( $\Delta W_R$ ): cuando el vehículo pasa por una curva, se produce una transferencia de carga desde las ruedas interiores hacia las exteriores, como consecuencia de tener un centro de gravedad situado por encima del suelo. Para poder realizar los cálculos, se considera el monoplaza como un sistema compuesto por 3 masas distintas: la masa suspendida (chasis y lo que se encuentre en su interior) y las masas no suspendidas delantera y trasera (ruedas, manguetas, frenos, la mitad de la masa de los trapecios...), tal y como se muestra en la siguiente figura:

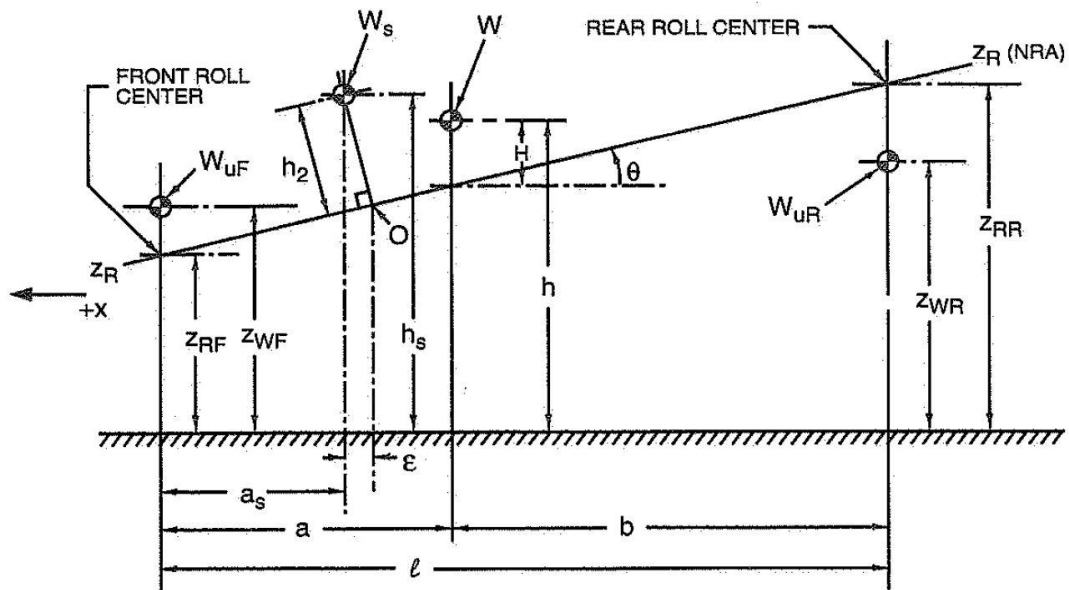


Figura 44 Geometría de la transferencia de carga transversal. Fuente: Race Car Vehicle Dynamics

Donde:

$NRA$  = eje de balanceo neutro, donde cualquier carga aplicada no produce balanceo de la masa suspendida

$W_{uF}$  = peso de la masa no suspendida delantera, a una altura  $z_{WF}$

$W_{uR}$  = peso de la masa no suspendida trasera, a una altura  $z_{WR}$

$W_s$  = peso de la masa suspendida, a una altura  $h_s$  y una distancia  $h_2$  en perpendicular al eje de balanceo neutro

$W$  = peso total del vehículo, a una altura  $h$  y una distancia vertical  $H$  al eje de balanceo neutro

$z_{RF}, z_{RR}$  = alturas de los centros de balanceo delantero y trasero, respectivamente

$\theta$  = inclinación del eje de balanceo neutro, en radianes

Como puede observarse, la aceleración lateral produce una fuerza cuyo valor es  $F_S = -W_S \times A_Y$  ( $A_Y$  es la aceleración transversal del vehículo en unidades "g"), la cual en una curva crea un momento respecto a O, cuya magnitud es:

$$M_S = -W_S \times h_2 \times (A_Y - \varphi)$$

*Ecuación 5 Momento consecuencia de la aceleración lateral*

Siendo  $\varphi$  el ángulo de balanceo del chasis.

Esta fuerza  $F_S$  puede descomponerse para los ejes delantero y trasero, en función de la masa suspendida que soporte cada uno. De este modo, el momento  $M_S$  que crearía sobre cada eje depende de las rigidices de balanceo de la parte delantera y trasera del monoplaza. Empleando únicamente la altura del centro de gravedad total del monoplaza y su altura sobre el eje de balanceo neutro, se

despeja a partir de  $M_S$  para obtener las transferencias de carga transversales sobre el eje delantero y trasero, respectivamente. Dicha variación de carga se sumará o restará a cada neumático en función del sentido de giro, sumándose a las ruedas exteriores y restándose a las interiores.

$$\frac{\Delta W_F}{A_Y} = \frac{W}{t_F} \times \left[ \frac{HK_F}{K_F + K_R} + \frac{b}{l} \times z_{RF} \right]$$

$$\frac{\Delta W_R}{A_Y} = \frac{W}{t_R} \times \left[ \frac{HK_R}{K_F + K_R} + \frac{a}{l} \times z_{RR} \right]$$

*Ecuación 6 Valores de la transferencia de carga transversal en los ejes delantero y trasero*

Donde:

$\Delta W_F$  = peso de la masa no suspendida delantera, a una altura  $z_{WF}$

$\Delta W_R$  = peso de la masa no suspendida trasera, a una altura  $z_{WR}$

$t_F$  = longitud de la vía del eje delantero

$t_R$  = longitud de la vía del eje trasero

$K_F$  = coeficiente de rigidez frente al balanceo en el eje delantero

$K_R$  = coeficiente de rigidez frente al balanceo en el eje trasero

Estos dos coeficientes dependen de la rigidez frente al balanceo del neumático, de la estabilizadora y del resto de la rueda (considerándola como un muelle, en función de su frecuencia y el peso que soporta).

- Cargas aerodinámicas: estas cargas afectan a los esfuerzos sobre los neumáticos a través de los momentos de balanceo (que tiende a inclinar el coche respecto a su eje longitudinal) y “pitch” (que lo inclina respecto a su eje transversal), y a través del levantamiento del vehículo. Aunque en competición el “pitch” y levantamiento se combinan para poder calcular sus efectos de forma separada en los ejes delantero y trasero.

El momento de balanceo se obtiene de la siguiente forma (posteriormente se reparte entre los ejes delantero y trasero en función del coeficiente de rigidez frente al balanceo):

$$RM = C_{RM} \times q \times A \times l$$

*Ecuación 7 Momento de balanceo*

Donde:

$C_{RM}$ : coeficiente del momento de balanceo

$q$ : presión dinámica

$A$ : área frontal de referencia (área en el que se producen variaciones de presiones)

$l$ : batalla del vehículo

Por otra parte, el efecto combinado del levantamiento y momento de "pitch" es el siguiente:

$$\text{Eje delantero: } LF = C_{LF} \times q \times A$$

$$\text{Eje trasero: } LR = C_{LR} \times q \times A$$

*Ecuación 8 Efecto del levantamiento y momento de "pitch" en cada eje*

Donde:

$C_{LF}$ : coeficiente de levantamiento delantero

$C_{LR}$ : coeficiente de levantamiento trasero

Ambos coeficientes dependen del momento de pitch.

Conocido el valor de  $LF$  y  $LR$ , el cambio en la carga de cada rueda de un eje es igual a la mitad del valor negativo del resultado obtenido, pues el efecto del levantamiento es, precisamente el de despegar los neumáticos del suelo.

Finalmente, una vez obtenidos todos los valores consecuencia de las acciones aerodinámicas que afectan a la carga de los neumáticos, el valor de dicha variación será:

$$\text{Neumáticos delanteros: } \Delta W_{AF} = -\frac{LF}{2} \pm \frac{K_F}{K_F + K_R} \times \left(\frac{RM}{t_F}\right)$$

$$\text{Neumáticos traseros: } \Delta W_{AR} = -\frac{LR}{2} \pm \frac{K_R}{K_F + K_R} \times \left(\frac{RM}{t_R}\right)$$

*Ecuación 9 Cargas aerodinámicas totales sobre cada neumático*

Siendo el segundo término positivo para las ruedas exteriores y negativo para las interiores, según el sentido de giro.

Por lo tanto, para calcular la carga sobre cada neumático, es necesario obtener la carga estática que soportará cada uno de ellos y después añadir los posibles efectos consecuencia de cargas aerodinámicas o transferencias de masa. Conocidas estas cargas, se podrían ir calculando las reacciones en los distintos elementos que componen el monoplaza.



#### 2.1.4. Adams y Adams/Car

El software de la empresa MSC Adams (Automated Dynamic Analysis of Mechanical Systems) es un programa CAE (Computer Aided Engineering) especializado en cálculos dinámicos de sistemas compuestos por varios cuerpos, unidos entre si con distintas restricciones. De este modo, esta herramienta permite estudiar y conocer el comportamiento dinámico de complejos sistemas multi-cuerpo a partir de un modelo validado, sin necesidad esperar a fases avanzadas en diseños ni tener que recurrir directamente a ensayos de prototipos, con lo que contribuye a la reducción de tiempo y costes en el desarrollo de proyectos.

Como el resto de programas CAE, Adams puede dividirse en preprocesador, procesador y postprocesador, siendo estos dos últimos pasos tarea de Adams Solver y Adams Postprocessor, respectivamente, para cualquier tipo de análisis. En el caso del preprocesador, el software cuenta con un módulo general, Adams View, para modelizar cualquier tipo de sistema, mientras que también permite el modelado de sistemas más complejos y específicos a través de los siguientes módulos:

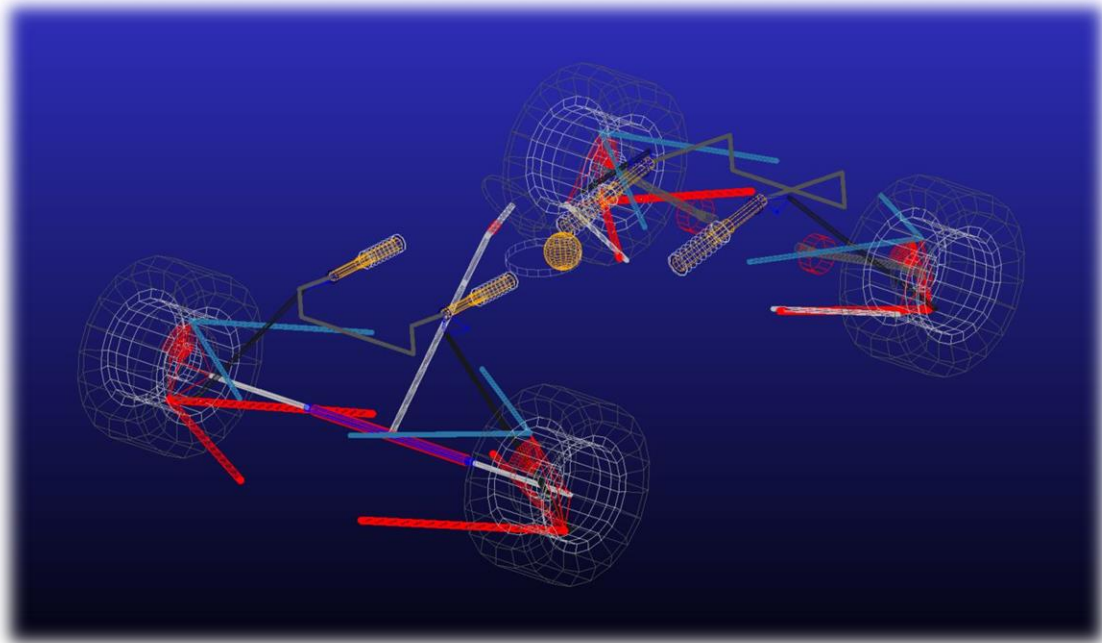
- Flexible Multibody Systems: análisis de mecanismos mediante el uso de elementos finitos.
- Adams MaxFlex: para la realización de análisis no lineales por elementos finitos.
- Adams Machinery: análisis de mecanismos de accionamiento, incluyendo engranajes, cadenas, correas, rodamientos, poleas, motores o bielas.
- Adams Car: análisis de vehículos, sometiéndolos a pruebas reales.

En este caso, el módulo empleado es Adams Car, ya que además está optimizado para el diseño y testeo de suspensiones bajo distintas condiciones. En cuanto a su funcionamiento, se pueden construir modelos que engloben a un vehículo en su totalidad, o únicamente su suspensión. Estos modelos (denominados Assemblies) están compuestos por diferentes subsistemas del vehículo (Subsystems): suspensión delantera, trasera, neumáticos delanteros, traseros, chasis, transmisión, dirección, sistema de frenado y otros que se considere oportuno añadir, como estabilizadoras. Cada uno de estos subsistemas se crea a partir de una plantilla (Template), donde además se definen los comunicadores que permitirán trabajar a todos los subsistemas juntos una vez ensamblado el Assembly. Una vez se valida el modelo, el software permite la simulación de distintas situaciones bajo distintas condiciones, como un test de frenado en un pavimento bacheado, o el salto de un vehículo que pasa a gran velocidad por un badén. Tras realizar cada análisis el postprocesador permite graficar los resultados obtenidos, incluyendo aceleraciones, velocidades, momentos y reacciones.

## 2.2. Cálculos y descripción de los resultados

### 2.2.1. Parámetros iniciales y modelo utilizado

Dado que en este proyecto sólo se dimensiona la suspensión delantera de un Formula SAE, se emplea uno de los modelos facilitados por Adams, en el que se han efectuado los cambios correspondientes para poder adaptarlo al diseño aquí presentado. Dicho modelo está basado en un monoplaza del año 2012, el cual cuenta con todos los elementos necesarios para modificarlo y realizar simulaciones (curvas de amortiguadores, muelles y neumáticos, y todas las plantillas y subsistemas necesarios).



*Figura 45 Modelo base empleado*

Cabe destacar, que sólo se modifican aquellos subsistemas y plantillas que estén influenciados por el diseño propuesto (pues no se está realizando un diseño en base a un coche real que vaya a fabricarse), por lo que los valores de los esfuerzos finalmente obtenidos pueden no ser del todo realistas y sin embargo ser correctos, pues se validará el modelo empleado considerando varios subsistemas cuyas características quedan fuera del alcance de este proyecto, y que sin embargo también pueden afectar al diseño inicial de la suspensión.

A continuación, se muestran los subsistemas que componen en el ensamblaje del modelo del tutorial, antes de especificar cuáles de ellos sufrirán variaciones:

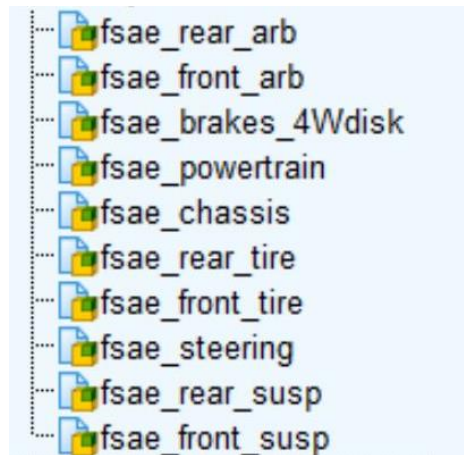


Figura 46 Subsistemas empleados en el modelo base

Los subsistemas que permanecerán sin cambios son la estabilizadora trasera y la transmisión, mientras que el resto de subsistemas sufrirán pequeñas modificaciones, salvo la suspensión delantera y la estabilizadora delantera (la cual se eliminará y será introducida como Roll Damper junto al resto de la suspensión delantera). De este modo, las modificaciones que se han llevado a cabo para cumplir con las especificaciones iniciales ya expuestas en el análisis cinemático son las siguientes:

- Sistema de frenos: se sustituyen los parámetros de los frenos originales por otros, correspondientes a sistemas de frenado actuales y utilizados en este tipo de vehículos. Los datos se han obtenido de las pinzas de freno de AP Racing CP4227-2S0. Dichos parámetros son el diámetro efectivo de los pistones de la pinza y el área de los mismos.



	real value
pvs front brake bias	0.5
pvs front brake mu	0.5
pvs front effective piston radius	86.95
pvs front piston area	2020.0
pvs front rotor hub wheel offset	26.5
pvs front rotor hub width	40.0
pvs front rotor width	15.0
pvs max brake value	100.0
pvs rear brake mu	0.5
pvs rear effective piston radius	86.95
pvs rear piston area	2020.0
pvs rear rotor hub wheel offset	26.5
pvs rear rotor hub width	40.0
pvs rear rotor width	10.0

Figura 47 Parámetros del sistema de frenado. Fuente: AP Racing

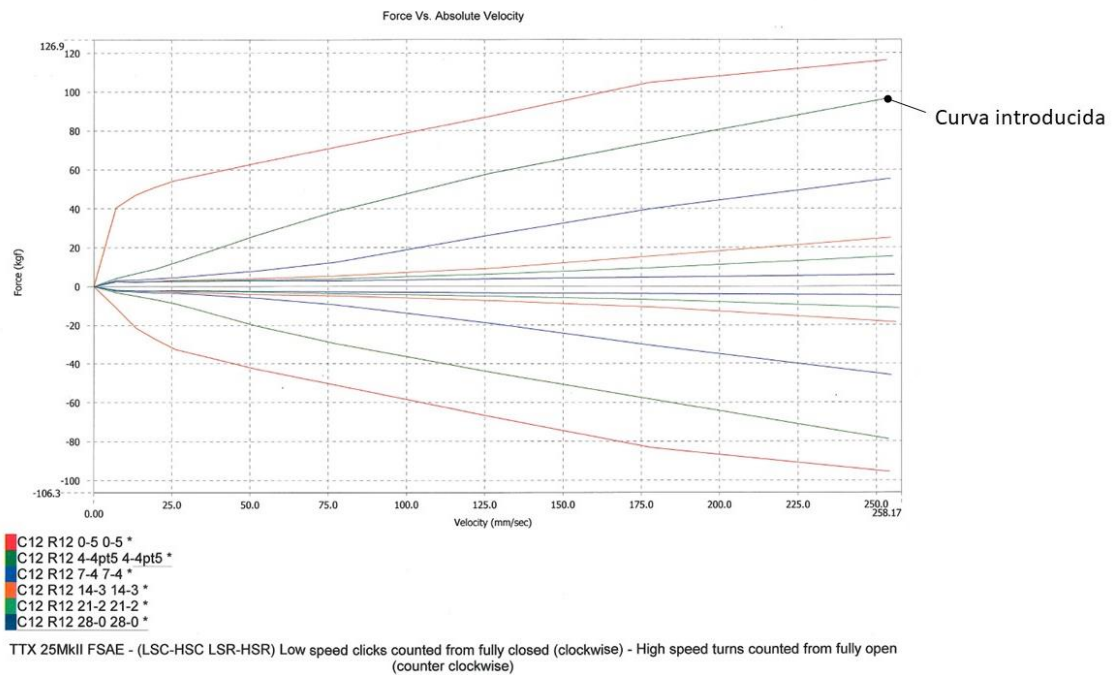
- Chasis: se modifica el valor de la masa suspendida y se emplea el mismo valor que en el análisis anterior, 300 kg. Además, se cambia la posición del centro de gravedad del monoplaza para situarlo a la altura requerida (270 mm).
- Neumáticos delanteros y traseros: el modelo utiliza el mismo compuesto en ambos ejes del monoplaza. Para modificarlos, simplemente se sustituye el

archivo con todos los coeficientes que determinan el comportamiento del neumático, según el modelo de Pacejka. Este cambio ha sido necesario porque el modelo de neumáticos empleado en el modelo base del coche completo carece de varios de los coeficientes necesarios para obtener resultados coherentes. Por ello, se utilizan los datos del neumático Hoosier 43161 (diseñado para monoplazas), cuyas dimensiones no coinciden con las del diseño inicialmente propuesto, por lo que se han modificado sin alterar el resto de parámetros para poder utilizarlos en llantas de 10 pulgadas.



Figura 48 Neumático Hoosier. Fuente: Hoosier

- Suspensión trasera: se han modificado sus puntos de anclaje para poder cumplir con los requisitos establecidos de batalla (1530 mm) y vía (1220 mm), además de cambiar los amortiguadores y muelles helicoidales, empleando un muelle de rigidez 50 N/mm y los amortiguadores específicamente diseñados para Formula Student de Öhlins TTX25 MkII (de 200 mm de longitud), cuya rigidez es la siguiente en la configuración predeterminada:



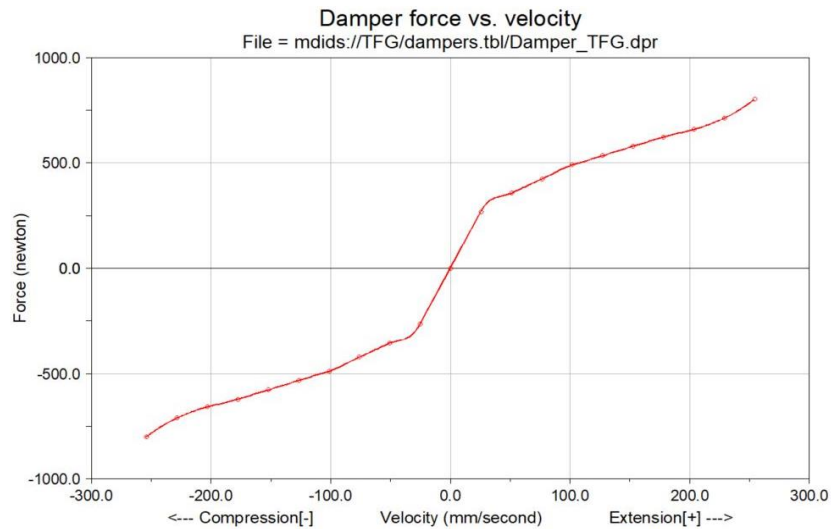


Figura 49 Rigidez del amortiguador en función de su velocidad, en el catálogo de Öhlins (página anterior) y en Adams Car (arriba)

- Dirección: se han modificado los puntos de anclaje de la cremallera y tie rod, para poder satisfacer la geometría diseñada.
- Suspensión delantera: se han modificado todos los puntos, de acuerdo al diseño inicial, además de emplear los mismos muelles (aunque serán sustituidos en el diseño final por barras de torsión del mismo efecto) y amortiguadores que en la suspensión trasera. Por otra parte, se ha modificado la geometría de los rockers para poder introducir el Roll Damper, que cumplirá la función de la estabilizadora.

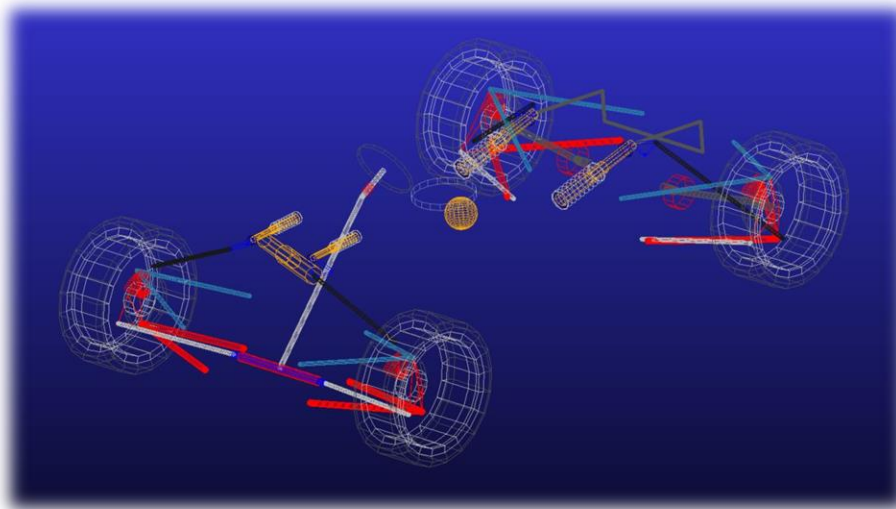


Figura 50 Modelo final empleado

### 2.2.2. Verificación del modelo

Para verificar la validez del modelo empleado, se lleva a cabo la simulación de una frenada cualquiera en Adams Car, para poder comparar los resultados obtenidos de las cargas en los neumáticos con los obtenidos de forma manual. El modelo que se simula no cuenta con el Roll Damper, ya que la trayectoria del vehículo será recta. Los parámetros del ensayo son los siguientes:

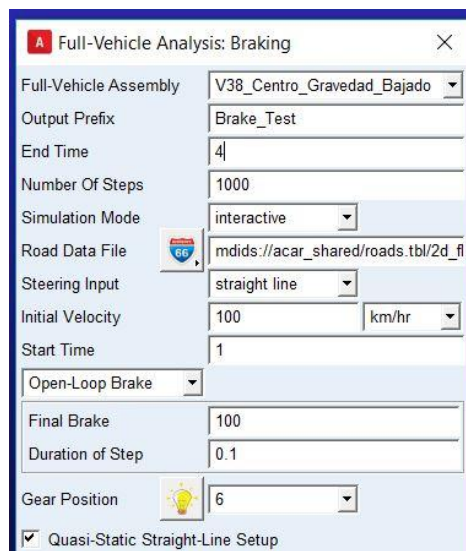


Figura 51 Parámetros del ensayo para validar el modelo

Como puede observarse, la duración de la simulación es de 4 segundos, con el monoplaza frenando a partir del primer segundo, tardando el piloto 0,1 segundos en pisar a fondo el pedal. La velocidad inicial del vehículo es de 100 km/h y frenará hasta pararse.

Los resultados obtenidos son los siguientes, para cualquiera de los neumáticos delanteros: carga inicial de 769,4 N, que aumentan hasta los 984,04 N con la transferencia de carga longitudinal, tal y como puede observarse en el siguiente gráfico:

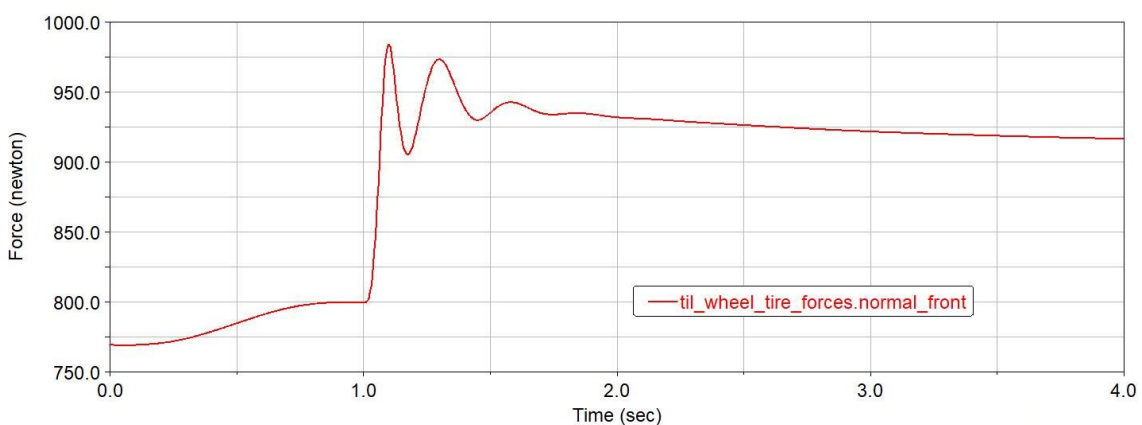


Figura 52 Cargas normales en el neumático durante la frenada



Empleando las ecuaciones 3 y 4 mostradas en el apartado “2.1.3 Esquemas de cálculo”, se obtienen los siguientes valores:

- Carga estática:  $W_n = 791,35 \text{ N}$
- Transferencia de carga longitudinal:  $\Delta W_x = 68,01 \text{ N}$

Por lo que la carga normal total sobre cada neumático delantero en este ensayo es de 859,56 N, lo que significa que el error en los valores obtenidos aumenta con las transferencias de carga. Este error es hasta cierto punto esperado, pues las fórmulas empleadas manualmente contienen varias simplificaciones que Adams no tiene porque considerar, obteniendo valores de cargas más precisos. Por lo tanto, la variación, medida en porcentajes, obtenida entre los resultados de ambos métodos es la siguiente:

- Carga estática: 2,85 %
- Carga con la frenada: 14,4 %

Dado que el error está dentro de los límites admisibles, sin una variación que supere el 15 %, el modelo queda validado y preparado para obtener resultados fiables.

### 2.2.3. Simulaciones y resultados obtenidos

Para poder dimensionar los elementos de la suspensión en base a las posibles sollicitaciones que pueda sufrir el vehículo durante un evento de FSAE, será necesario analizar las siguientes 4 situaciones, en las que se tendrán en cuenta las reacciones en el tie rod, push rod, trapecios inferior y superior, y rocker (este último en 2 puntos, el anclaje con el amortiguador y con el push rod). En las simulaciones de frenada en línea recta no se utiliza el Roll Damper y los resultados mostrados son del lado izquierdo del monoplaza (el comportamiento es simétrico salvo en el Skidpad):

- Tilt: se trata de una prueba de verificación de la estabilidad del vehículo frente al vuelco. Para ello, se inclina el monoplaza 60°, simulando una aceleración lateral de 1,7 G. Aunque esta simulación pueda hacerse en Adams, el cálculo también se puede hacer de forma manual, estudiando la aceleración lateral máxima que puede soportar el vehículo sin volcar (para un asfalto sin pendientes):

$$\frac{a_{yv}}{g} = \frac{\frac{A_v}{2} + h_s \times \text{sen}(-\theta)}{h \times \text{cos}(-\theta)}$$

*Ecuación 10 Aceleración máxima de vuelco*

Donde:

$\frac{a_{yv}}{g}$  es la aceleración máxima de vuelco medida en G

$A_v$  es el valor de la vía del monoplaza (1220 mm)

$h_s$  es la altura del centro de gravedad de la masa suspendida (270 mm)

$h$  es la altura del centro de gravedad de toda la masa (264,8 mm)

$\theta$  es el ángulo de balanceo del monoplaza (1,5°)

Resolviendo, se obtiene una aceleración máxima de 2,28 G, por lo que con este diseño no hay peligro de vuelco en el tilt.

- Test de frenada: el monoplaza debe superar un test de frenada antes de poder participar en las pruebas dinámicas puntuables, por lo que se lleva a cabo una simulación con una deceleración de 2 G, una velocidad inicial de 100 km/h, un reparto de frenada con el 80 % en el eje delantero (para estudiar un caso aún más crítico) y un intervalo de 0,1 segundos desde que se empieza a pisar el freno hasta que el vehículo frena al 100 % de su capacidad.

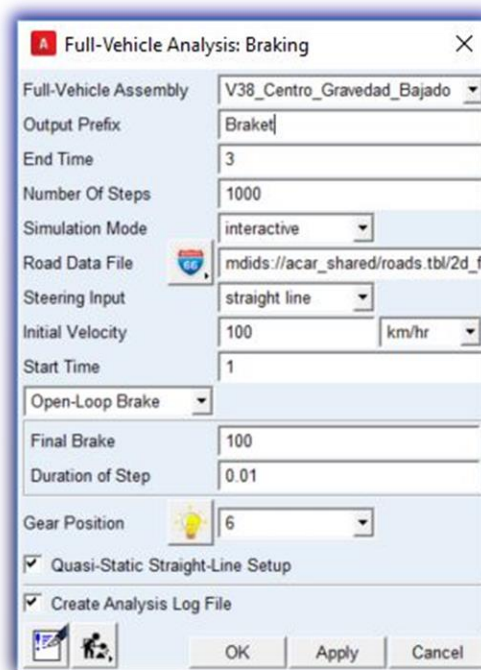


Figura 53 Parámetros del test de frenada

Y los resultados obtenidos son:



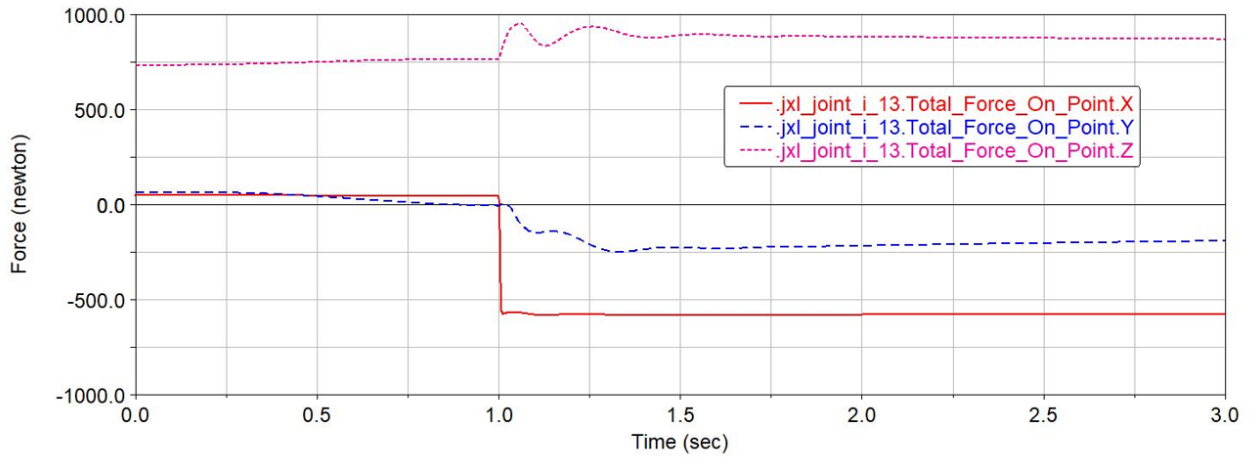


Figura 55 Cargas del test de frenada en el trapecio superior

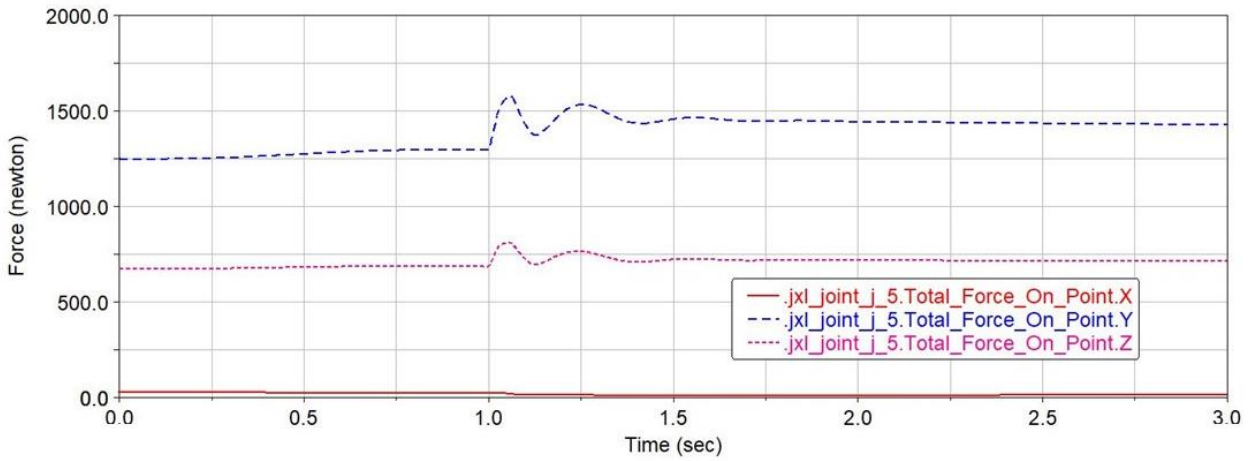


Figura 54 Cargas del test de frenada en el tie rod

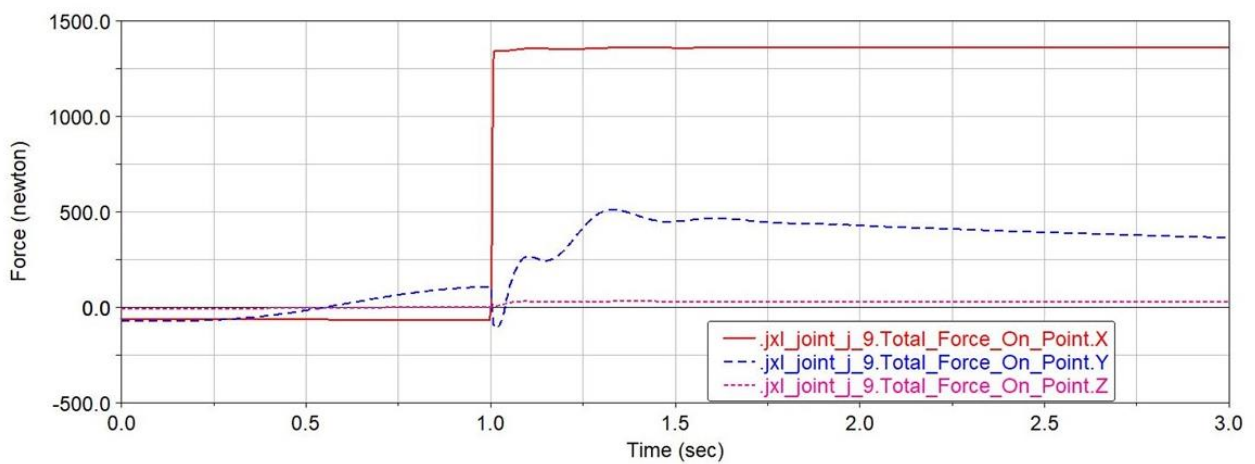


Figura 56 Cargas del test de frenada en el trapecio inferior

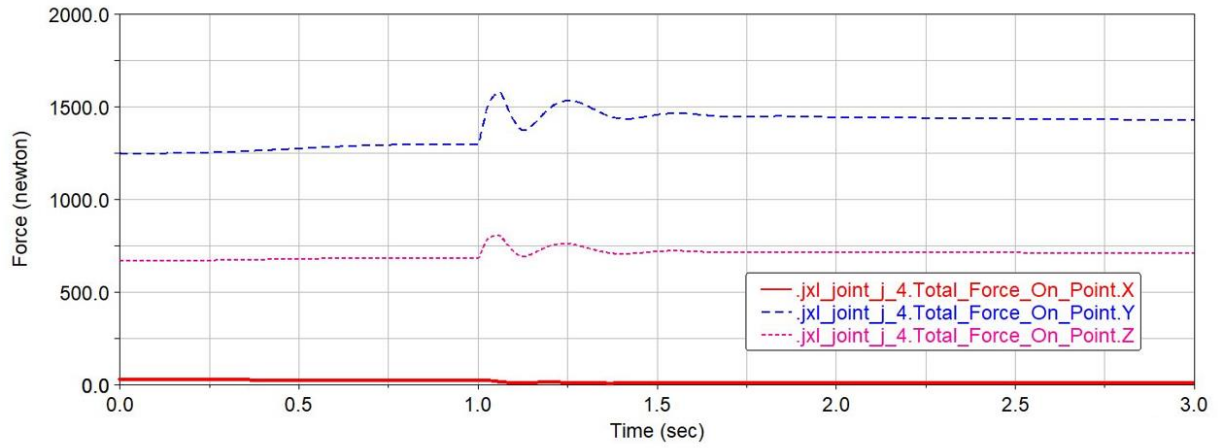


Figura 57 Cargas del test de frenada en la unión rocker-push rod

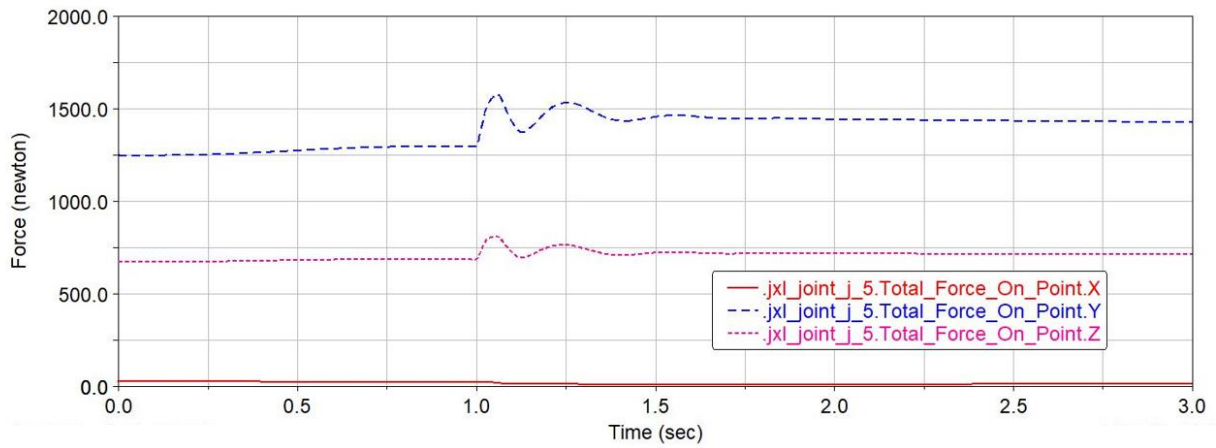


Figura 58 Cargas del test de frenada en el push rod

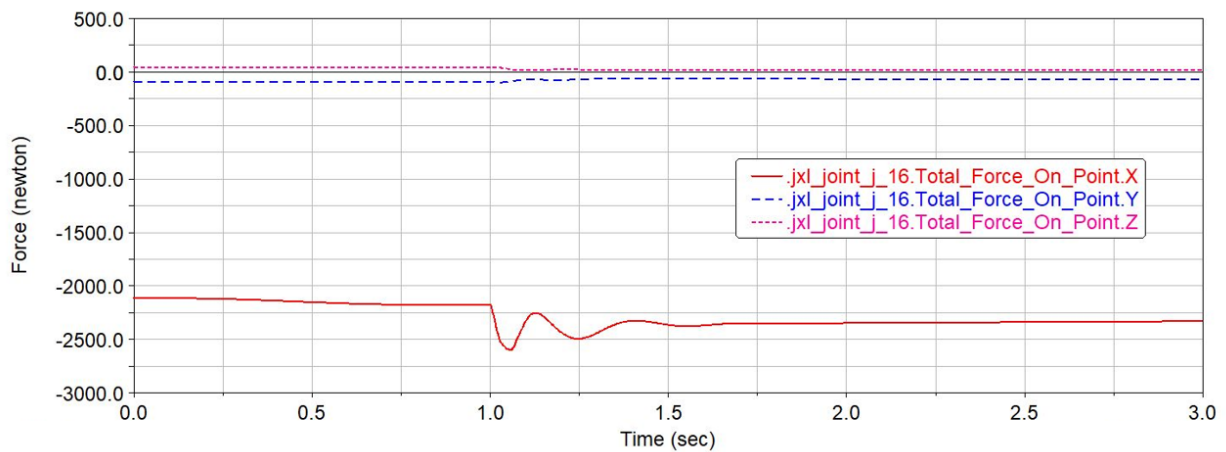


Figura 59 Cargas del test de frenada en la unión rocker-amortiguador

- Frenadas en circuito: tras revisar algunos de los trazados empleados para las pruebas de Autocross y Endurance de la FSAE, se puede afirmar que cada circuito cuenta con 2 frenadas bruscas, 4 frenadas en las que la velocidad se reduce de forma moderada, y otras 4 frenadas en las que la deceleración es pequeña. Como ejemplo, se muestra el trazado empleado durante el evento de Formula Student organizado en Silverstone, en el año 2015. Las líneas azules representan frenadas bruscas, las blancas moderadas, y las verdes ligeras:



Figura 60 Circuito empleado en el evento FSAE de Silverstone en 2015. Fuente: Formula Student

Para las frenadas bruscas, se emplean los siguientes parámetros: velocidad inicial de 105 km/h, frenada durante 1,5 segundos y 0,1 segundos para pisar el freno hasta su tope, simulando una deceleración de 1,7 G:

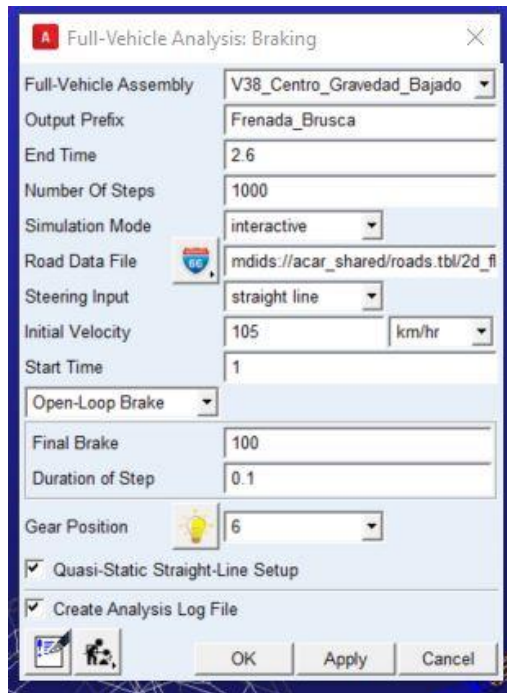


Figura 61 Parámetros empleados para las frenadas bruscas

Y se obtienen las siguientes reacciones en cada elemento:

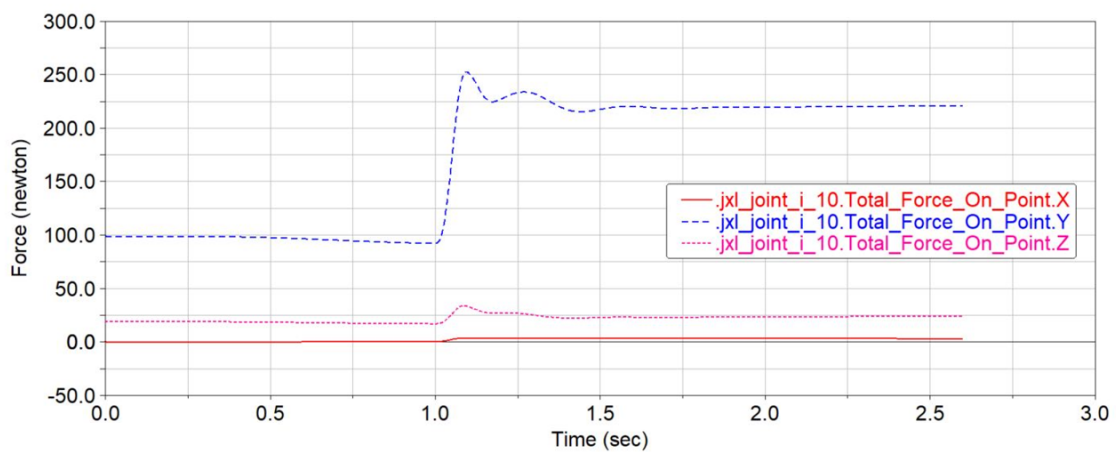


Figura 62 Cargas de la frenada brusca en el tie rod

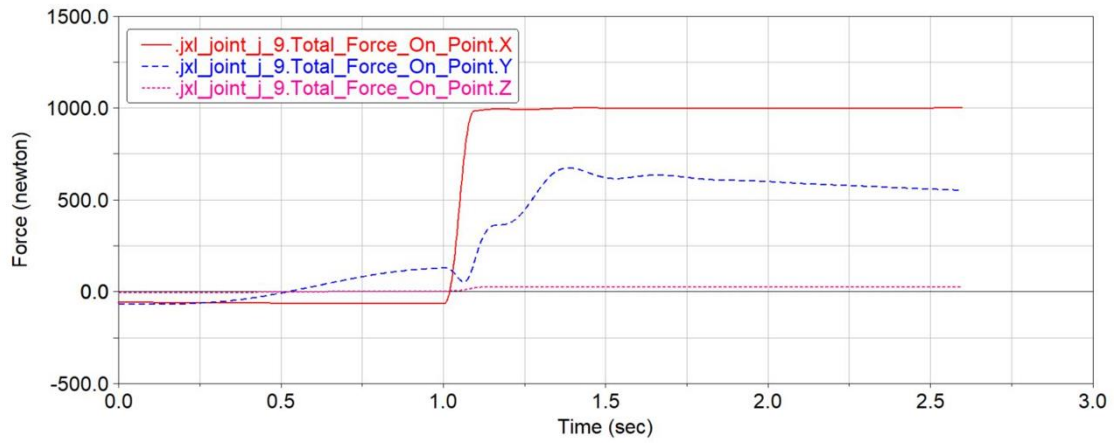


Figura 63 Cargas de la frenada brusca en el trapecio inferior

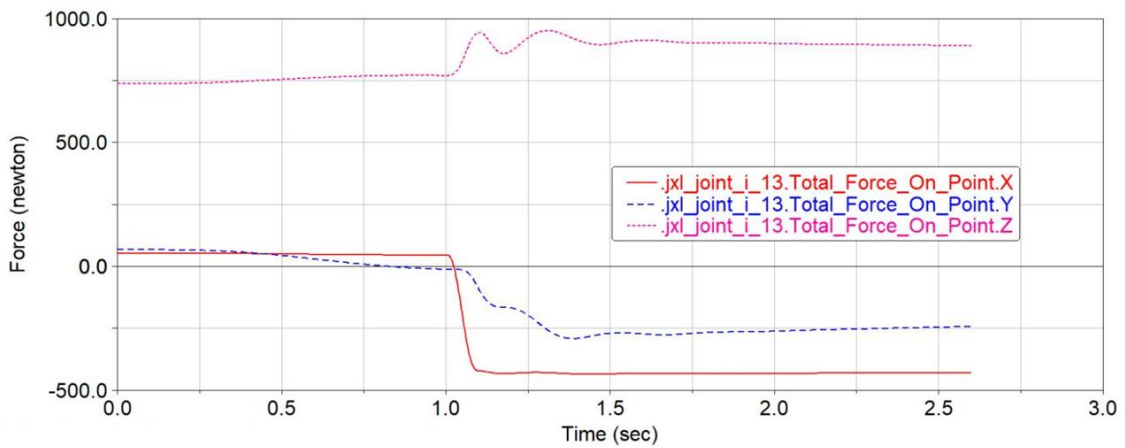


Figura 64 Cargas de la frenada brusca en el trapecio superior

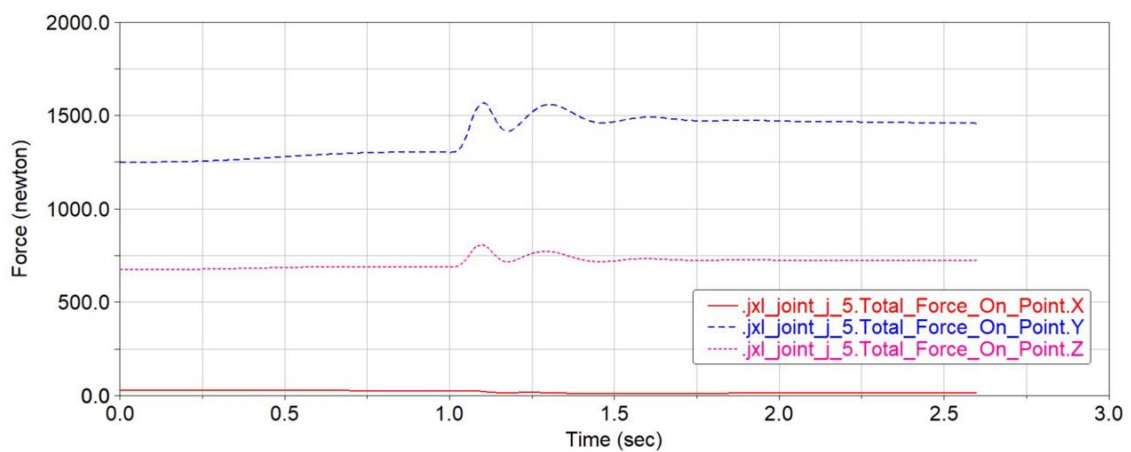


Figura 65 Cargas de la frenada brusca en el push rod



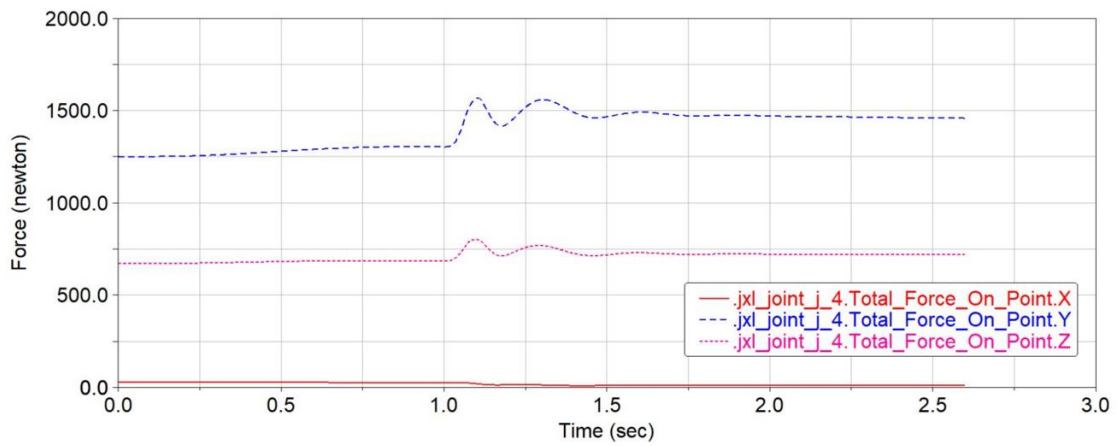


Figura 66 Cargas de la frenada brusca en la unión rocker-push rod

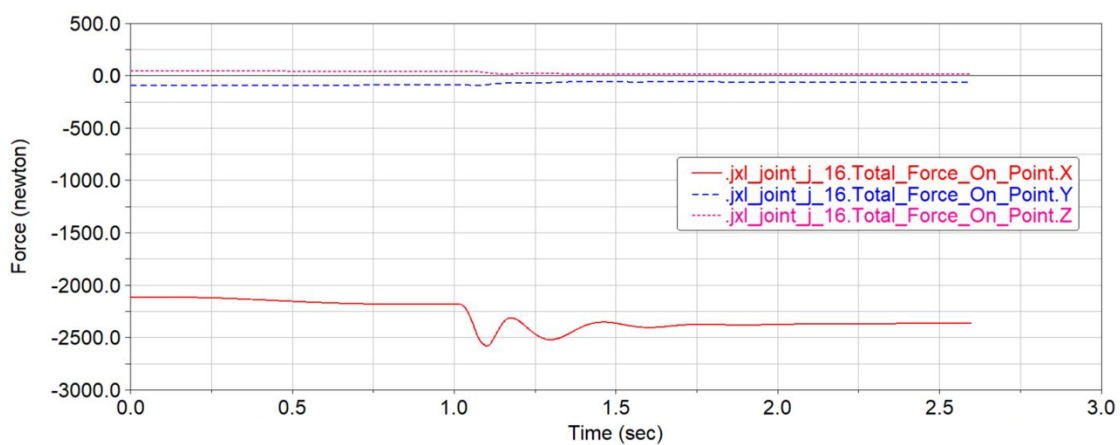


Figura 67 Cargas de la frenada brusca en la unión rocker-amortiguador

Para las frenadas moderadas, se emplean los siguientes parámetros: velocidad inicial de 70 km/h, frenada durante 1 segundo y 0,1 segundos para pisar el freno hasta su tope, simulando una deceleración de 1,34 G:

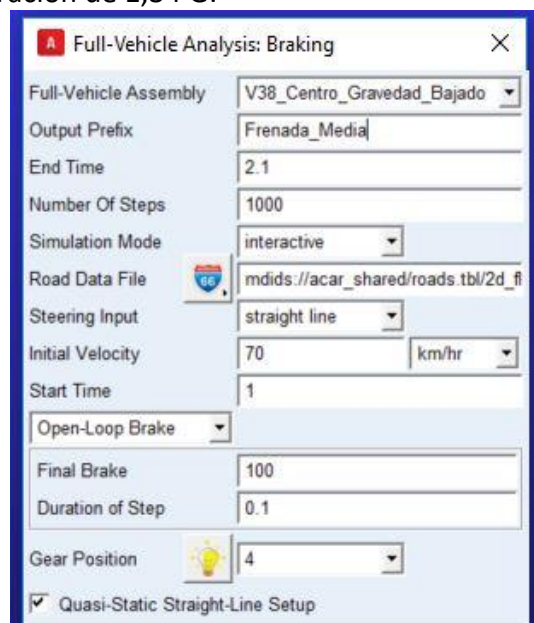


Figura 68 Parámetros empleados para las frenadas moderadas

Y se obtienen las siguientes reacciones en cada elemento:

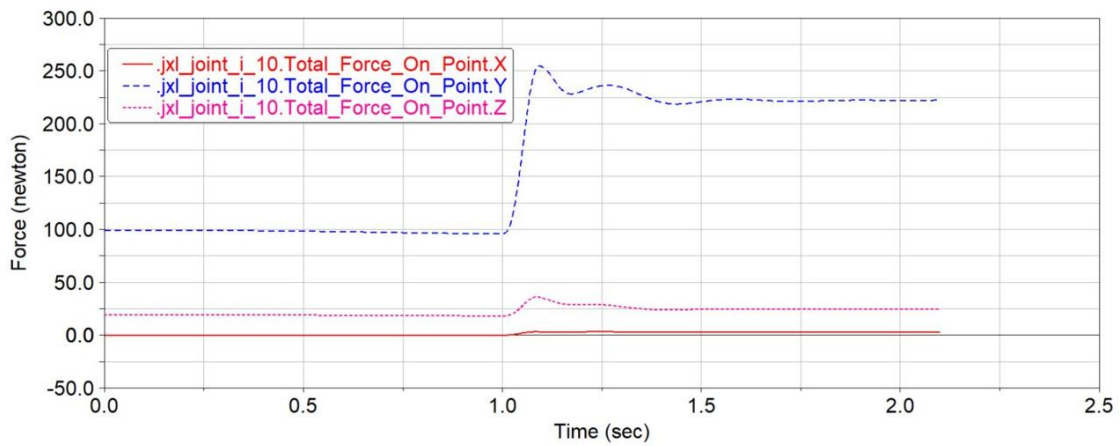


Figura 69 Cargas de la frenada moderada en el tie rod

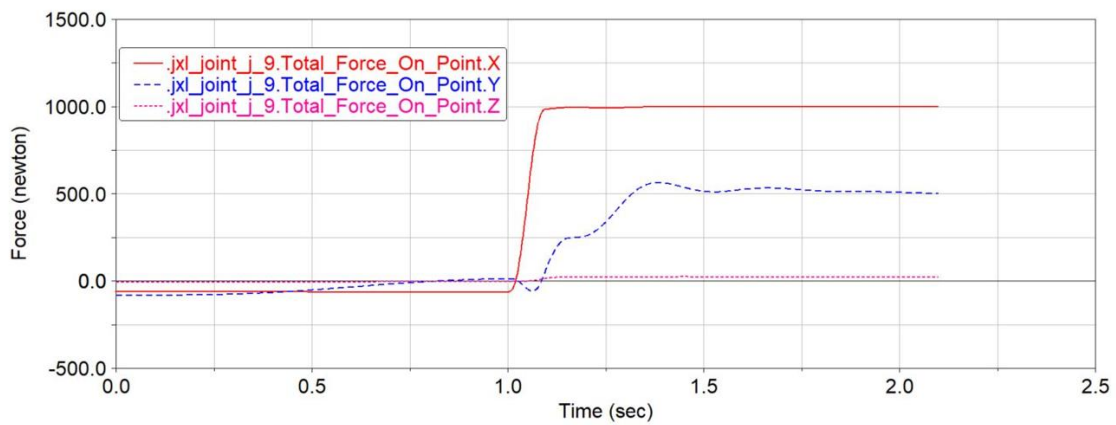


Figura 70 Cargas de la frenada moderada en el trapecio inferior

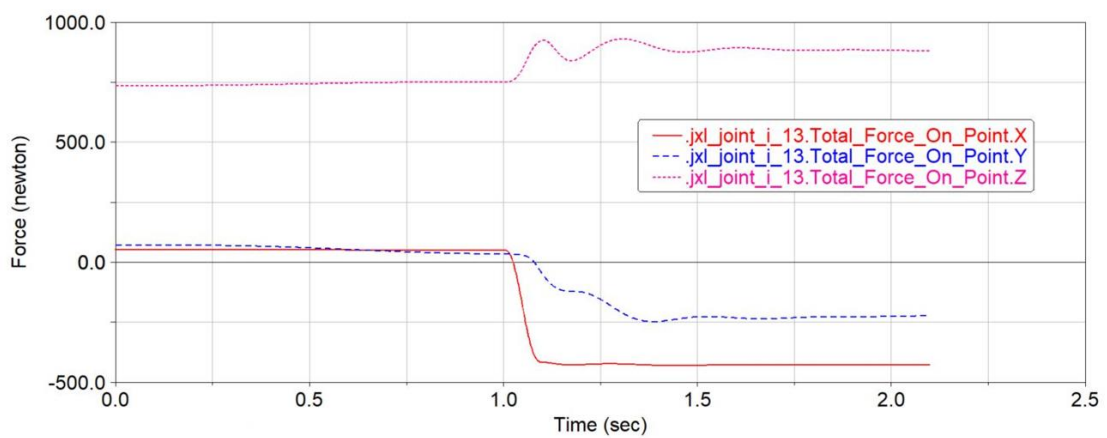


Figura 71 Cargas de la frenada moderada en el trapecio superior

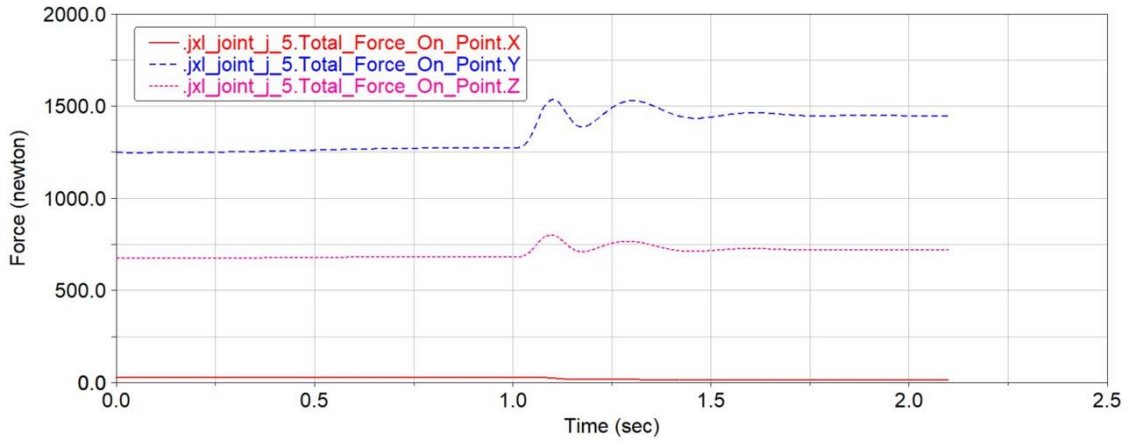


Figura 72 Cargas de la frenada moderada en el push rod

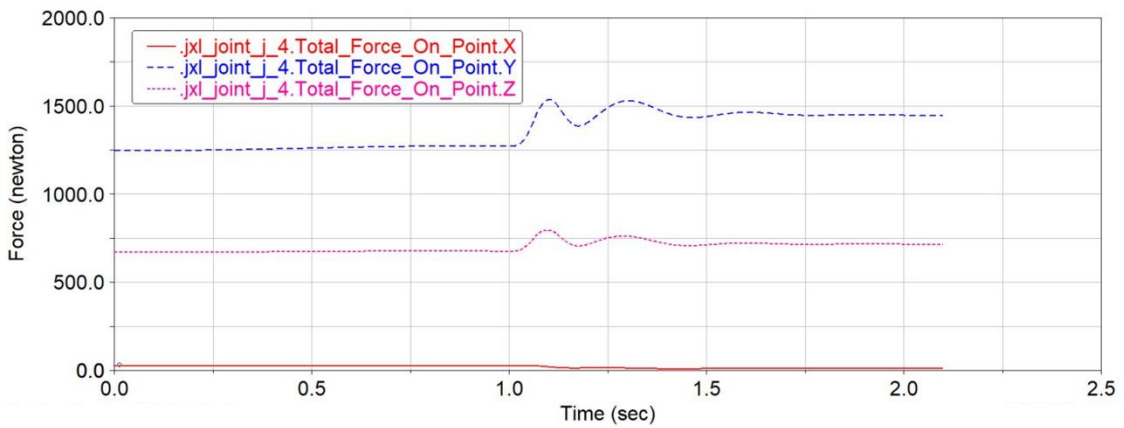


Figura 73 Cargas de la frenada moderada en la unión rocker-push rod

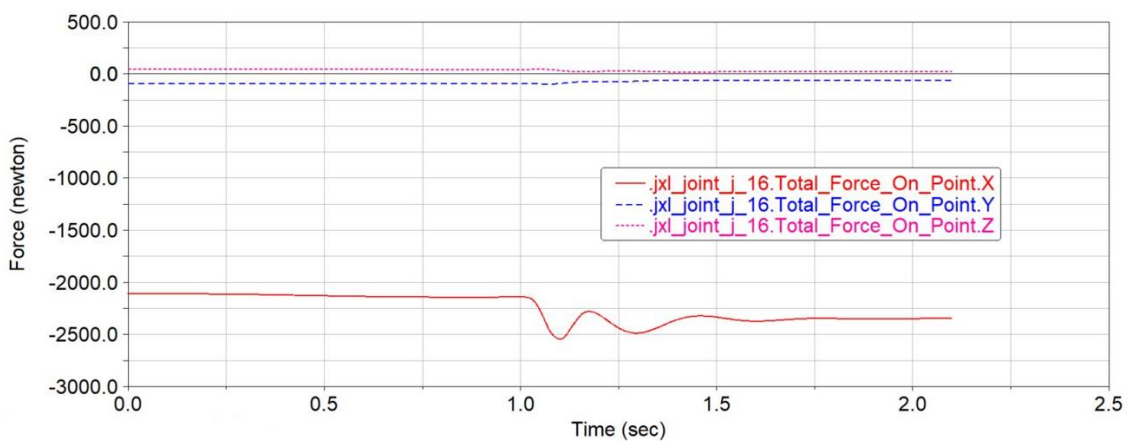


Figura 74 Cargas de la frenada moderada en la unión rocker-amortiguador



Por último, para las frenadas ligeras, se emplean los siguientes parámetros: velocidad inicial de 50 km/h, frenada durante 0,5 segundos y 0,1 segundos para pisar el freno hasta su tope, simulando una deceleración de 1,12 G:

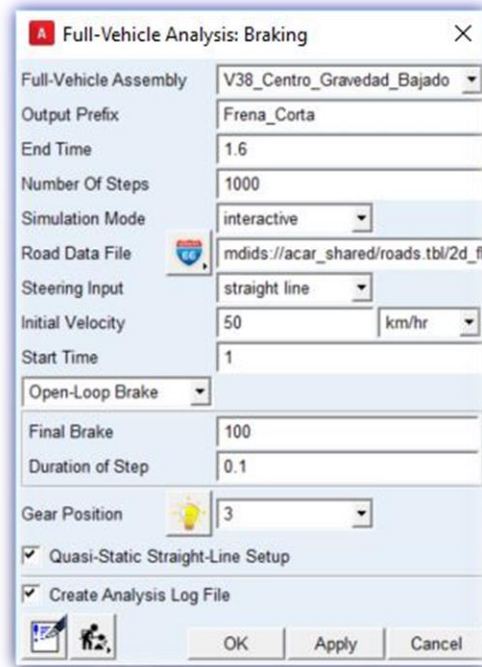


Figura 75 Parámetros empleados para las frenadas ligeras

Y se obtienen las siguientes reacciones en cada elemento:

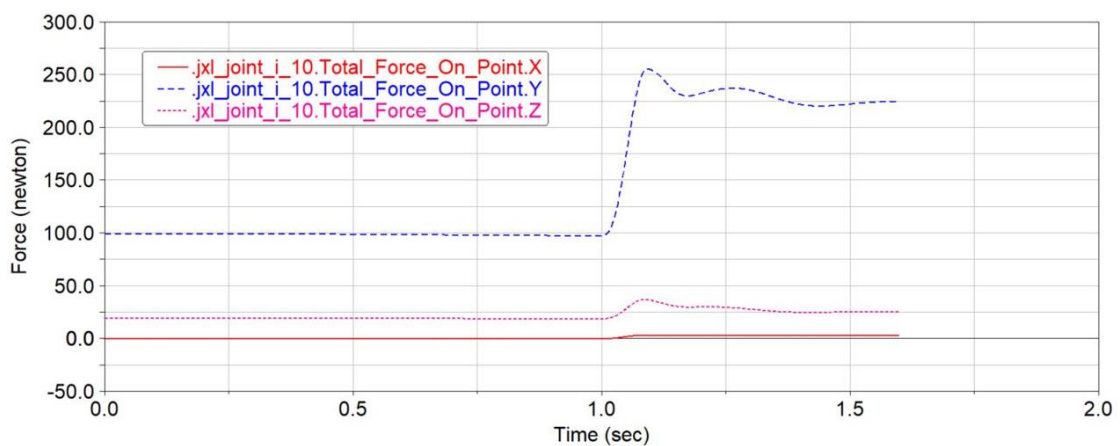


Figura 76 Cargas de la frenada ligera en el tie rod

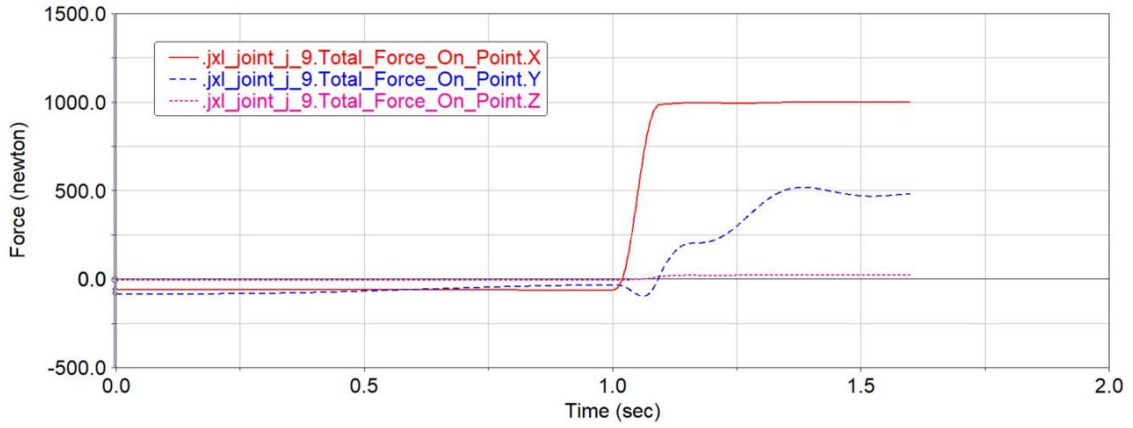


Figura 77 Cargas de la frenada ligera en el trapecio inferior

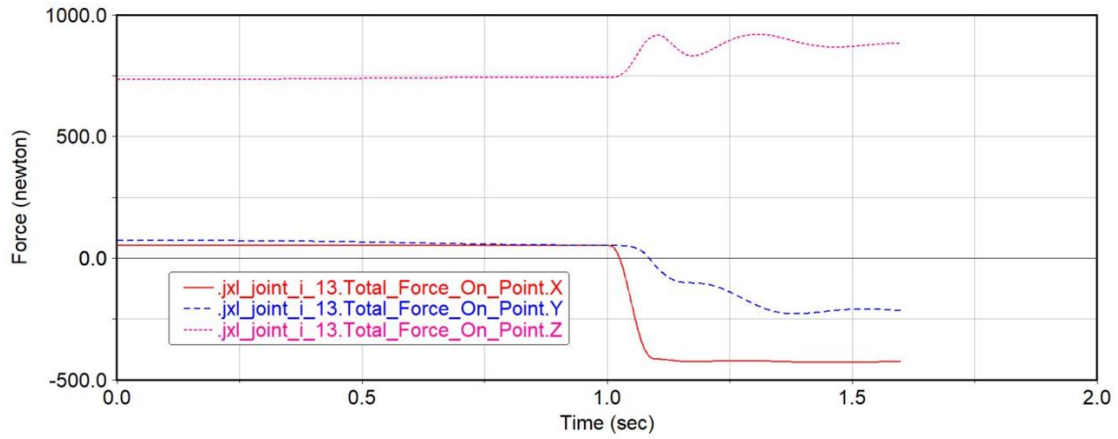


Figura 78 Cargas de la frenada ligera en el trapecio superior

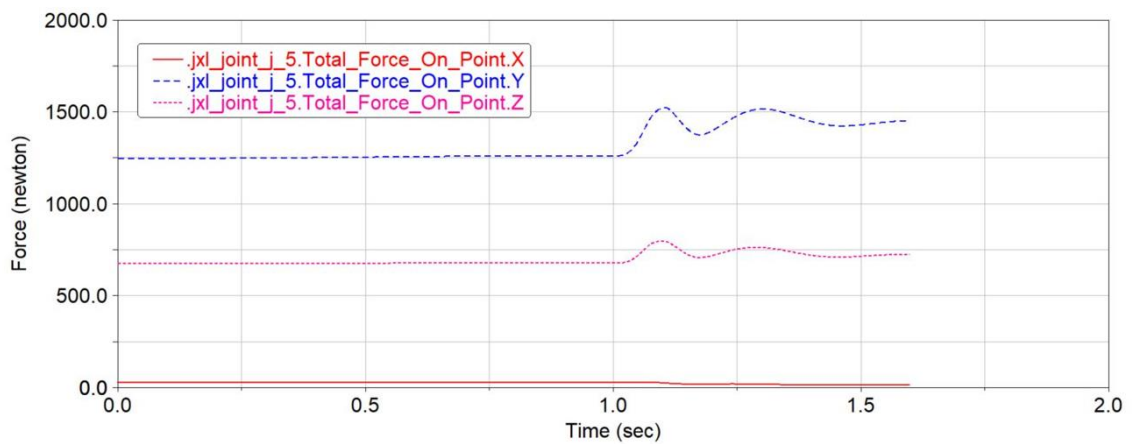


Figura 79 Cargas de la frenada ligera en el push rod

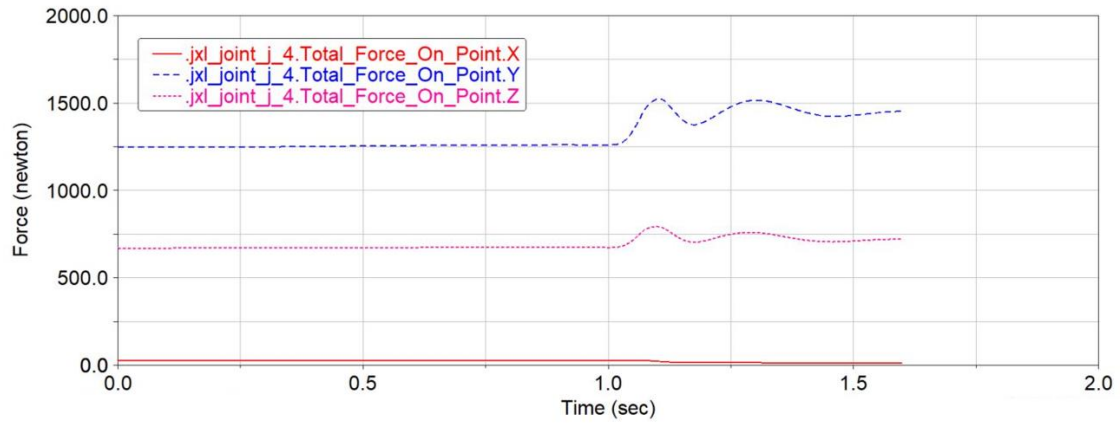


Figura 80 Cargas de la frenada ligera en la unión rocker-push rod

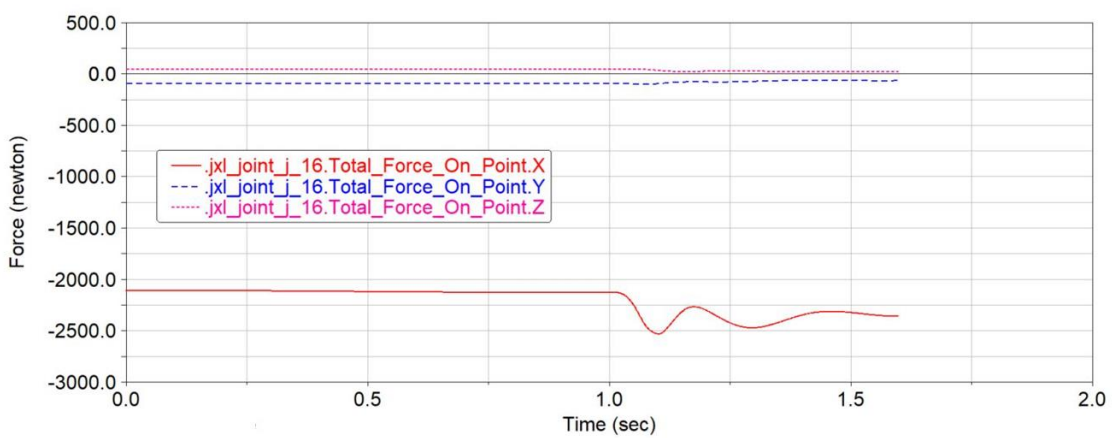


Figura 81 Cargas de la frenada ligera en la unión rocker-amortiguador

- Skidpad: se trata de una de las pruebas dinámicas de un evento FSAE, en el que cada monoplaza debe recorrer un circuito, en forma de 8, dando 2 vueltas en

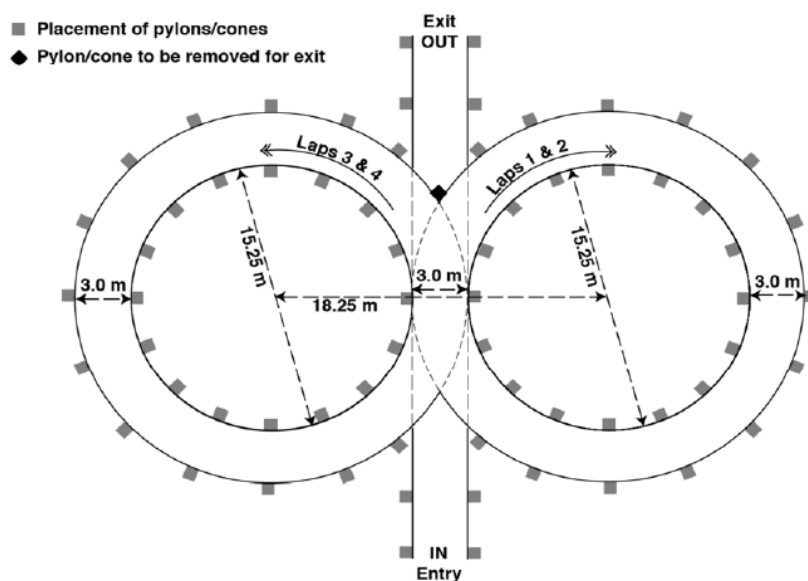


Figura 82 Circuito empleado en la prueba de Skidpad. Fuente: Formula Student

cada sentido de giro, para poder medir su capacidad de giro en curvas de radio constante.

Como criterio de diseño, el objetivo del monoplaza será capaz de realizar la prueba con un tiempo medio de vuelta que no supere los 5,2 segundos (tiempo que puede asegurar una posición en el podio). Para ello, se simulan los giros describiendo una trayectoria de 8,9 m de radio, dejando un margen de 0,665 m entre los conos y las ruedas interiores. Con estos parámetros, el monoplaza estará sometido a una aceleración transversal de 1,33 G. En principio, esta simulación debería incluir el Roll Damper, pues el monoplaza en esta prueba está inclinado todo el rato. Pero, tras varias pruebas, se ha comprobado que el modelo es demasiado rígido introduciendo el tercer amortiguador, incluso modificando únicamente su curva de comportamiento, o la de los 3 amortiguadores (tal y como podría hacerse en la realidad, pues estos amortiguadores son ajustables). Por lo tanto, se decide no incluir el Roll Damper en el monoplaza, al aportar peso y poder perjudicar el comportamiento del vehículo. Los datos mostrados son las reacciones en el lado izquierdo del monoplaza, el lado más cargado, ya que se simula el giro hacia la derecha.

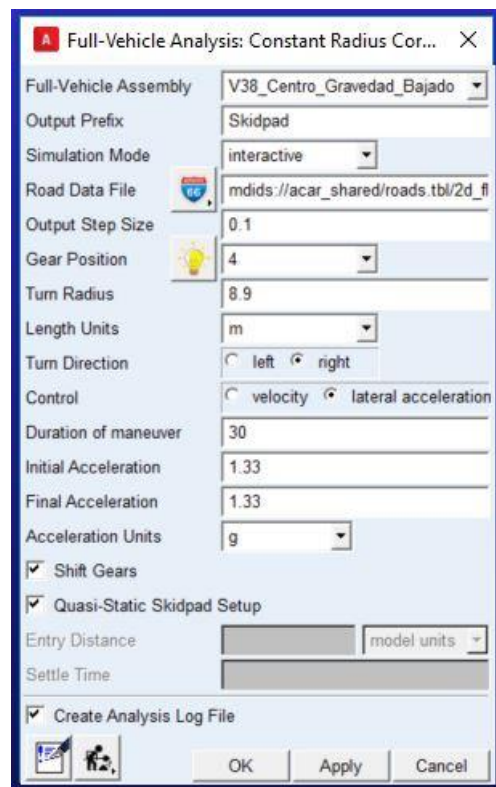


Figura 83 Parámetros empleados para el Skidpad

Y se obtienen las siguientes reacciones en cada elemento:

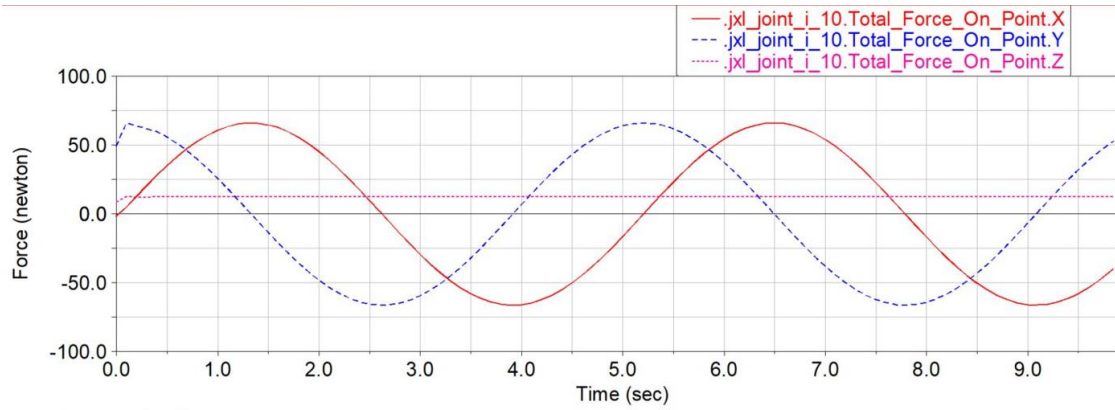


Figura 84 Cargas del Skidpad en el tie rod

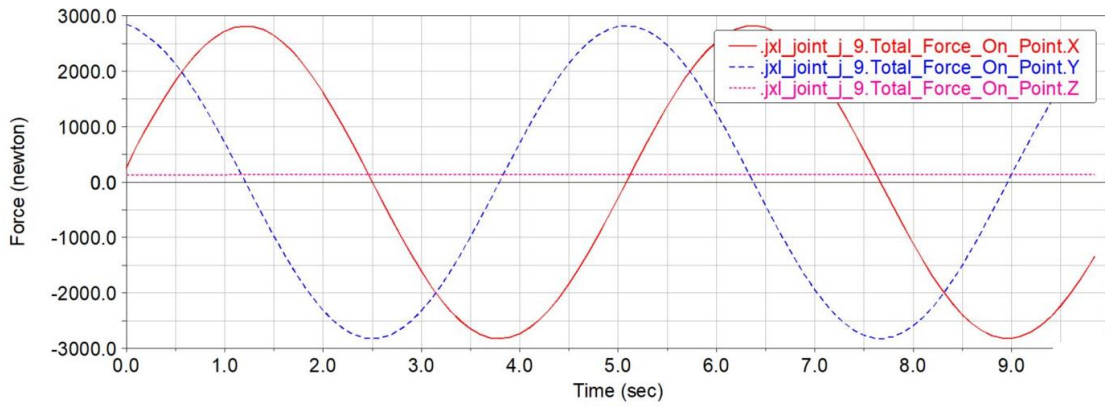


Figura 85 Cargas del Skidpad en el trapecio inferior

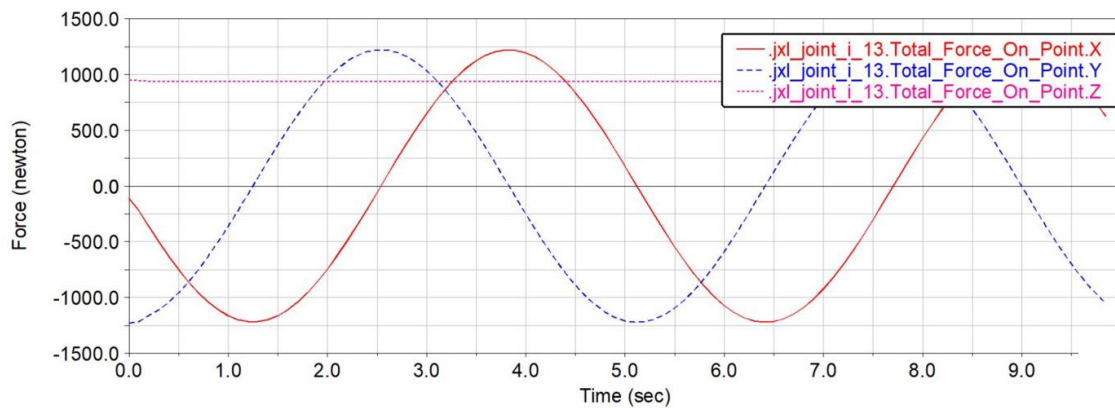


Figura 86 Cargas del Skidpad en el trapecio superior

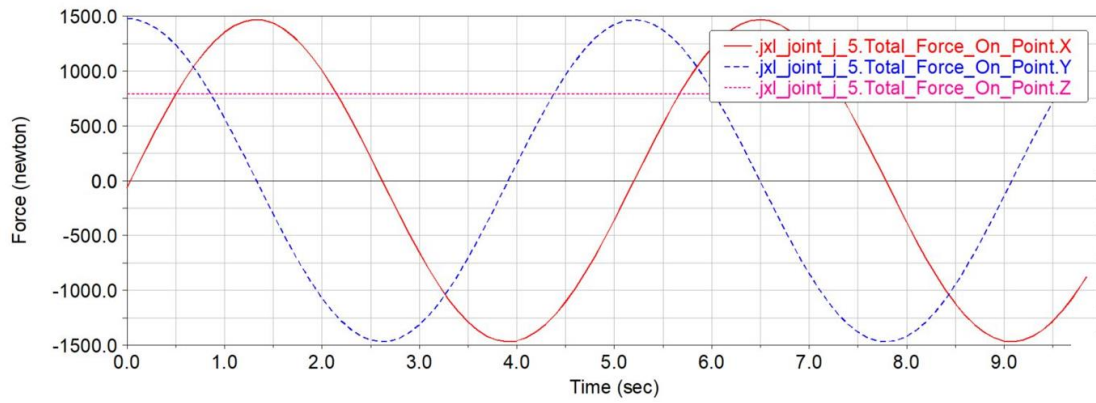


Figura 87 Cargas del Skidpad en el push rod

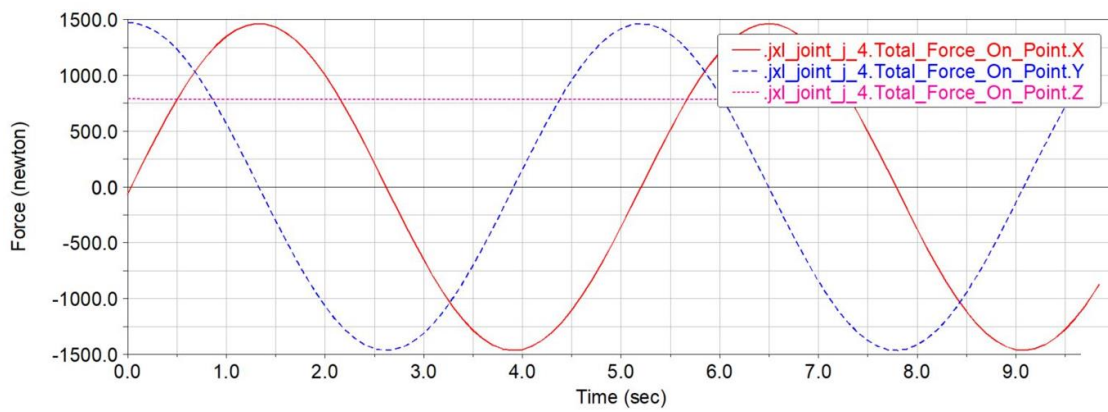


Figura 88 Cargas del Skidpad en la unión rocker-push rod

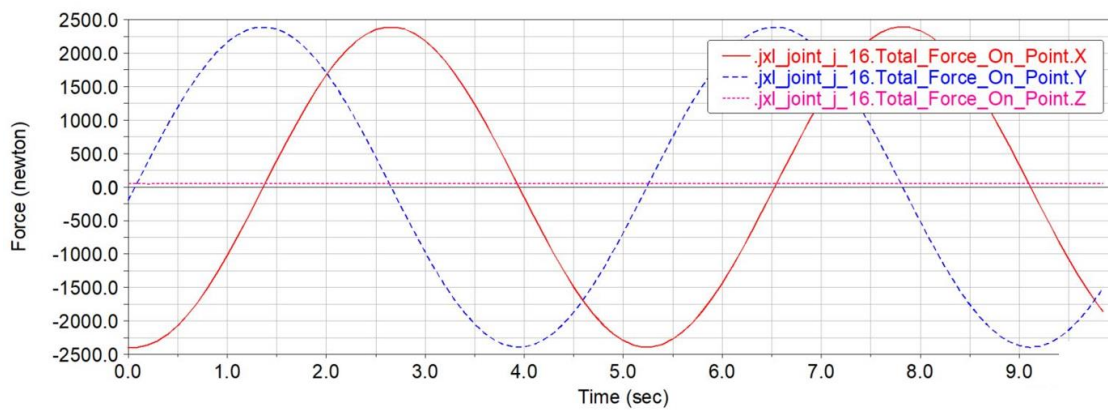


Figura 89 Cargas del Skidpad en la unión rocker-amortiguador



A modo de resumen, se muestran las tablas que contienen las solicitaciones máximas de cada elemento en cada situación, medidas en N:

Test Frenada				
Part	Joint	x	y	z
Tierod	10	4,589	309,1896	42,6879
Trap. Inf	9	1363,4034	513,7069	35,53
Trap. Sup	13	-572,2022	-139,4665	956,2118
Push Rod	5	31,1691	1579,4434	812,7756
Rocker-Push	4	31,8348	1579,8855	673,0328
Rocker-Amor	16	-2596,3182	-93,2915	52,5759

Frenada Brusca				
Part	Joint	x	y	z
Tierod	10	3,8839	252,8269	34,2235
Trap. Inf	9	1002,869	675,8642	29,5373
Trap. Sup	13	-427,6127	-785,9083	951,5859
Push Rod	5	31,1343	1568,5886	807,7323
Rocker-Push	4	21,1127	1568,7782	803,8197
Rocker-Amor	16	-2578,6985	-84,8	32,222

Frenada Corta				
Part	Joint	x	y	z
Tierod	10	3,4	255,6	36,8
Trap. Inf	9	1003,8	520,4	28,4
Trap. Sup	13	-425,7	-205,1	920
Push Rod	5	28,9	1525	798,9
Rocker-Push	4	25,4	1525,2	795
Rocker-Amor	16	-2528,8	-91,6	37,7

Frenada Media				
Part	Joint	x	y	z
Tierod	10	3,5	255,1	36,4
Trap. Inf	9	1003,5	566,9	28,6
Trap. Sup	13	-427,9	-221,7	929,6
Push Rod	5	27	1538,2	801,6
Rocker-Push	4	31,7	1538,4	797,7
Rocker-Amor	16	-2544	-89,3	21,2

Skidpad				
Part	Joint	x	y	z
Tierod	10	5,1	66,4	12,7
Trap. Inf	9	254,9	2848	138,5
Trap. Sup	13	-107,5	-1232,5	953,7
Push Rod	5	-63,1	1479,2	796,3
Rocker-Push	4	-62,2	1472,5	791,6
Rocker-Amor	16	-2394,8	-203,7	57,8

Cargas estáticas				
Part	Joint	x	y	z
Tierod	10	0,7	99,64	17,94
Trap. Inf	9	-55,92	-67,62	-3,07
Trap. Sup	13	56,03	67,59	739,09
Push Rod	5	30,83	1254,78	677,1
Rocker-Push	4	31,83	1253,38	675,72
Rocker-Amor	16	-2108,62	-92,57	52,57

Tabla 1 Cargas estáticas y máximas en cada elemento y simulación

## 3. DIMENSIONAMIENTO

Conocidos los esfuerzos que soportarán los distintos elementos de la suspensión, en este capítulo se dimensionarán los trapecios (incluyendo la pieza de unión entre barras), push rod, tie rod y rocker, mientras que el resto de elementos necesarios se seleccionarán de los catálogos correspondientes. Debido a la diferencia entre las formas de trabajo de cada componente, será necesario utilizar una herramienta de cálculo basada en el método de elementos finitos. En este caso, el software utilizado es Ansys Workbench, aunque no será necesario emplearlo en el análisis de todas las piezas, pues algunas podrán dimensionarse a mano, gracias a la simplicidad de sus cálculos.

### 3.1. Descripción de tareas y procedimientos

#### 3.1.1. Introducción

Siguiendo con las simulaciones realizadas en Adams Car, cada pieza será comprobada frente a 3 situaciones: 2 análisis estáticos (test de frenada y Skidpad) y 1 análisis de fatiga (con los 3 tipos de frenada que simulen una vuelta a un circuito). Se evaluarán las tensiones equivalentes de Von Mises para los 2 primeros análisis, mientras que, para el segundo, será necesario estudiar el daño acumulado, mediante el método de Palmgren-Miner.

#### 3.1.2. Consideraciones previas

El material escogido para todas piezas a dimensionar es el acero S355, ya que se trata de un acero dúctil con una gran capacidad de elongación, además de ser fácilmente soldable. A continuación, se presentan las características del acero empleado:

- $\sigma_{yp} = 355$  MPa
- $\sigma_u = 470$  MPa
- Módulo de Young (E) = 210 GPa
- Coeficiente de Poisson = 0,3
- Coeficientes modificativos del límite de fatiga:
  - Coeficiente de acabado superficial: 0,87
  - Coeficiente de forma de trabajo: 0,85 en todas las piezas salvo en el tie rod y push rod, donde será 0,9 (esfuerzo axial centrado)
  - Coeficiente de fiabilidad: al 99,99 %, 0,704
  - Coeficiente de soldadura: como no se estudia en profundidad, se escoge un valor pequeño de 0,5, del lado de la seguridad



- $\sigma_e = 57,57$  MPa (considerando los coeficientes modificativos)

Por último, todas las cargas se mayoran con un coeficiente de seguridad de 1,2, con el fin de asegurar la fiabilidad del sistema, y todas las mallas de Ansys Workbench se harán mediante hexaedros, ya que son elementos de tensión variable que permiten obtener resultados más fiables (a diferencia de los tetraedros, que tienden a rigidizar la pieza).

### 3.1.3. Esquemas de cálculo

Para los análisis estáticos en los que se han simulado un test de frenada y un Skidpad, se comprueba que la tensión equivalente de Von Mises que soporta cada pieza no supere el límite de fluencia del material. En el caso del tie rod y el push rod, la tensión que soporten se calculará de forma manual, ya que al ser barras biarticuladas, trabajarán con esfuerzo axial centrado, cuya tensión responde a la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{N}{A}$$

*Ecuación 11 Tensión axial de un elemento*

Además, también habrá que analizar si la tensión que soportan estos elementos supera la tensión crítica de pandeo (a partir de la cual se produce el fenómeno del pandeo), cuyo valor se obtiene de la siguiente expresión:

$$\sigma_c = \frac{\pi^2 \times E \times I}{A \times L_k^2}$$

*Ecuación 12 Tensión crítica de pandeo*

Donde  $L_k$  es la longitud equivalente de pandeo del elemento, y al ser un elemento biarticulado, coincide con su longitud original.

En el caso de los trapecios y rocker, dado que las geometrías a analizar son complejas y las tensiones en distintos ejes, se obtendrá la tensión equivalente de Von Mises en Ansys. Dicha tensión responde a la siguiente ecuación:

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{1/2}$$

*Ecuación 13 Tensión equivalente de Von Mises*

Para los análisis de fatiga, será necesario estudiar el daño acumulado mediante el método de Palmgren-Miner, en el que se tienen en cuenta los ciclos que tendrá que aguantar cada pieza en cada situación:

$$\sum \left( \frac{n_i}{N_i} \right) \leq 1$$

*Ecuación 14 Método de Palmgren-Miner de daño acumulativo*

Donde  $n$  es el número de ciclos que tiene que soportar la pieza con una carga determinada, mientras que  $N$  es el número de ciclos que aguanta la pieza bajo las mismas sollicitaciones sin darse el fallo. Para obtener  $n$ , se estudia la recta de Soderberg, ya que el material empleado es dúctil.

La ecuación de la recta de Soderberg depende a su vez de  $\sigma_N$ , la tensión nominal, que se obtiene de la curva de Basquin, en función de la tensión última del material, la tensión límite de fatiga calculada y la tensión alterna a la que está sometida cada pieza.

### 3.1.4. Ansys Workbench y Método de Elementos Finitos

El Método de Elementos Finitos (MEF) es el método numérico de análisis mecánico más utilizado, y se basa en el mismo método que el empleado en el cálculo matricial de celosías, en el que se trata de resolver la ecuación:

$$F=K \cdot \delta$$

*Ecuación 15 Relación entre la carga soportada, rigidez del elemento y su deformación*

Para estudiar la deformación de un elemento sometido a unas cargas, se necesita conocer la rigidez del elemento, por lo que el software discretiza el medio continuo de rigidez desconocida en elementos finitos de rigidez conocida.

El programa está dividido en 3 partes principales:

- Preprocesador: se definen la geometría a analizar, material, cargas aplicadas, condiciones de contorno, tipo de análisis y mallado.
- Procesador: el programa genera y resuelve la ecuación número 15.
- Postprocesador: se visualizan los resultados para poder ver e interpretar el modelo.

Una de las ventajas de Ansys es la posibilidad de optimizar los diseños, estudiando aquellas zonas donde la tensión sea menor, y por lo tanto, eliminando parte del material que no mejore el comportamiento de la pieza. De este modo, se consigue reducir la masa del sistema.

## 3.2. Cálculos y descripción de los resultados

A continuación, se muestran los resultados obtenidos en el dimensionamiento de cada uno de los elementos principales que componen la suspensión, así como la elección de aquellos elementos que no vayan a dimensionarse:

### 3.2.1. Push rod

Tanto el push rod como el tie rod se han dimensionado con el mismo tipo de tubo que se empleará posteriormente para el trapecio inferior, ya que se venden en tales longitudes que no merece la pena comprar un tipo de tubo concreto para fabricar únicamente 4 barras por eje del monoplaza. Por ello, se utiliza un tubo de diámetro exterior de 10 mm y 8 mm de interior, de acero S355 y 315 mm de longitud. Como este tubo está sometido únicamente a esfuerzos axiales, el cálculo se puede hacer de forma manual. Además, se puede descartar uno de los análisis estáticos, pues es fácilmente apreciable que no será tan crítico como el otro. De este modo, no es necesario comprobar las cargas obtenidas en el Skidpad, ya que las obtenidas en el test de frenada son más críticas.

- Test de frenada: el tubo estará sometido a una tensión de compresión de 75,39 MPa, muy por debajo del límite de fluencia (355 MPa). La tensión crítica para que se produzca el pandeo es de 168,88 MPa, por lo que el push rod trabajará con un coeficiente de seguridad de 2,24.
- Secuencia de frenadas: tras estudiar la recta de Soderberg y la curva de Basquin, se obtienen las siguientes tensiones nominales para cada frenada: en la frenada brusca 17,31 MPa, en la moderada 15,79 MPa y en la ligera 15,12 MPa, obteniendo un número de ciclos mayor que 1000000 para todas las situaciones, por lo que se concluye que, con este tubo, el push rod tendrá vida infinita.

### 3.2.2. Tie rod

Se emplea, como ya se ha mencionado, un tubo de diámetro exterior de 10 mm e interior de 8 mm, con acero S355 y 379 mm de longitud. De nuevo, este tubo estará sometido únicamente a esfuerzos axiales, por lo que se puede descartar el análisis estático de menor efecto, el Skidpad.

- Test de frenada: el tubo estará sometido a una tensión de compresión de 13,25 MPa, muy por debajo del límite de fluencia (355 MPa). La tensión crítica para que se produzca el pandeo es de 121,21 MPa, por lo que el tie rod trabajará con un coeficiente de seguridad de 9,15.
- Secuencia de frenadas: tras estudiar la recta de Soderberg y la curva de Basquin, se obtienen las siguientes tensiones nominales para cada frenada: en la frenada brusca 6,61 MPa, en la moderada 6,72 MPa y en la ligera 6,74 MPa, obteniendo

un número de ciclos mayor que 1000000 para todas las situaciones, por lo que se concluye que, con este tubo, el tie rod tendrá vida infinita.

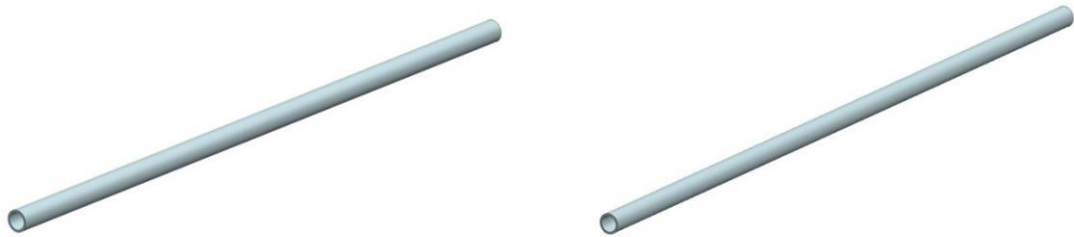


Figura 90 Push rod (izquierda) y tie rod (derecha)

### 3.2.3. Rocker

Para el diseño del rocker, se ha buscado optimizar la geometría mediante vaciados en la pieza, estudiando su comportamiento frente a cada una de las situaciones simuladas en Adams Car. Por lo tanto, las cargas mayoradas que se han empleado en los análisis se muestran a continuación, aplicadas en los puntos de unión con el push rod y con el amortiguador. También se incluyen los ratios de fatiga, que Ansys emplea para poder describir la carga alterna a la que se somete la pieza. Estos ratios se obtienen dividiendo la carga máxima, depende del caso de estudio, entre la carga estática del monoplaza (en los análisis con más de una sollicitación, se escoge el ratio más crítico, siendo las variaciones pequeñas):

Test de frenada			
Unión	x	y	z
Rocker-Push	38,20176	1895,8626	807,63936
Rocker-Amor	-3115,58184	-111,9498	63,09108

Skidpad			
Unión	x	y	z
Rocker-Push	-74,64	1767	949,92
Rocker-Amor	-2873,76	-244,44	69,36

Frenada brusca			
Unión	x	y	z
Rocker-Push	25,33524	1882,53384	964,58364
Rocker-Amor	-3094,4382	-101,76	38,6664

Frenada moderada			
Unión	x	y	z
Rocker-Push	38,04	1846,08	957,24
Rocker-Amor	-3052,8	-107,16	25,44

Frenada ligera			
Unión	x	y	z
Rocker-Push	30,48	1830,24	954
Rocker-Amor	-3034,56	-109,92	45,24

Ratios de fatiga		
Simulación	Rocker-Push	Rocker-Amor
F Brusca	0,808	0,818
F Moderada	0,822	0,829
F Suave	0,828	0,834

Tabla 2 Cargas y ratios para cada análisis del rocker

#### 3.2.3.1. Predimensionamiento del rocker

El rocker se dimensiona a partir de los esfuerzos que provienen del push rod y el amortiguador. Dada la disposición de este elemento, se decide fabricarlo en 2 piezas, con una chapa y un eje rígidamente unido a ella por soldadura. El eje estará unido al

resorte de torsión, aunque esta unión no se diseñará (sin embargo, se introduce un radio de acuerdo entre los 2 elementos, simulando la disposición de la soldadura, para evitar concentraciones de tensiones en los resultados). El material elegido, de nuevo, es el acero S355, ya que permite diseñar una pieza compacta que no ocupe demasiado espacio dentro del monoplaza.

Como la geometría del rocker es compleja y tiene esfuerzos en distintas direcciones, se diseña mediante Ansys Workbench, considerando además que las cargas obtenidas en Adams son para una situación concreta de la pieza (ya que este se mueve respecto a su posición inicial). Analizando dichos movimientos, el giro del rocker respecto a su eje es de media de  $36,76^\circ$ , con un error de menos de  $1^\circ$ , por lo que se introduce el rocker en Ansys con esta disposición.

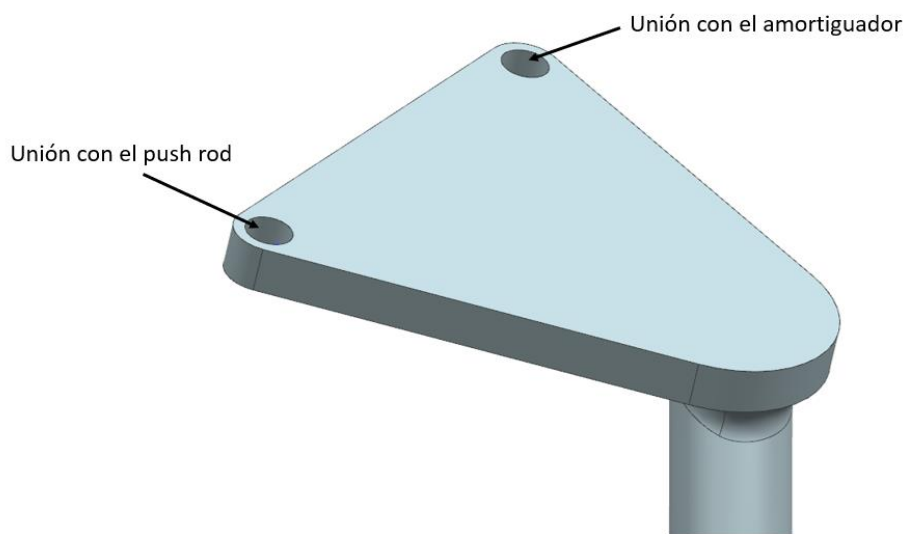


Figura 91 Geometría de la versión inicial del rocker

Inicialmente, el tubo empleado es de diámetro exterior de 20 mm e interior de 14 mm, mientras que la chapa es de 8 mm de espesor y solo con agujeros en los puntos de unión con el push rod y el amortiguador. Mediante esta geometría, se podrá observar qué zonas son más críticas y cuáles pueden optimizarse. Para ello, como condición de contorno, se empotra la base del eje, descartando en todas las simulaciones las tensiones elevadas que se producirán justo en el empotramiento, al tener en cuenta que el muelle de torsión permitirá cierto grado de libertad, y por tanto, unas tensiones mucho menores.

Mediante el comando "remote force", se introducen las fuerzas en los puntos medios de los 2 agujeros de la chapa. En cuanto al mallado, se utiliza una malla sin refinar, ya que solo se necesitan resultados orientativos que den una idea de donde se pueden realizar vaciados en la chapa, por lo que se emplea una malla de tamaño de elemento de 2,5 mm.

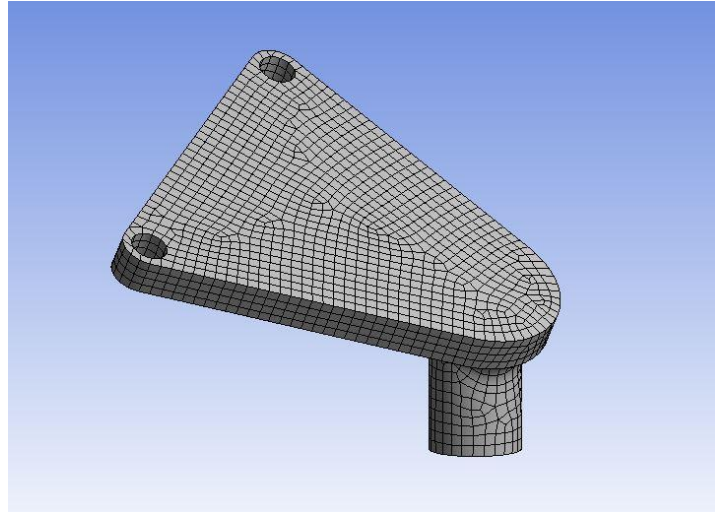


Figura 92 Malla del rocker inicial

Para esta geometría inicial, solo se analizan las cargas obtenidas en el test de frenada y el Skidpad, para conocer la distribución de tensiones y optimizar la geometría de la pieza. Los resultados para el test de frenada son los siguientes:

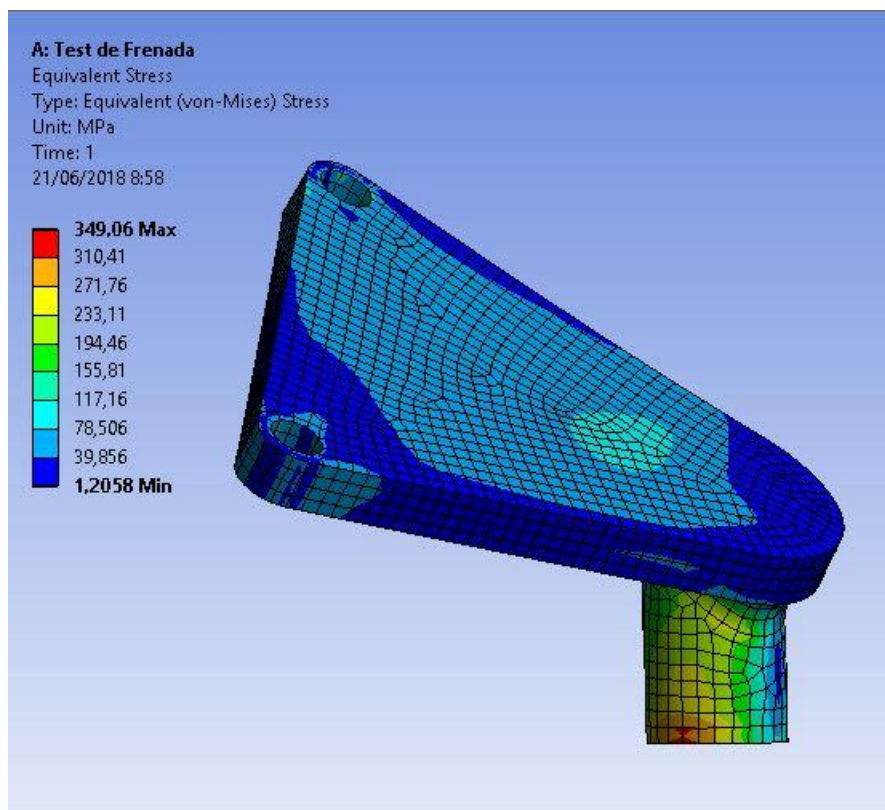


Figura 93 Resultados del test de frenada en el diseño inicial del rocker

Como puede observarse, en la parte central de la chapa sobra material y en la base del aparecen unas concentraciones que no se tendrán en cuenta, ya que, como ya se ha

explicado, en esa zona existe una capacidad limitada de giro que no permitirá la formación de esas tensiones. En cuanto al Skidpad, los resultados son los siguientes:

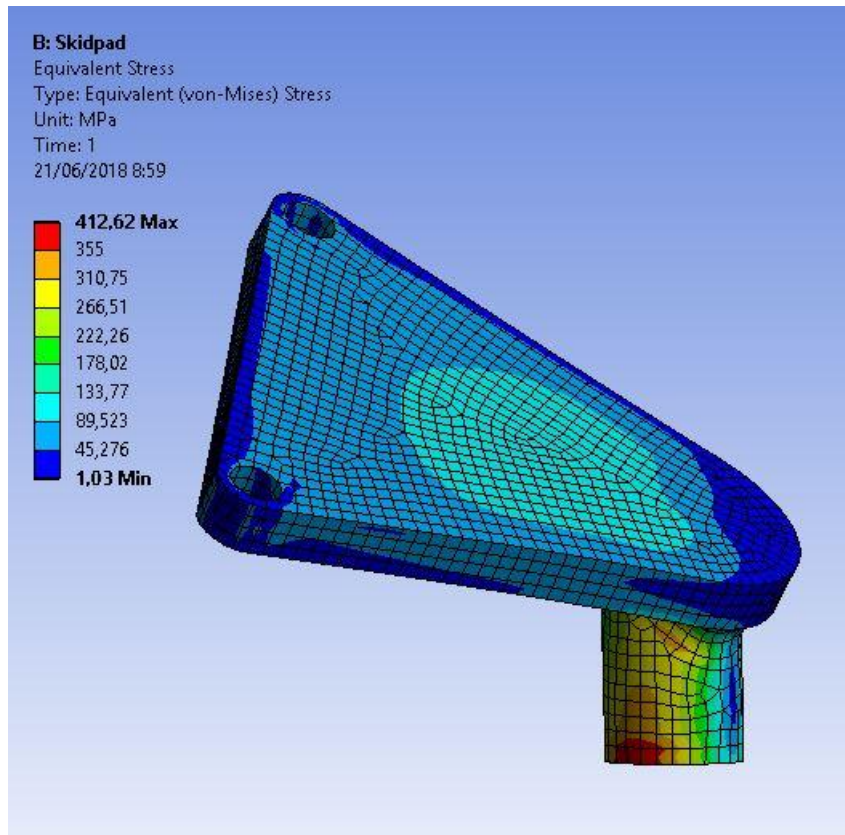


Figura 94 Resultados del Skidpad en el diseño inicial del rocker

Los resultados obtenidos son parecidos a los del test de frenada, por lo que se modifica la geometría realizando un vaciado central en la chapa:

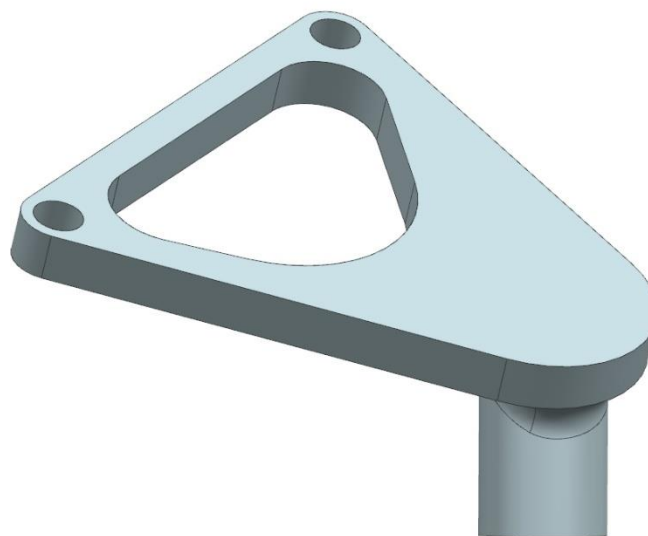


Figura 95 Rocker optimizado con un vaciado



El vaciado se ha realizado en función de la distribución de tensiones, estudiando diversas formas, hasta llegar a la geometría expuesta. El espesor de la chapa se mantiene constante, y el tipo de mallado se modifica, refinando en las zonas donde se crean las concentraciones de tensiones, con lo que se emplean elementos de 2,5 mm y se refina con elementos de 1 mm:

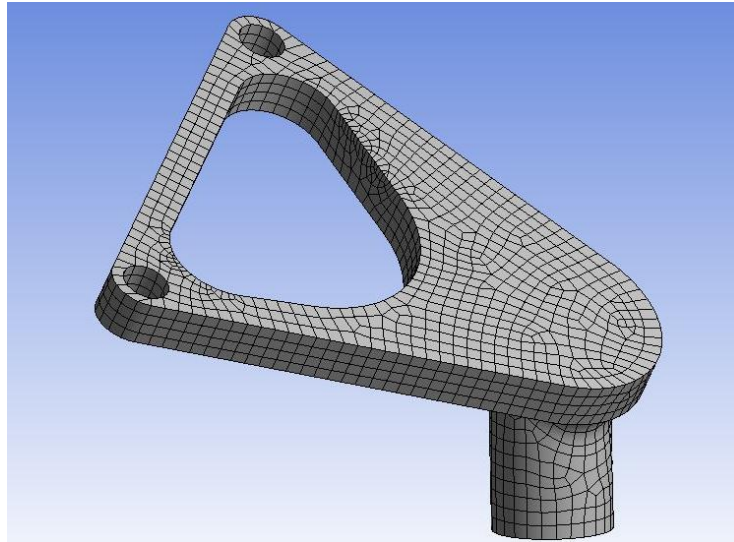
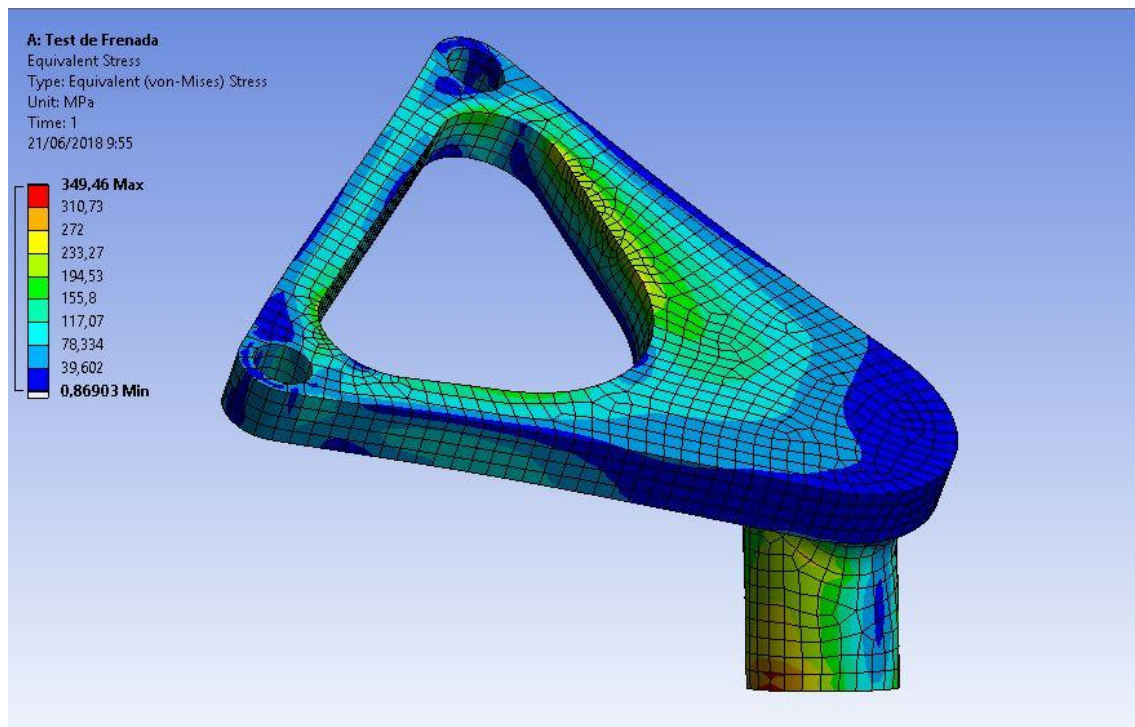


Figura 96 Malla del rocker optimizado

En cuanto a los análisis, se comienza estudiando el test de frenada, obteniendo los siguientes resultados:





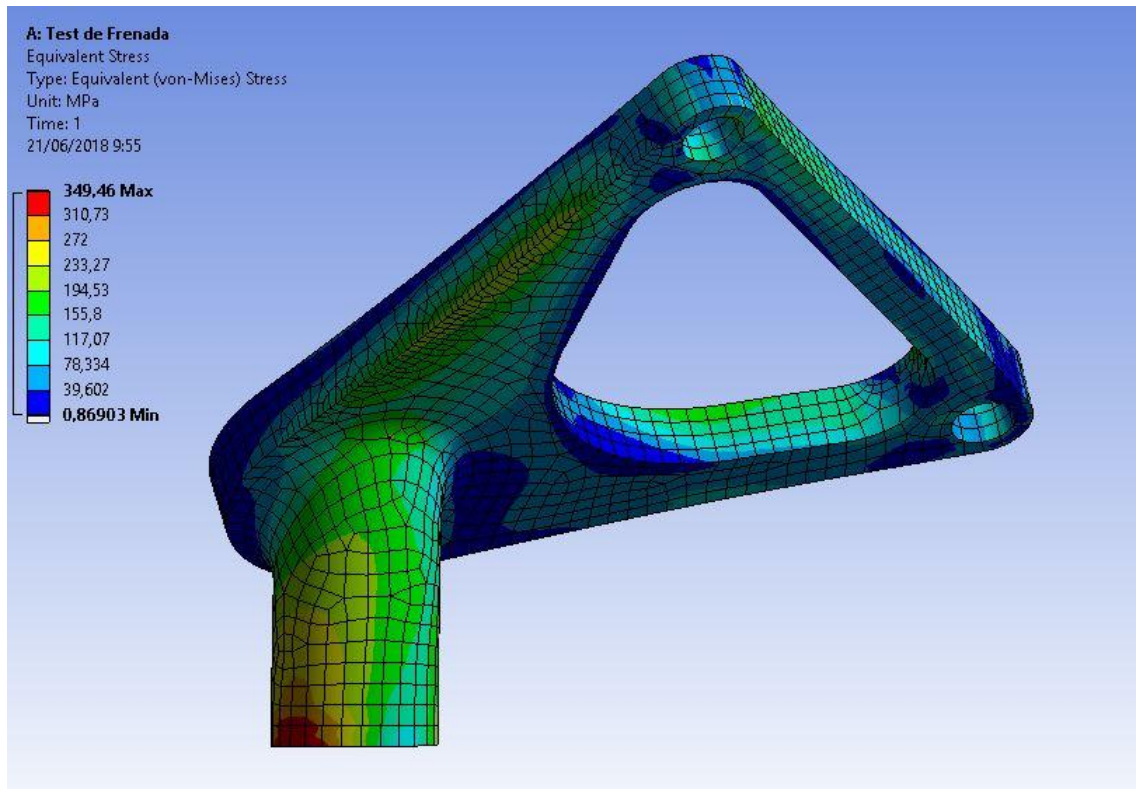
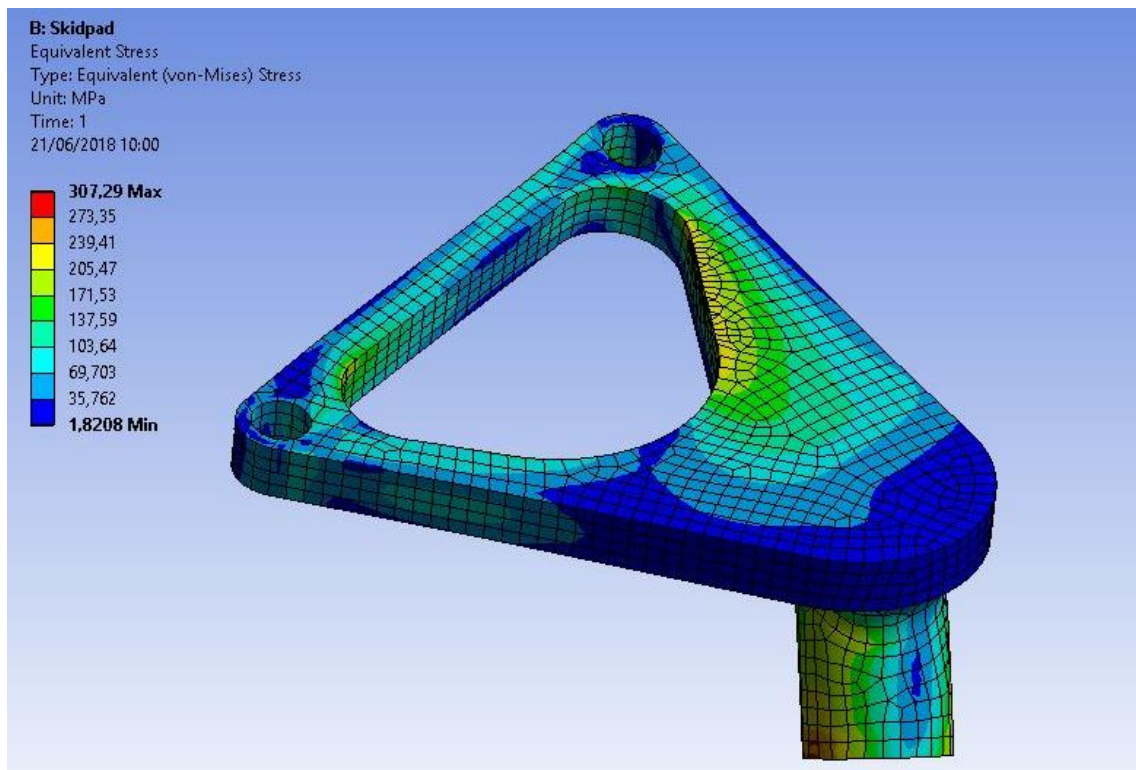


Figura 97 Resultados del test de frenada en el diseño optimizado del rocker (página anterior y arriba)

Las tensiones máximas se dan en el borde derecho de la parte superior de la pieza, alcanzando aproximadamente los 270 MPa, por lo que existe aún un gran margen de seguridad, aunque será necesario analizar los resultados en el resto de situaciones. De este modo, los resultados obtenidos en el Skidpad son los siguientes:



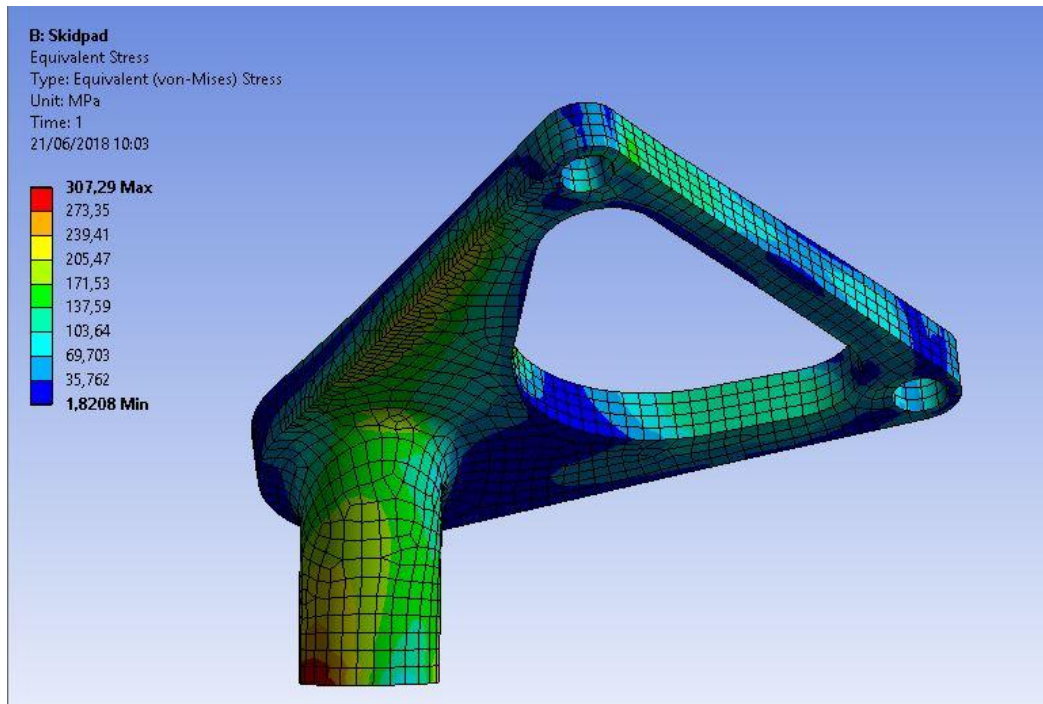


Figura 98 Resultados del Skidpad en el diseño optimizado del rocker (página anterior y arriba)

En este caso, las tensiones alcanzadas no son tan elevadas como en el test de frenada, llegando a los 260 MPa en el mismo punto crítico que en el anterior análisis. Aún así, se analiza la situación más crítica del análisis de fatiga, para poder ver el número de ciclos que aguanta la pieza y confirmar si es posible optimizar aún más la geometría. Los resultados obtenidos son los siguientes:

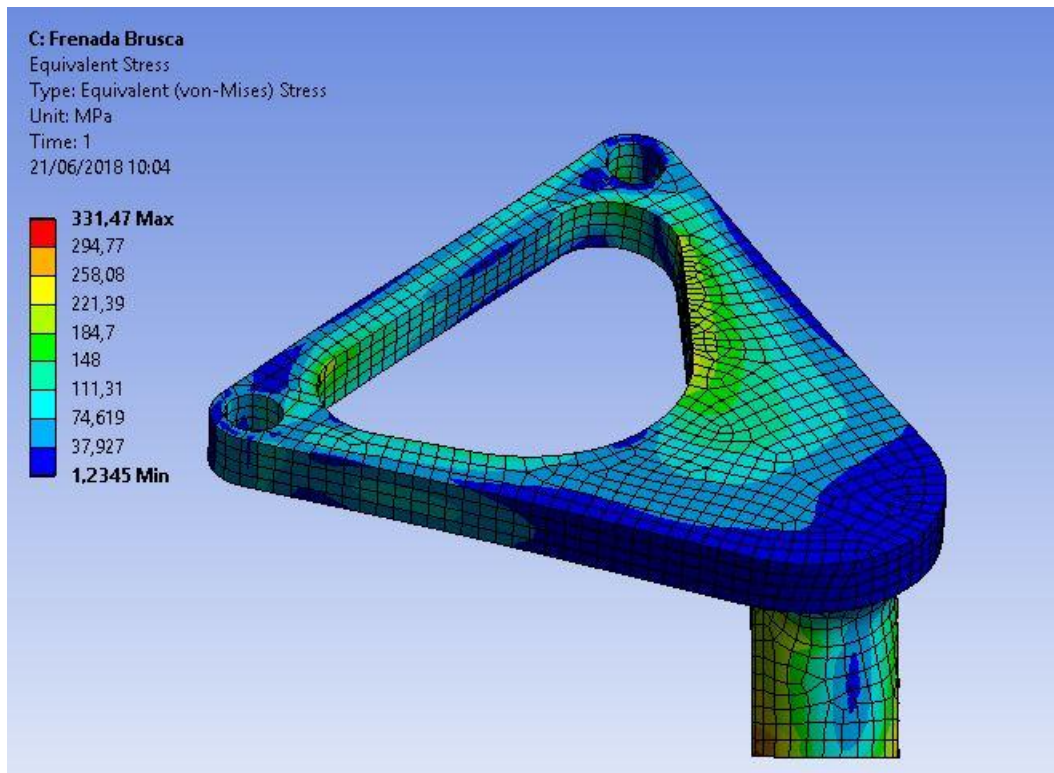


Figura 99 Resultados de la frenada brusca en el diseño optimizado del rocker

La carga más grande obtenida es de 263 MPa, en línea con los resultados anteriores, aunque conociendo el número de ciclos de vida de la pieza es forma mediante la cual se podrá terminar de confirmar que se puede mejorar aún más la pieza:

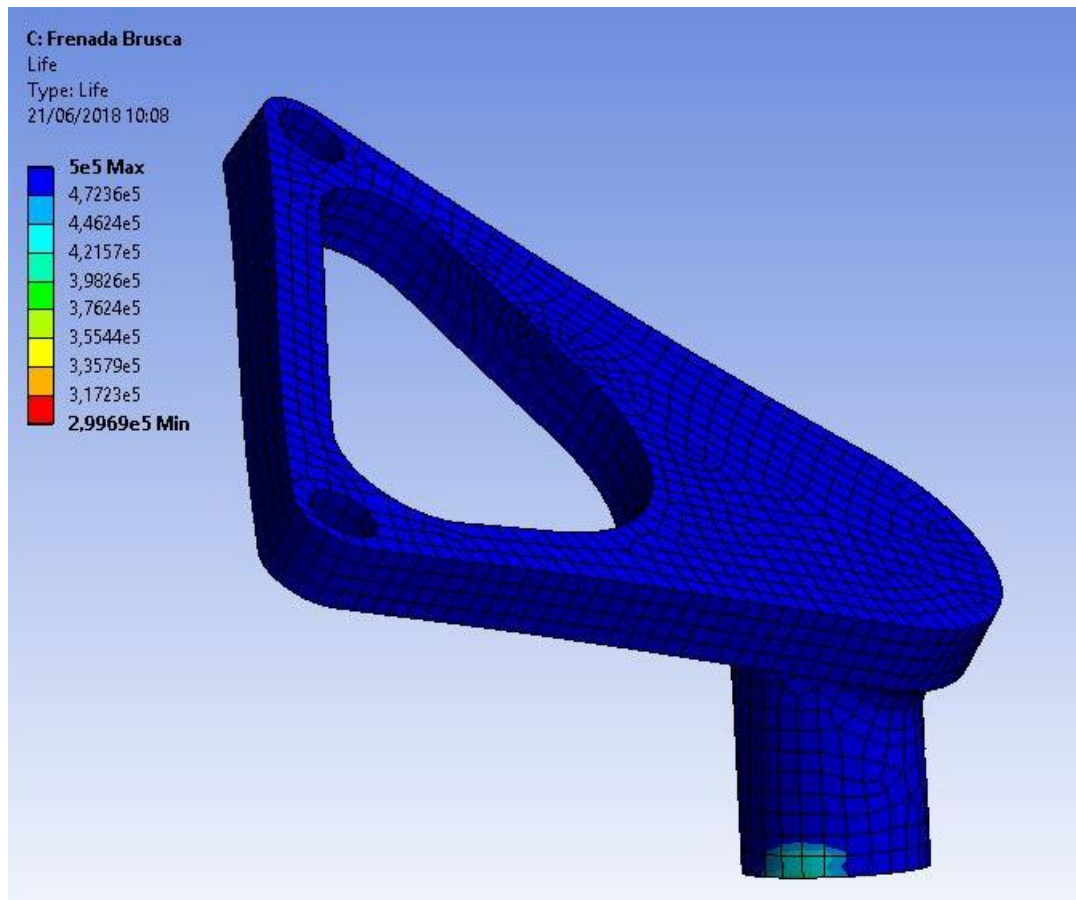


Figura 100 Ciclos de vida de la frenada brusca en el diseño optimizado del rocker

Como el número de ciclos que aguanta el diseño es de  $5 \times 10^5$ , no se daría el fallo según Ansys, se concluye que existe margen suficiente como para optimizar la geometría, sin necesidad de analizar el resto de frenadas del análisis de fatiga, ya que sus cargas no son tan críticas.

### 3.2.3.2. Diseño definitivo del rocker

Para reducir la cantidad del material en la pieza, se reduce el espesor de la chapa del rocker en 1 mm, manteniendo la geometría del vaciado central del rocker optimizado empleado durante el predimensionamiento. Por lo tanto, la pieza definitiva, con un espesor de chapa de 7 mm, tendrá la siguiente forma:

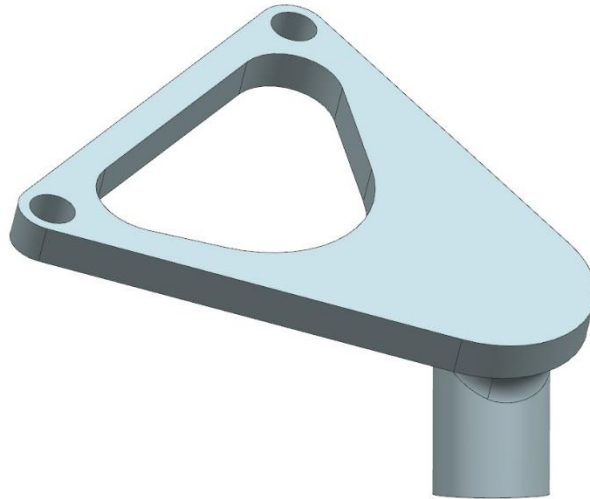


Figura 101 Geometría del rocker definitivo

Para el mallado, se emplea un tamaño inicial de 2,5 mm, refinando los bordes del vaciado con concentraciones de tensiones (1 mm) y la cara exterior del tubo soldado (1,5 mm):

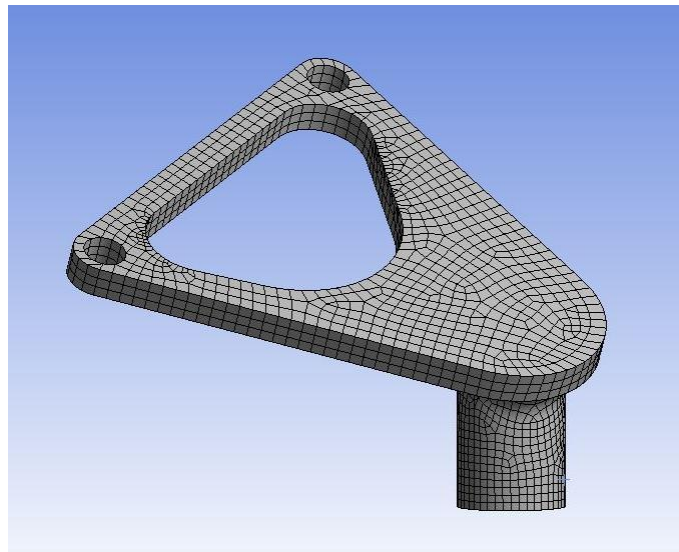


Figura 102 Malla del rocker definitivo

Tras realizar todos los análisis, los resultados obtenidos son los siguientes:

- Test de frenada: además de aparecer las mismas concentraciones de tensiones en el apoyo, que no se darán en la realidad, se alcanzan los 328 MPa en uno de los bordes del vaciado del rocker, por lo que el riesgo de fallo si se aumenta el tamaño del vaciado o se reduce el espesor de la chapa es muy elevado:



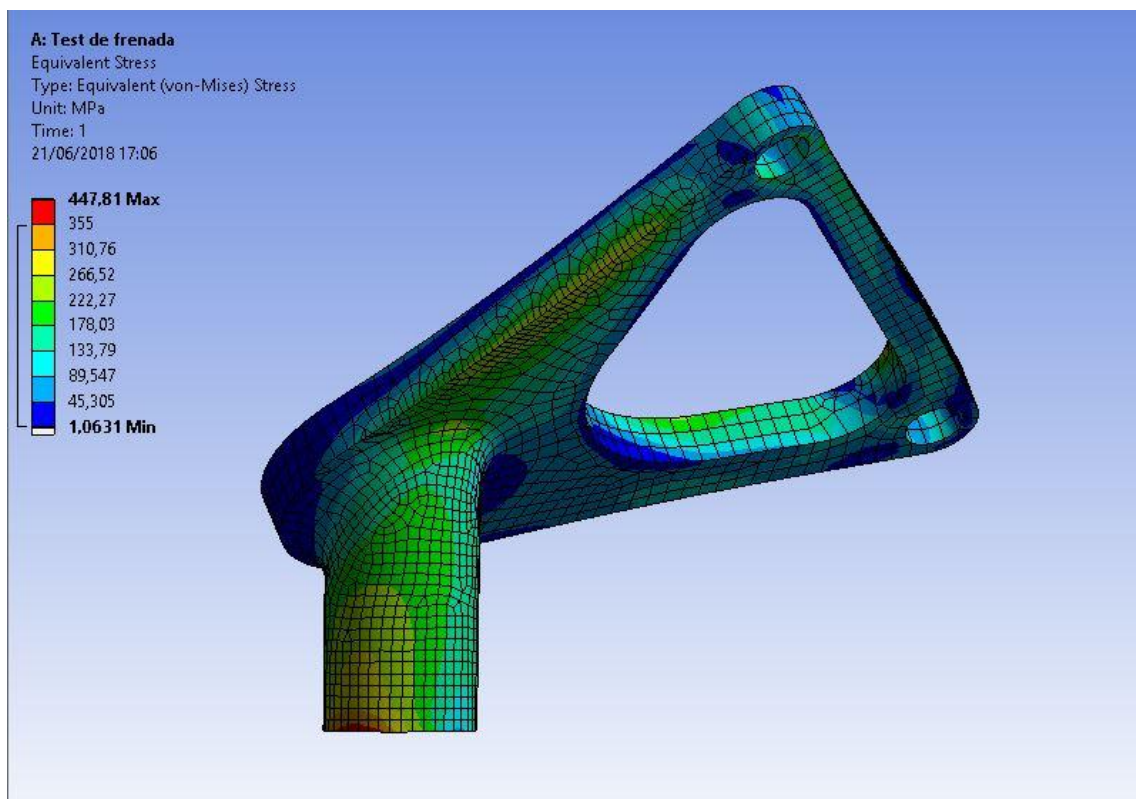
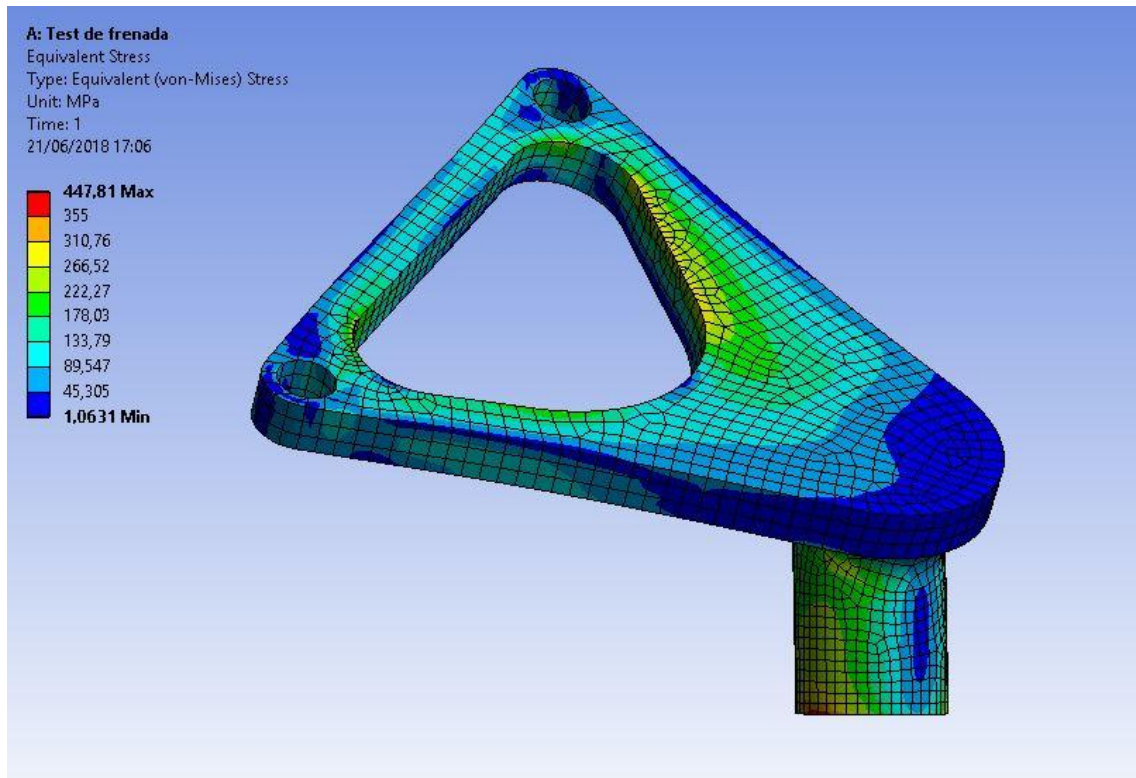


Figura 103 Resultados del test de frenada en el rocker definitivo

El valor de tensión máxima obtenido indica que la pieza queda optimizada y validada con el diseño actual.

- Skidpad: los resultados son menos críticos que en el test de frenada, alcanzando los 318 MPa en el mismo punto crítico que en el análisis anterior:

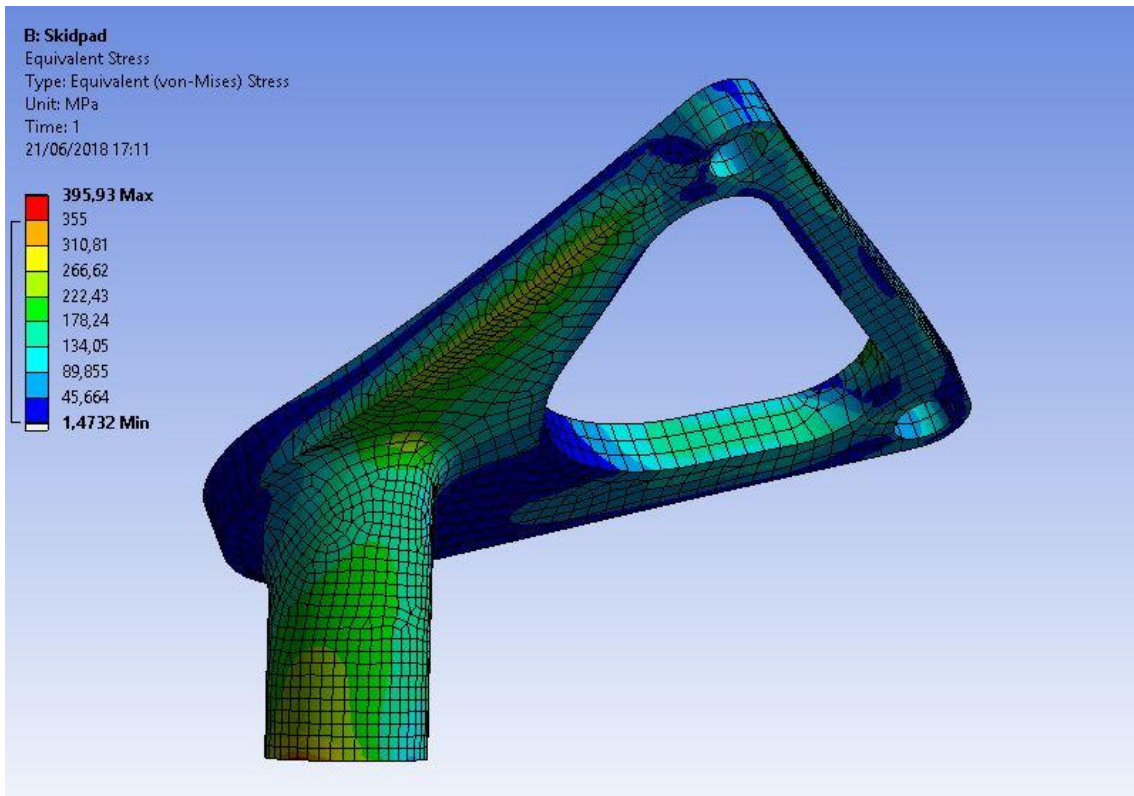
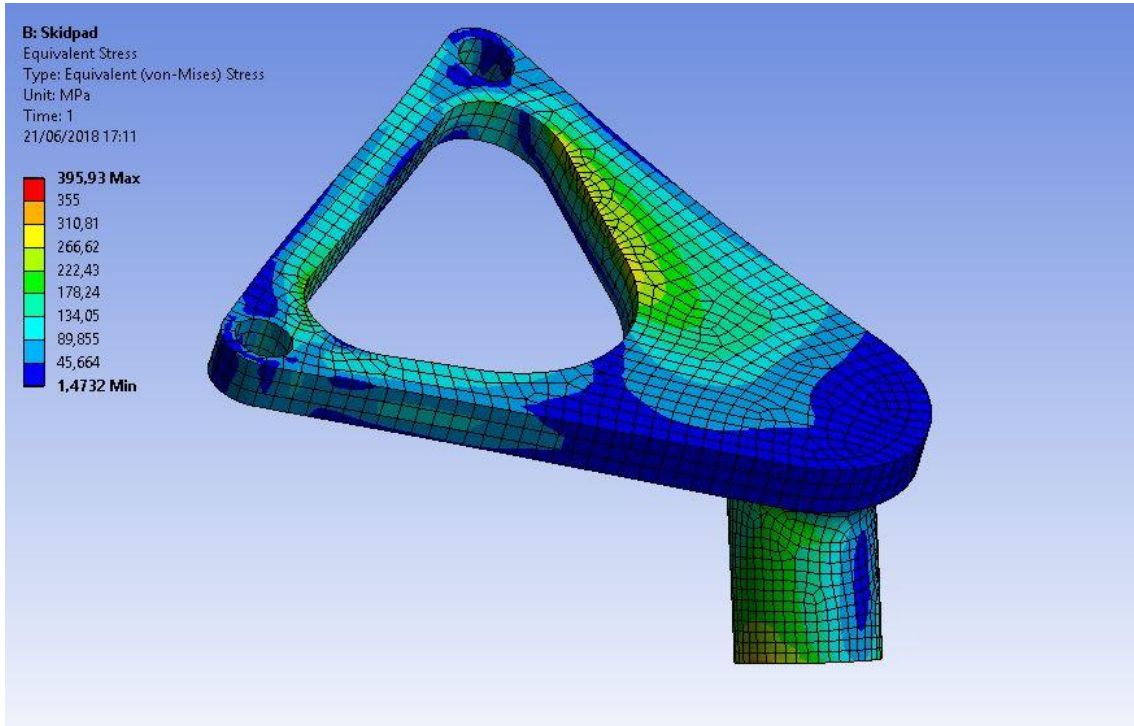


Figura 104 Resultados del Skidpad en el rocker definitivo

Con los resultados obtenidos, se valida la pieza para la prueba de Skidpad.

- Frenadas en circuito: las tensiones alcanzadas en el análisis de fatiga son menores que las del resto de análisis, dándose en el mismo punto crítico que el resto de comprobaciones. Los valores de las tensiones son los siguientes: 310 MPa en la frenada brusca, 305 MPa en la moderada y 291 MPa en la ligera.

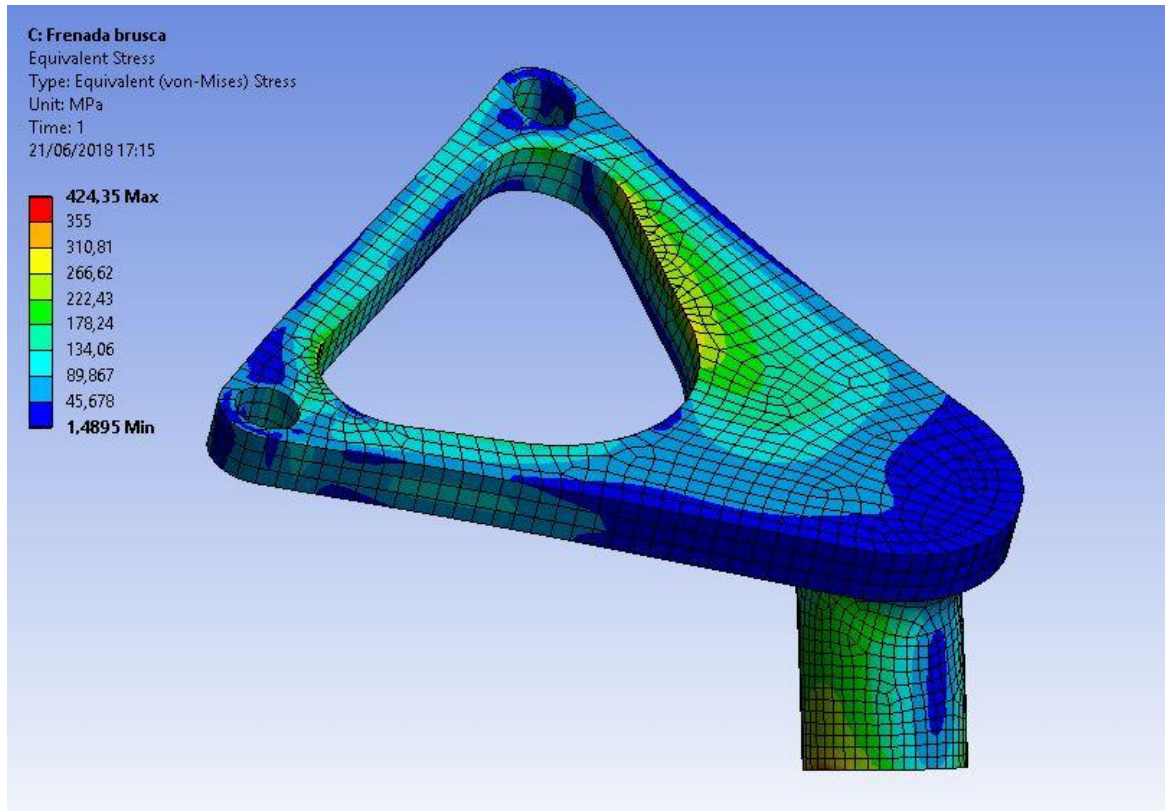


Figura 105 Resultados de la frenada brusca en el rocker definitivo



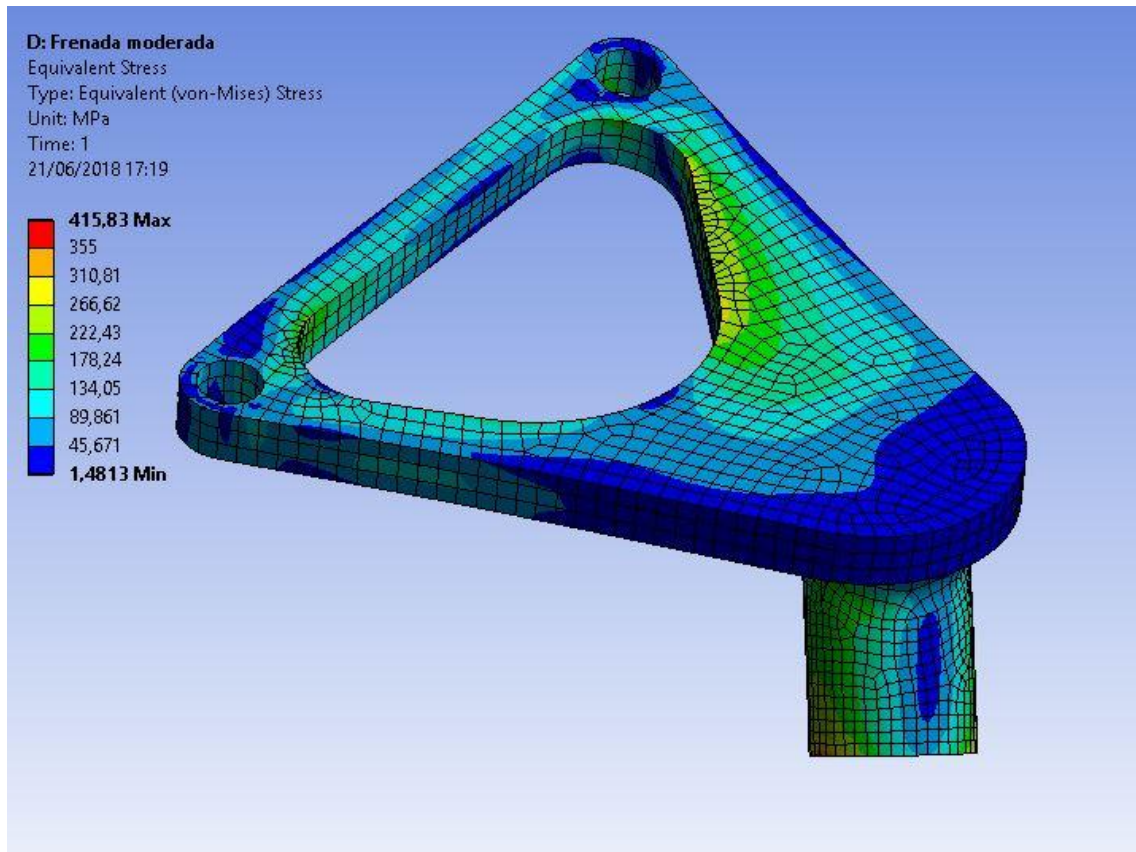


Figura 106 Resultados de la frenada moderada en el rocker definitivo

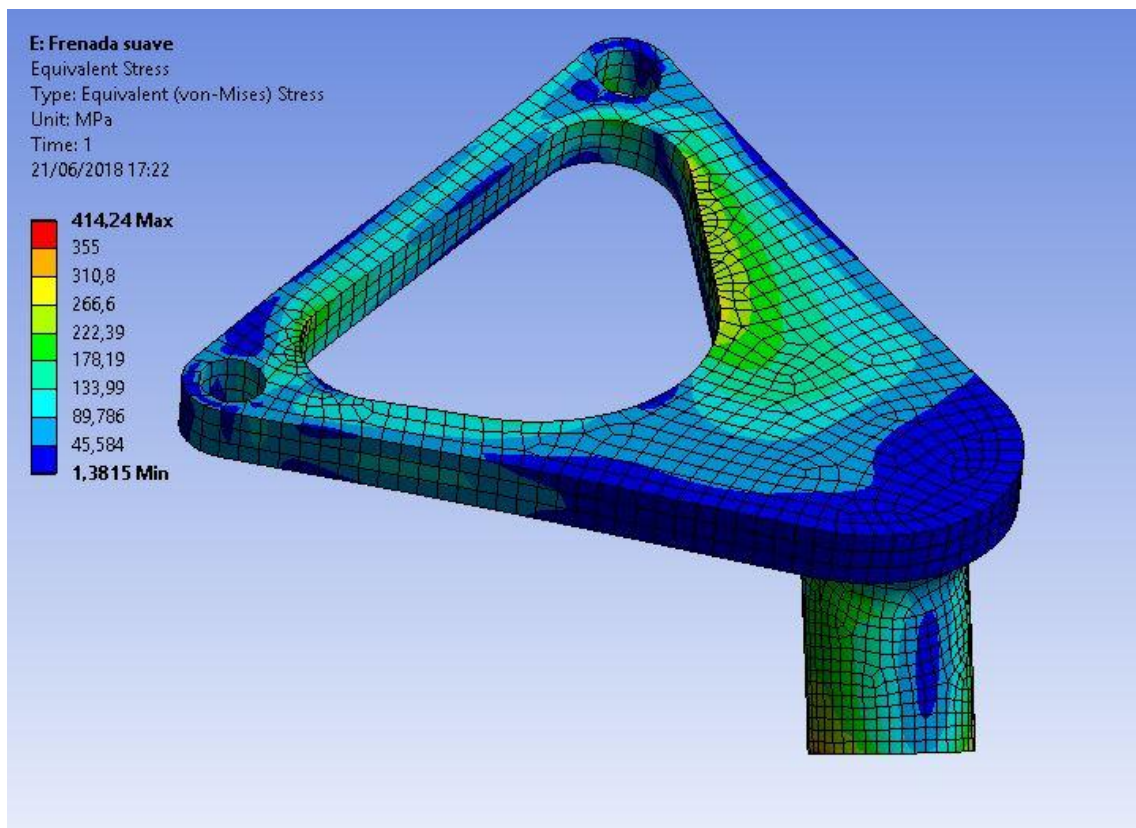


Figura 107 Resultados de la frenada ligera en el rocker definitivo



Conocidas las tensiones que provoca cada situación, se analiza también el número de ciclos de vida de la pieza en cada tipo de frenada, así como el coeficiente de seguridad respecto a vida infinita, considerando además que el número de frenadas moderadas y ligeras por vuelta es el doble que el de frenadas bruscas, tal y como se explica en el apartado “2.2.3 Simulaciones y resultados obtenidos” del análisis en Adams. Los resultados obtenidos son los siguientes:

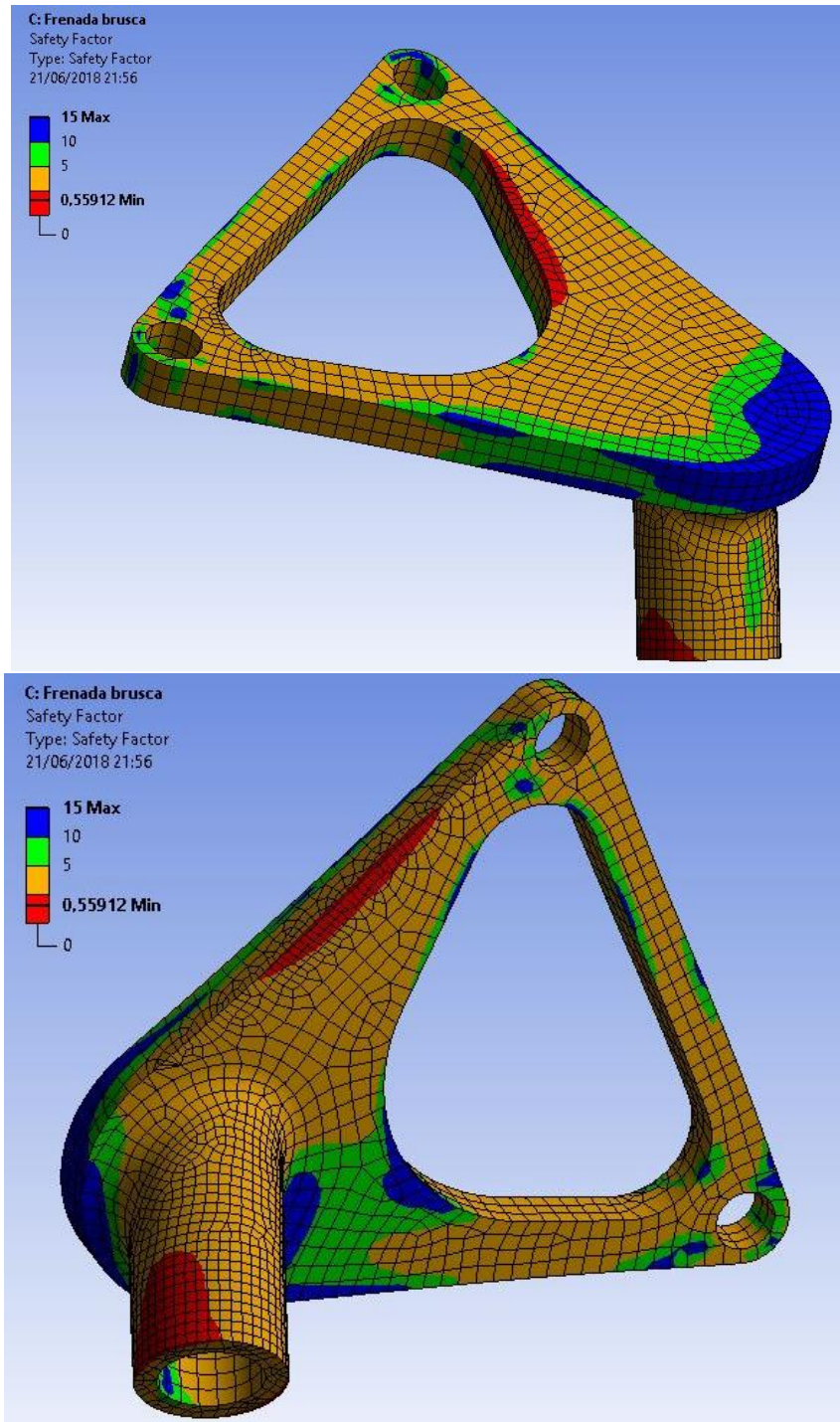


Figura 108 Coeficiente de seguridad de vida infinita en la frenada brusca

En la frenada brusca, se obtiene un coeficiente de 0,76, por lo que la pieza es capaz de aguantar 760000 ciclos. Los resultados para la frenada moderada son los siguientes:

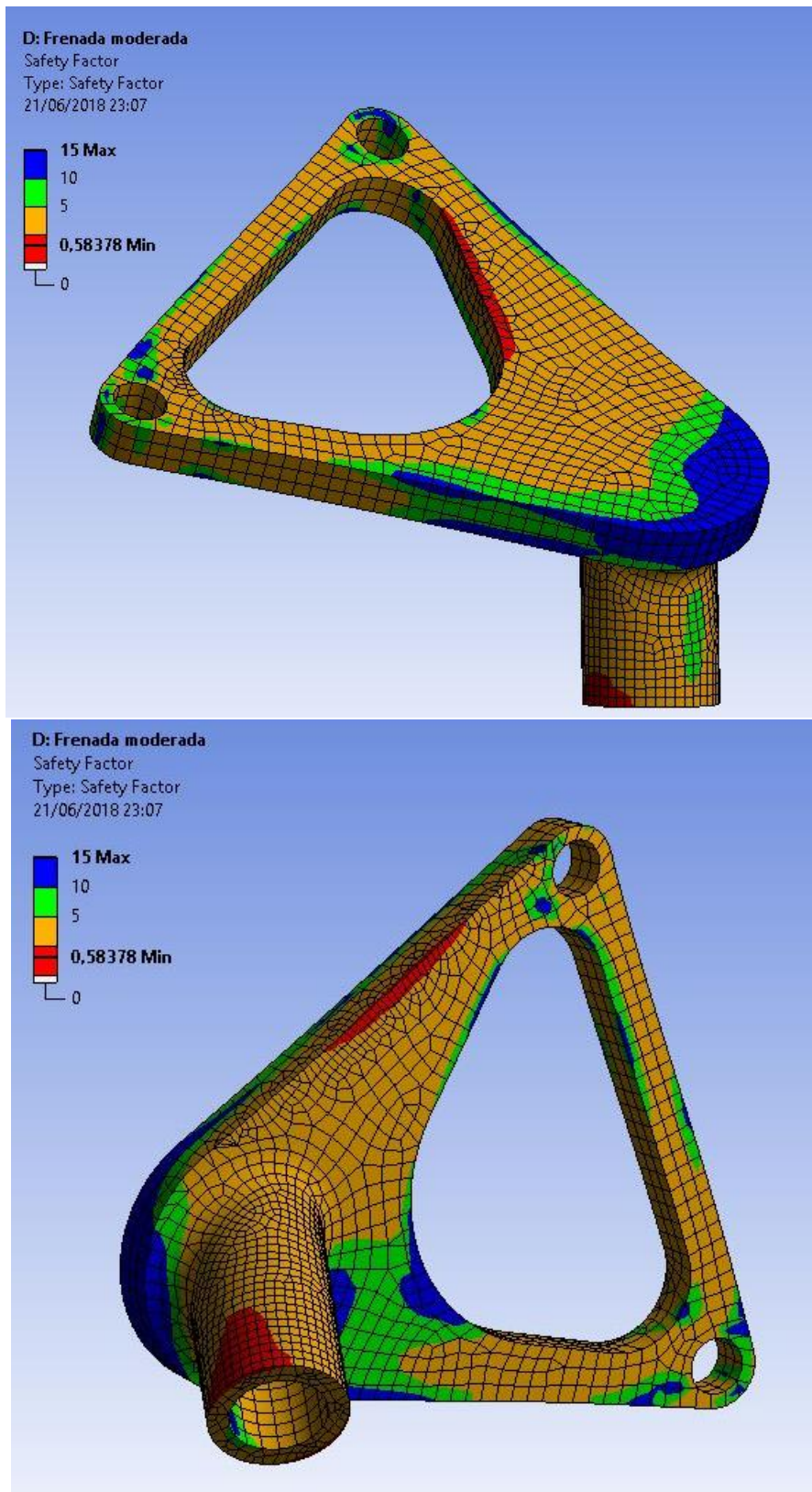


Figura 109 Coeficiente de seguridad de vida infinita en la frenada moderada

En la frenada moderada se obtiene un coeficiente de 0,79, por lo que se dará el fallo al alcanzar los 790000 ciclos. Por último, los resultados obtenidos para la frenada ligera son los siguientes:

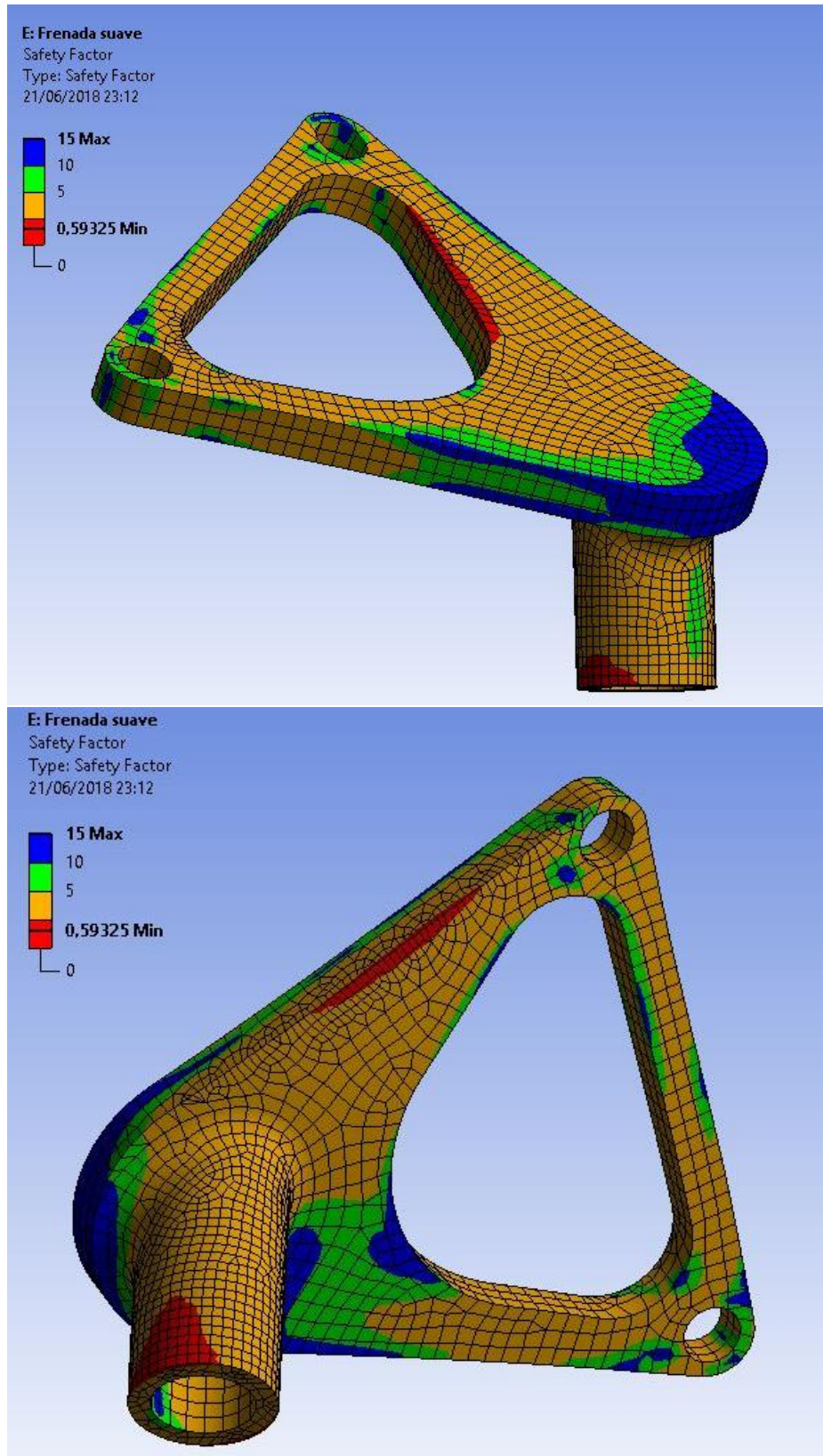


Figura 110 Coeficiente de seguridad de vida infinita en la frenada ligera



En el último análisis, el de la frenada ligera, se obtiene un CS de 0,8, por lo que la vida de la pieza ante esta sollicitación es de 800000 ciclos.

Por lo tanto, aplicando el método del Palmgren-Miner, y empleando el número de ciclos obtenido para cada situación, se obtiene el número de vueltas que puede dar el monoplaza alrededor del circuito antes de que se dé el fallo por fatiga: 260986 vueltas, con lo que el fallo por fatiga no será crítico en la pieza, pues no supera a los efectos del test de frenada.

### 3.2.4. Trapecio inferior

El trapecio está compuesto por 3 piezas de acero S355 unidas por soldadura: dos barras y un elemento de unión entre ellas, denominado punta, que conecta el trapecio inferior con la parte baja de la mangueta mediante una rótula esférica. Se busca emplear una punta con la mínima cantidad de material posible, además de utilizar tubos de pequeño diámetro. Para su dimensionamiento, al igual que con el rocker, se tiene en cuenta el desplazamiento del trapecio en el punto en el que se miden las reacciones, aunque en este caso, en vez de introducir en Ansys una geometría “desplazada” respecto a su posición original, se opta por girar las fuerzas, de modo que su efecto sobre el trapecio sea el mismo que el de las cargas originales, pero con el trapecio girado. Para calcular estas fuerzas, se ha estudiado el desplazamiento vertical de las uniones del trapecio con la mangueta y el chasis, aproximando la variación en la inclinación del trapecio a la tangente entre dicha variación y la longitud en proyección de los trapecios, resultando en ángulos de giro de entre 2º y 3º. Cada situación se ha estudiado con su ángulo correspondiente, obteniendo las siguientes cargas y ratios de fatiga:

Test de frenada			
Unión	x	y	z
Trap Inferior	1636,08408	617,782445	13,0828427

Skidpad			
Unión	x	y	z
Trap Inferior	305,88	3417,6	166,2

Frenada brusca			
Unión	x	y	z
Trap Inferior	1203,4428	811,800155	-4,23305979

Frenada moderada			
Unión	x	y	z
Trap Inferior	1204,2	681,129677	4,59386043

Frenada ligera			
Unión	x	y	z
Trap Inferior	1204,56	625,35497	8,23881021

Ratios de fatiga	
Simulación	Trap Inferior
F Brusca	-0,073
F Moderada	-0,076
F Suave	-0,078

Tabla 3 Cargas y ratios de fatiga para cada situación en el trapecio inferior

#### 3.2.4.1. Predimensionamiento del trapecio inferior

En un primer momento, se realiza el análisis con tubos de diámetro exterior de 12 mm e interior de 10 mm, para poder ver si existe la posibilidad de utilizar tubos menores. La geometría de la punta se predimensiona con el objetivo de posibilitar un buen anclaje

con las barras y con un alojamiento para la rótula esférica con la que se unirá a la mangueta:

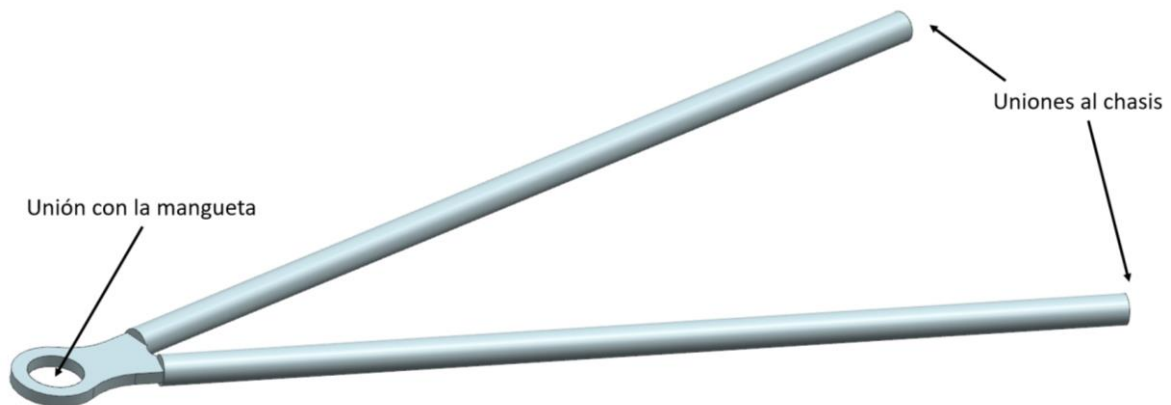


Figura 111 Geometría inicial del trapecio inferior

Una vez introducida la pieza en Ansys, se malla con hexaedros de 3 mm, sin refinar:

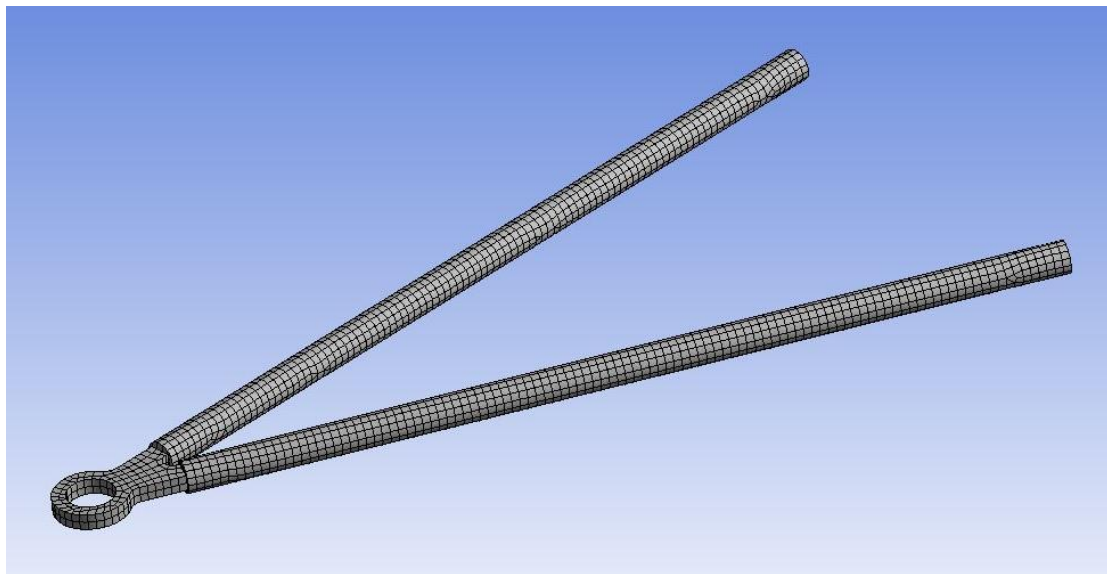


Figura 112 Malla del diseño inicial del trapecio inferior

El procedimiento para poder analizar cada uno de los 3 elementos que componen el trapecio depende de las condiciones de contorno impuestas, ya que todos los apoyos del elemento son rótulas, pero no puede modelizarse de ese modo ya que entonces las cargas, que se aplican en el punto central del alojamiento de la rótula como remote force, serían absorbidas por el apoyo en dicha localización. Por lo tanto, no se coloca ningún apoyo en la punta, pero sí en los extremos de los trapecios, en las uniones con el chasis. Para que la estructura no se comporte como un mecanismo, se empotra uno de los extremos y se articula el otro, cambiando la disposición según la barra que se quiera estudiar. En otras palabras, si se quiere ver el estado tensional de la barra

delantera del trapecio, se articula en su extremo (tal y como estaría en la realidad) y se empotra la trasera (cuyos resultados no serían reales, pero tampoco se consideran). A la hora de dimensionar la otra barra, la trasera, se operaría de forma inversa, articulando la barra que se quiera estudiar y empotrando la otra. Finalmente, en cuanto a la punta, se estudia el caso más crítico de los dos descritos, dimensionándolo del lado de la seguridad. Este proceso se seguirá también en el dimensionamiento del trapecio superior.

Tras introducir las cargas, se obtienen los siguientes resultados para el test de frenada y el Skidpad:

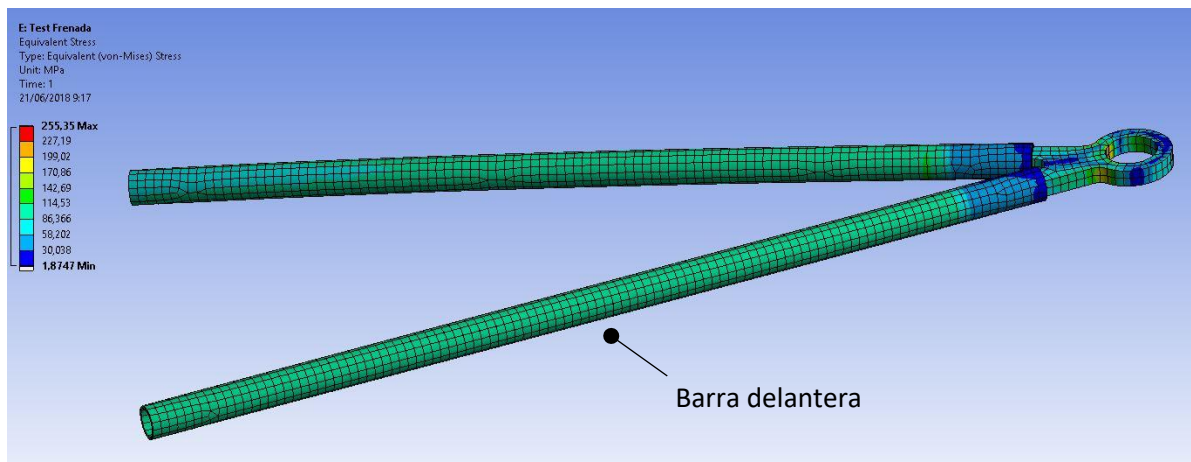


Figura 113 Resultados del test de frenada en el diseño inicial del trapecio inferior, en la barra delantera

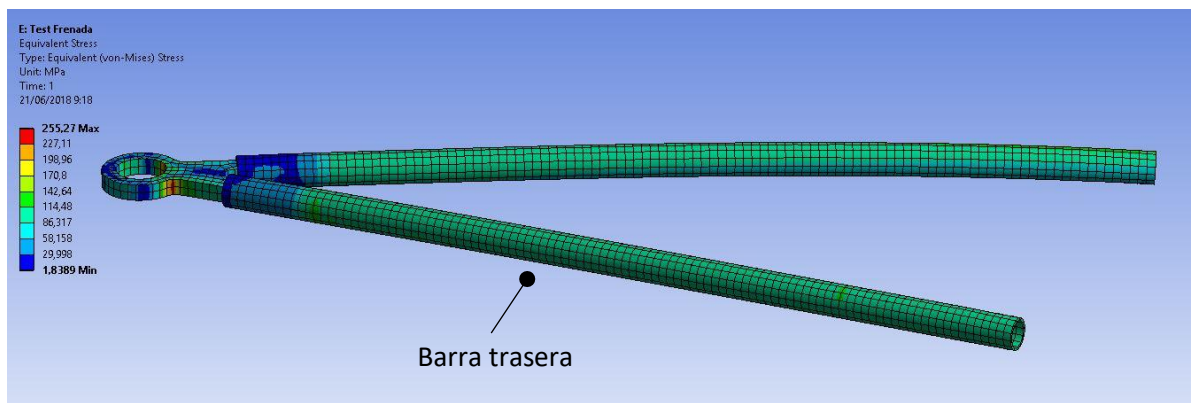


Figura 114 Resultados del test de frenada en el diseño inicial del trapecio inferior, en la barra trasera

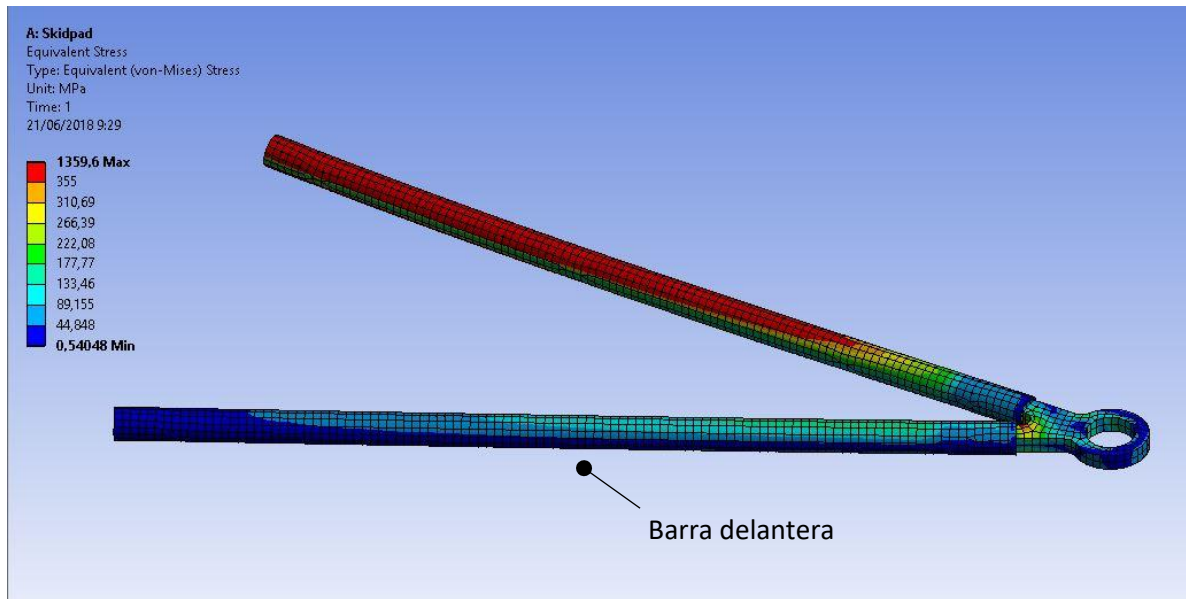


Figura 115 Resultados del Skidpad en el diseño inicial del trapecio inferior, en la barra delantera

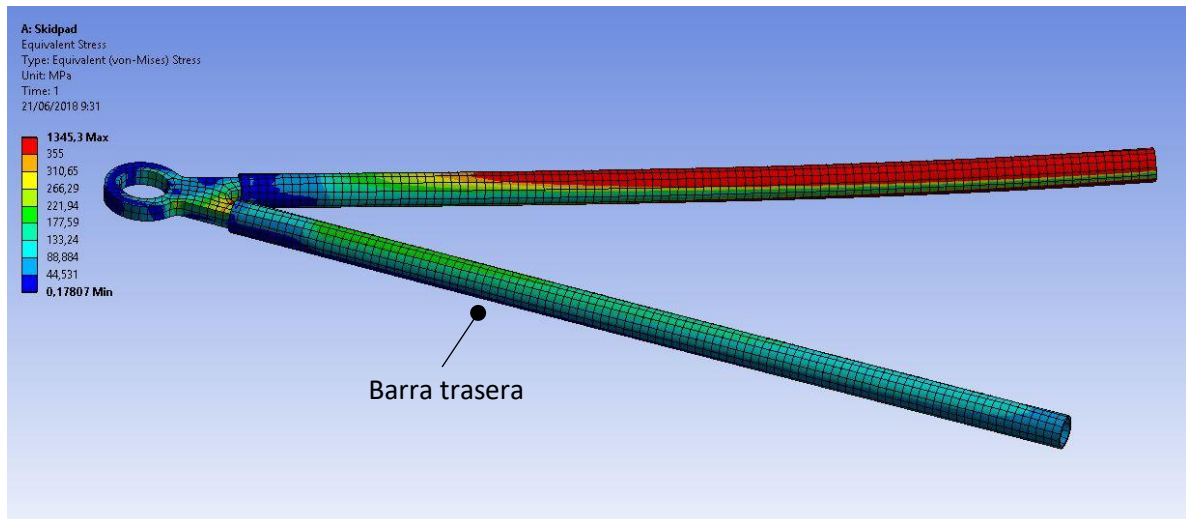


Figura 116 Resultados del Skidpad en el diseño inicial del trapecio inferior, en la barra trasera

En estos 2 análisis se han obtenido tensiones máximas en las barras de 120 MPa y 220 MPa para el test de frenada y el Skidpad, respectivamente. En cuanto a la punta, la tensión máxima ha sido de 335 MPa, con lo que tiene un pequeño margen de 20 MPa hasta la fluencia. Para terminar de estudiar este diseño previo, se analiza la situación más crítica de fatiga, y si sus resultados son bajos, se optimizará el diseño, ya que con estas piezas el trapecio aguantaría con un gran margen:

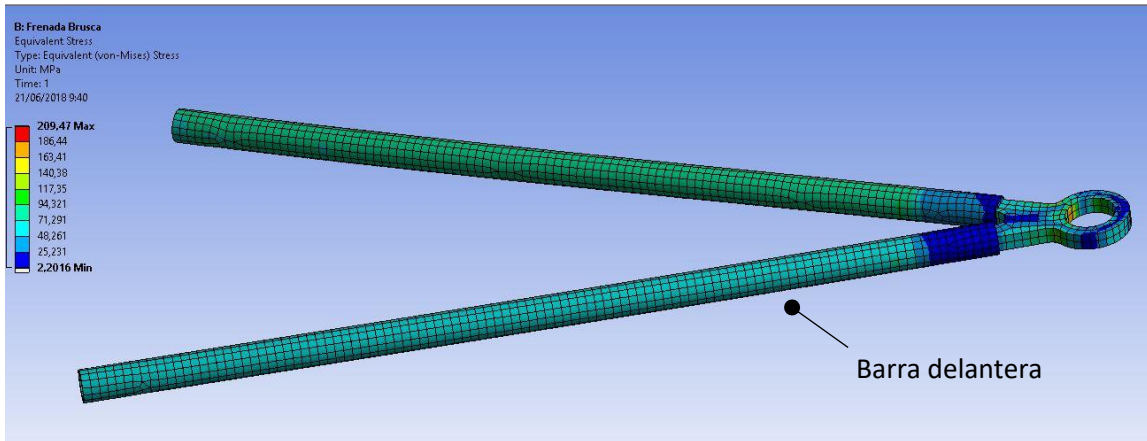


Figura 117 Resultados de la frenada brusca en el diseño inicial del trapecio inferior, en la barra delantera

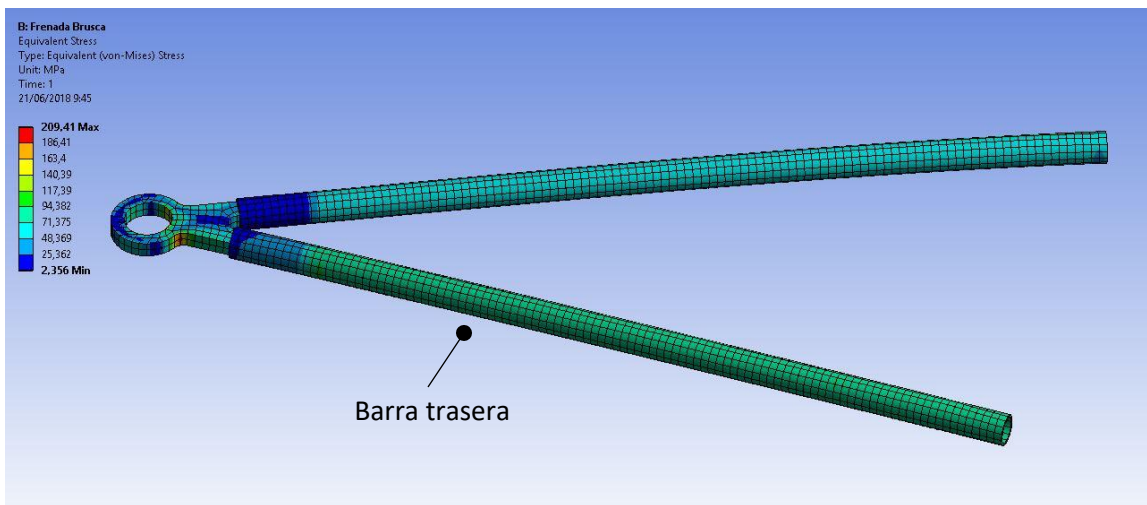


Figura 118 Resultados de la frenada brusca en el diseño inicial del trapecio inferior, en la barra trasera

Para la situación más crítica de fatiga, se ha obtenido una tensión máxima muy poco crítica para el material escogido, alcanzando los 70 MPa en la barra delantera, 95 MPa en la trasera y 209 MPa en la punta, obteniendo en siguiente número de ciclos:

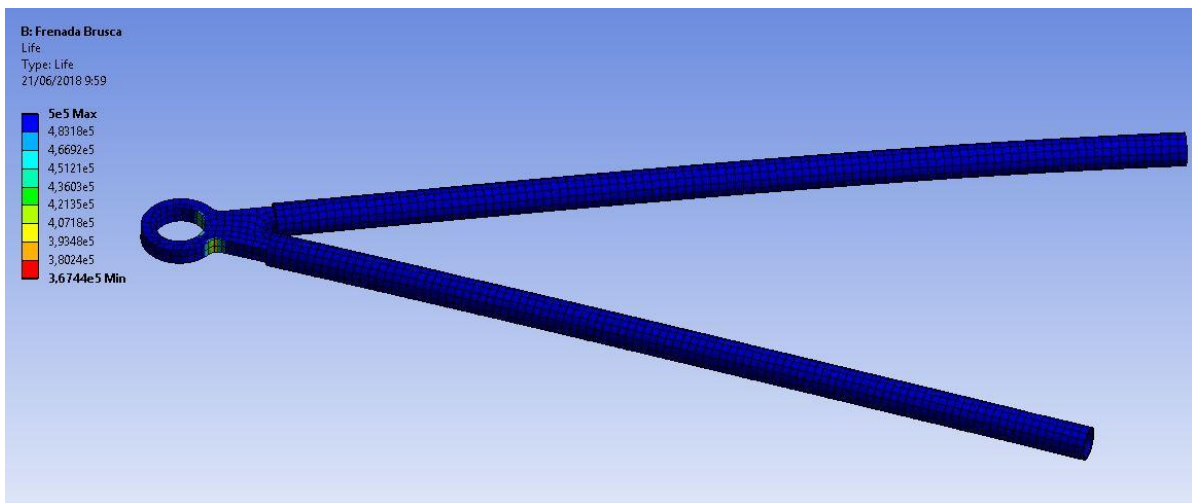


Figura 119 Ciclos de vida obtenidos en el trapecio inferior inicial, en las frenadas bruscas



El número de ciclos de vida mínimo obtenido, que se da en el radio de acuerdo de la punta, es muy elevado, por lo que se concluye que este trapecio está sobredimensionado y puede optimizarse. Por lo tanto, el siguiente paso en su diseño será reducir el diámetro de los tubos, empleando tubos de 10 mm de diámetro exterior y 8 mm de diámetro interior, tal y como se muestra a continuación:

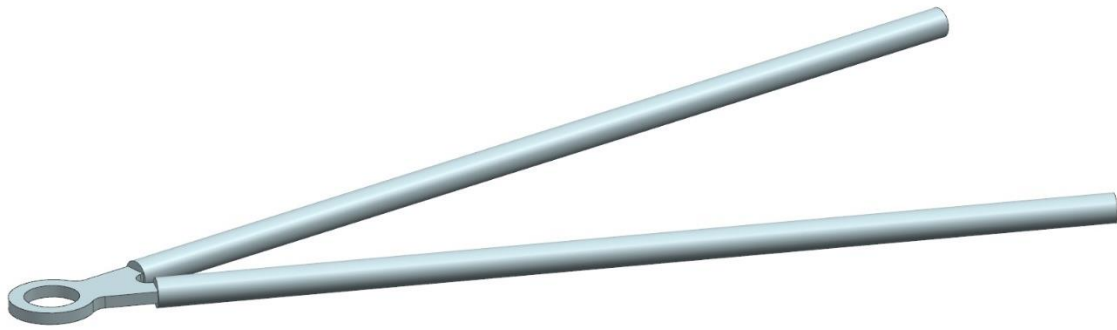


Figura 120 Trapecio inferior modificado con tubos de menor diámetro

Empleando el mismo tipo y tamaño de elemento de malla que con el diseño inicial, se analizan las tensiones obtenidas en el test de frenada:

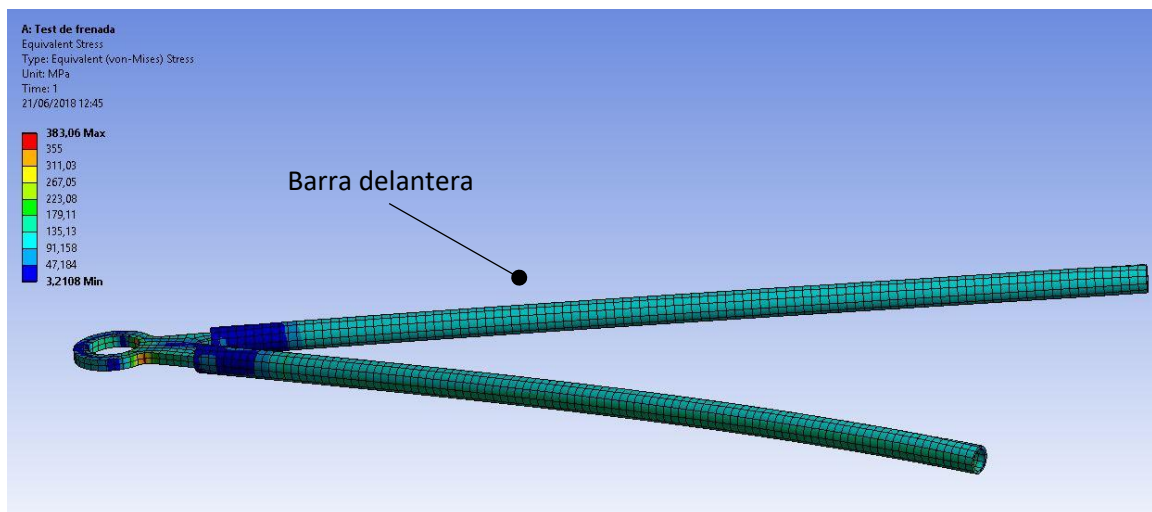


Figura 121 Resultados del test de frenada en el diseño modificado del trapecio inferior, en la barra delantera

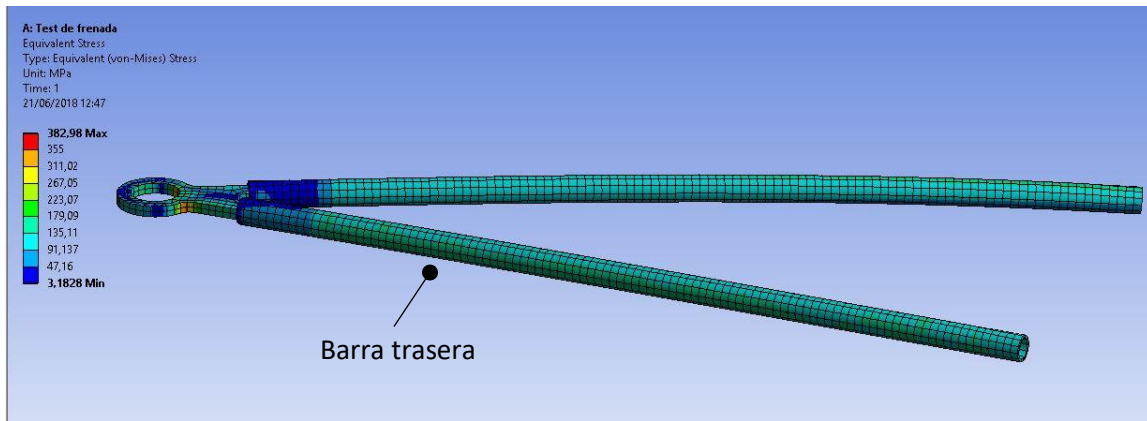


Figura 122 Resultados del test de frenada en el diseño modificado del trapecio inferior, en la barra trasera

Como puede observarse, se alcanzan tensiones que superan el límite de fluencia del material en los radios de acuerdo de la punta, por lo que será necesario aumentar su valor y evitar estas concentraciones de tensiones. En cuanto a las barras, las tensiones obtenidas alcanzan aproximadamente los 190 MPa, aunque antes de seguir estudiando el resto de casos, se opta por modificar la punta, ya que es plausible suponer que no se dará el fallo también en las barras, teniendo en cuenta el incremento en las tensiones que se ha producido en el test de frenada para las barras seleccionadas inicialmente y las de este tamaño.

#### 3.2.4.2. Diseño definitivo del trapecio inferior

El radio de acuerdo que causaba las concentraciones se ha aumentado, pasando de 5 mm a 22 mm, y se mantienen los tubos de diámetro exterior de 10 mm e interior de 8 mm.

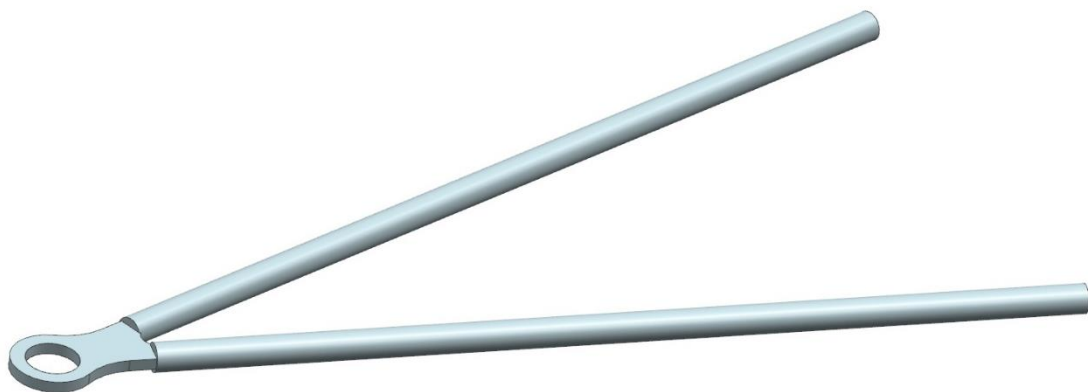


Figura 123 Diseño del trapecio inferior definitivo

De este modo, no se debería dar el fallo, pero el trapecio tampoco tendría que estar sobredimensionado. Para comprobarlo, se realizan todos los análisis empleando una malla sin refinar de hexaedros de 2,8 mm en toda la pieza:

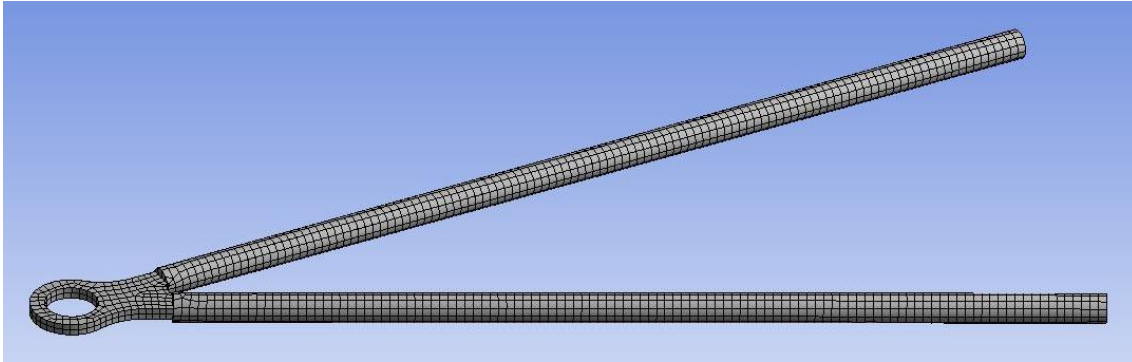


Figura 124 Malla empleada en los análisis del trapecio inferior definitivo

- Test de frenada: se obtienen tensiones máximas de 120 MPa en la barra delantera, 140 MPa en la trasera y 297 MPa en la punta, por lo que el cambio en la geometría ha dado resultados positivos.

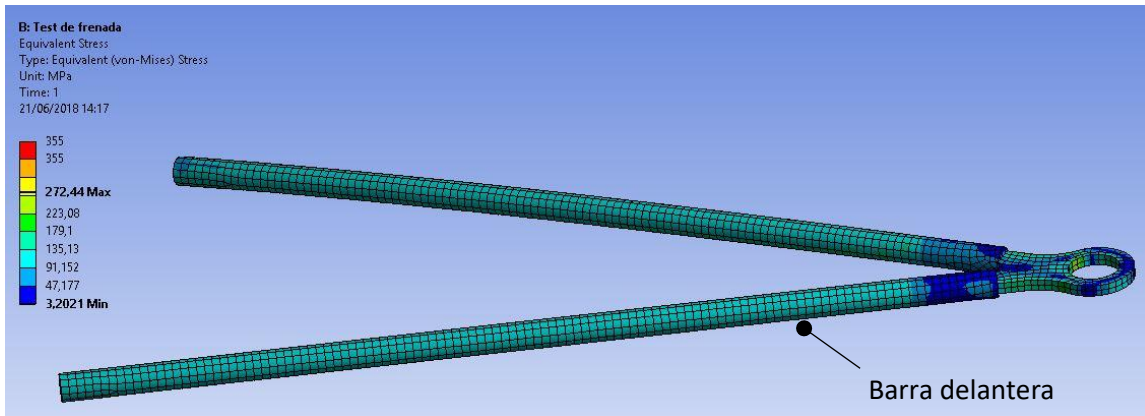


Figura 125 Resultados del test de frenada en el diseño definitivo del trapecio inferior, en la barra delantera

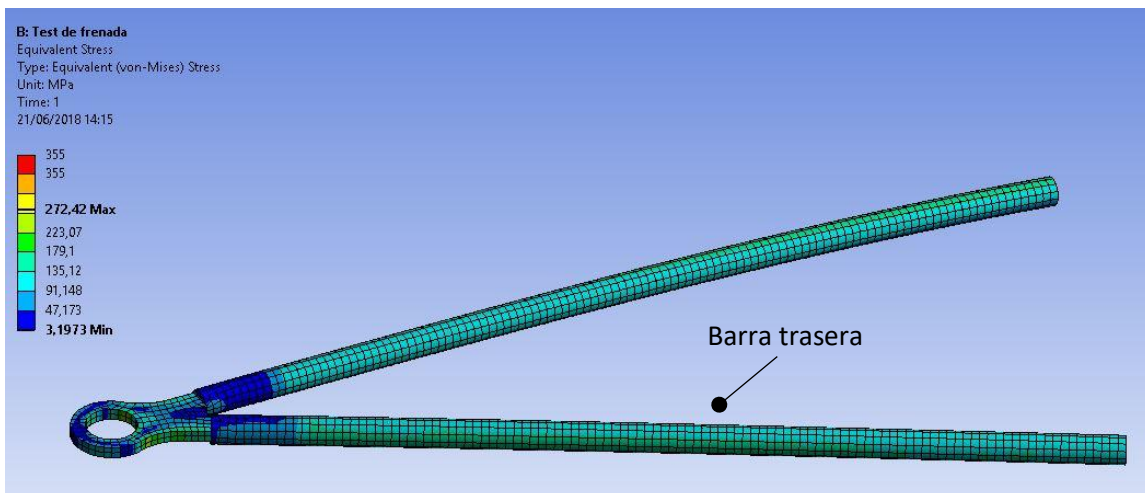


Figura 126 Resultados del test de frenada en el diseño definitivo del trapecio inferior, en la barra trasera

Con los resultados obtenidos, el trapecio inferior queda validado frente al test de frenada, habiendo reducido las concentraciones de tensiones que se daban en la punta.

- Skidpad: las tensiones obtenidas en este análisis justifican el diseño finalmente elegido para el trapecio inferior, ya que se alcanzan los 270 MPa en la barra delantera, 315 MPa en la barra trasera, y 370 MPa en una de las zonas de la punta, aunque estas tensiones se dan en los puntos de unión entre barras y punta, con lo que en la realidad en esa zona existirá un aporte de material que reducirá las tensiones en esa zona y las disminuirá lo suficiente como para que no se dé el fallo (15 MPa).

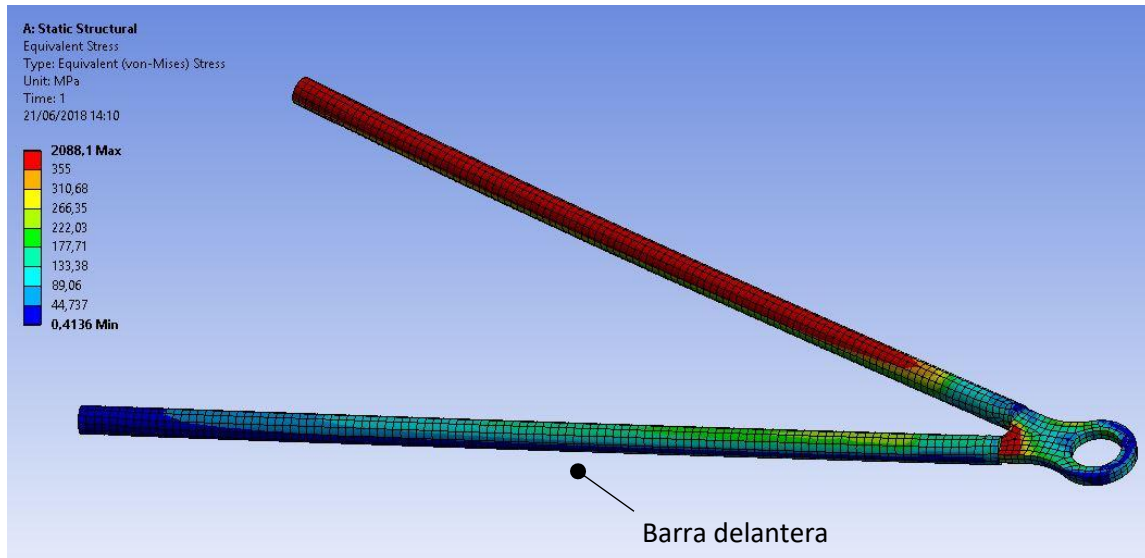


Figura 127 Resultados del Skidpad en el diseño definitivo del trapecio inferior, en la barra delantera

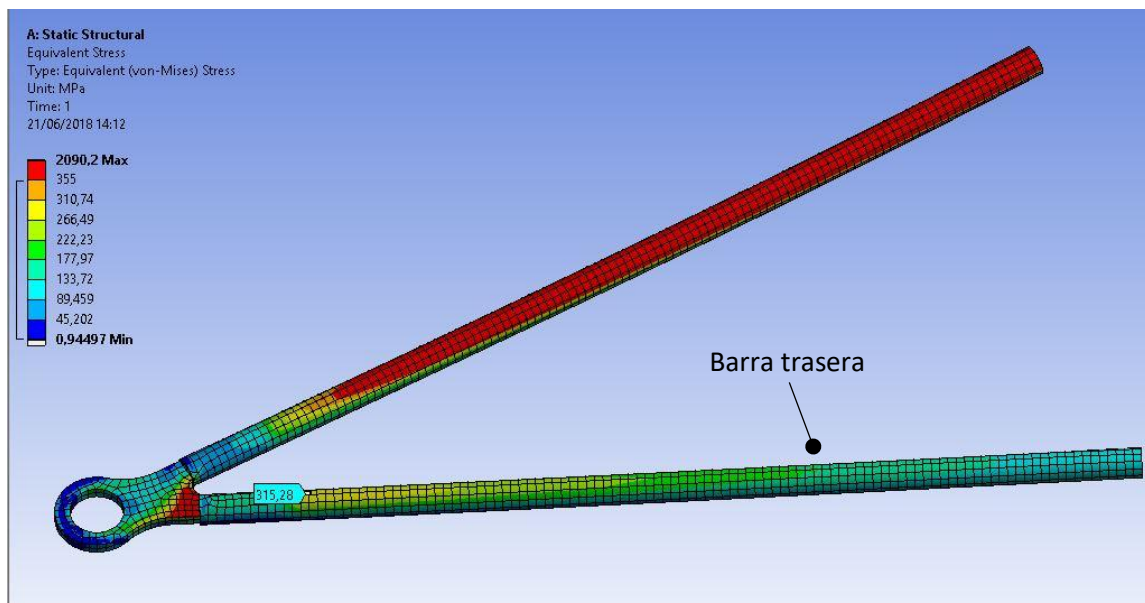


Figura 128 Resultados del Skidpad en el diseño definitivo del trapecio inferior, en la barra trasera

Con estos resultados, el diseño escogido se valida frente a la prueba de Skidpad, aunque en el cálculo de la soldadura, que queda fuera del alcance de este proyecto, se tendría que considerar la cantidad de material de aporte necesario para reducir un poco las tensiones en las uniones entre las barras y la punta.

- Frenadas en circuito: aunque el Skidpad parezca la situación más crítica en cuanto al dimensionamiento del trapecio inferior, se estudia el daño acumulado en cada vuelta alrededor de un circuito típico de FSAE, obteniendo los siguientes resultados:

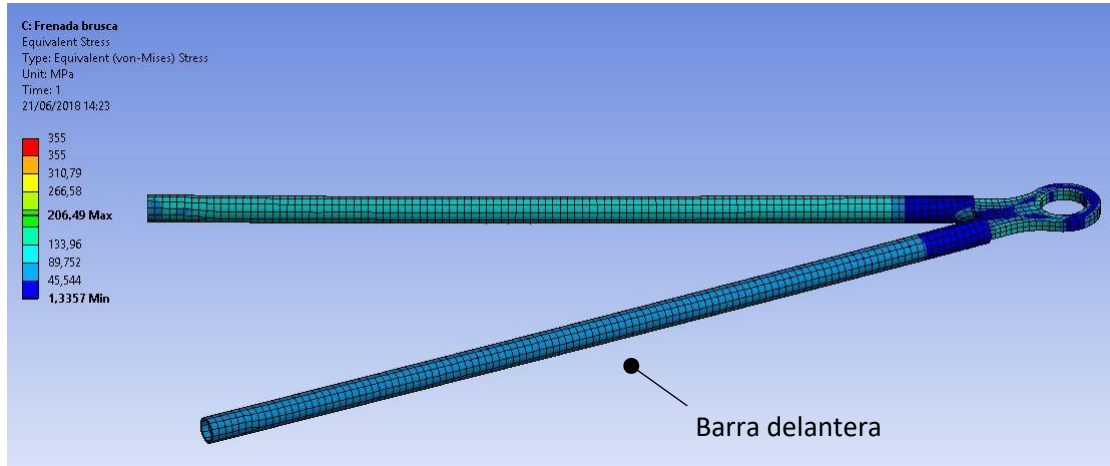


Figura 129 Resultados de la frenada brusca en el diseño definitivo del trapecio inferior, en la barra delantera

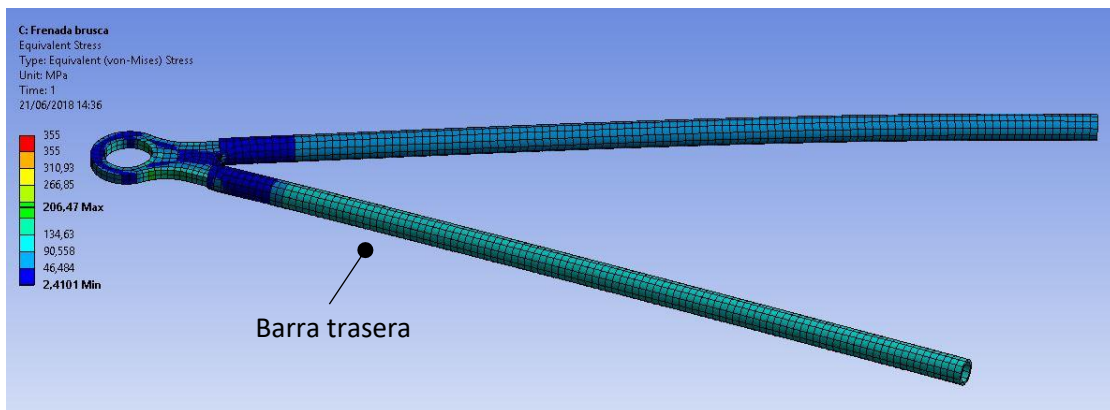


Figura 130 Resultados de la frenada brusca en el diseño definitivo del trapecio inferior, en la barra trasera

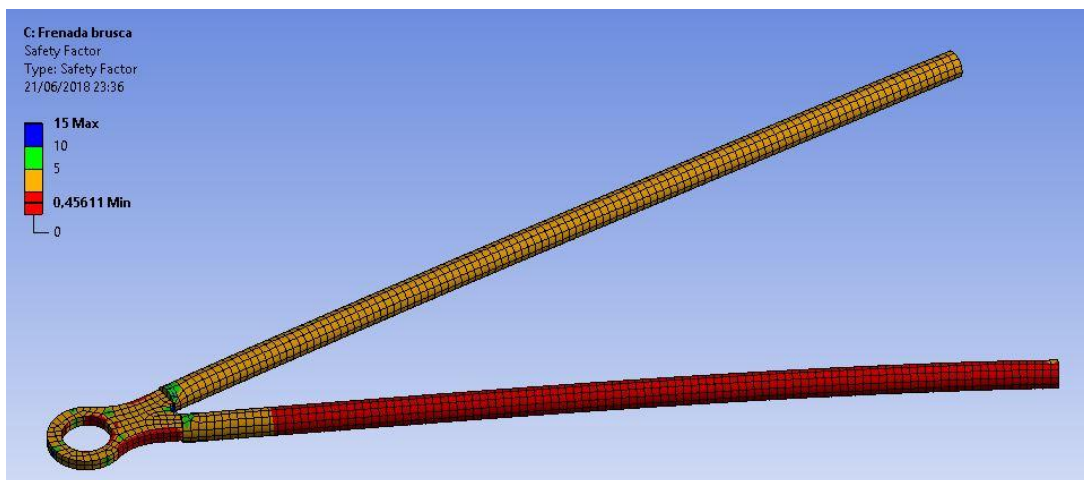


Figura 131 Coeficiente de seguridad frente a vida infinita del diseño definitivo del trapecio inferior en la frenada brusca



Se obtienen unas tensiones máximas de 83 MPa en la barra delantera, 120 MPa en la trasera y 206 MPa en la punta, con un coeficiente de seguridad frente a vida infinita mínimo de 0,45611 en la punta, es decir 456110 ciclos. En cuanto a la frenada moderada, los resultados son los siguientes:

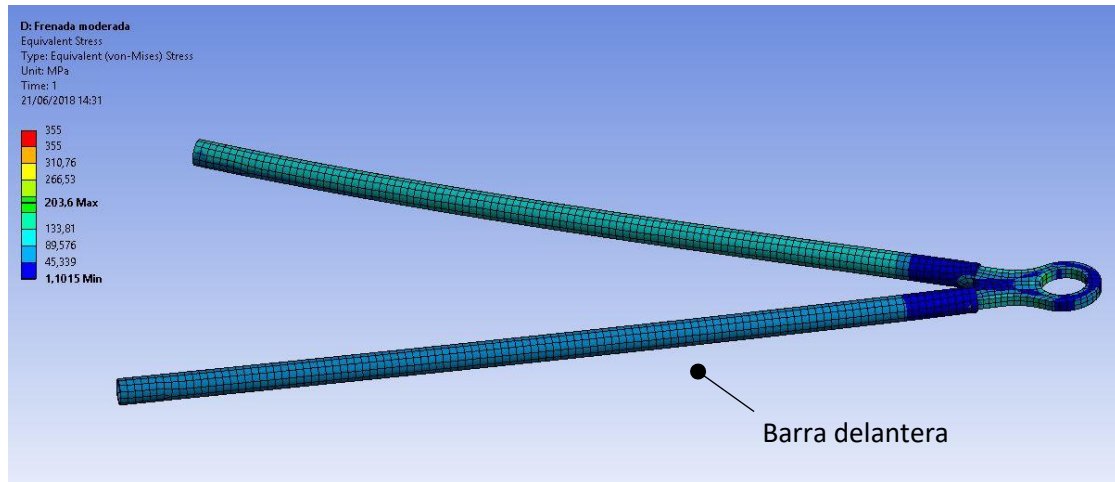


Figura 132 Resultados de la frenada moderada en el diseño definitivo del trapecio inferior, en la barra delantera

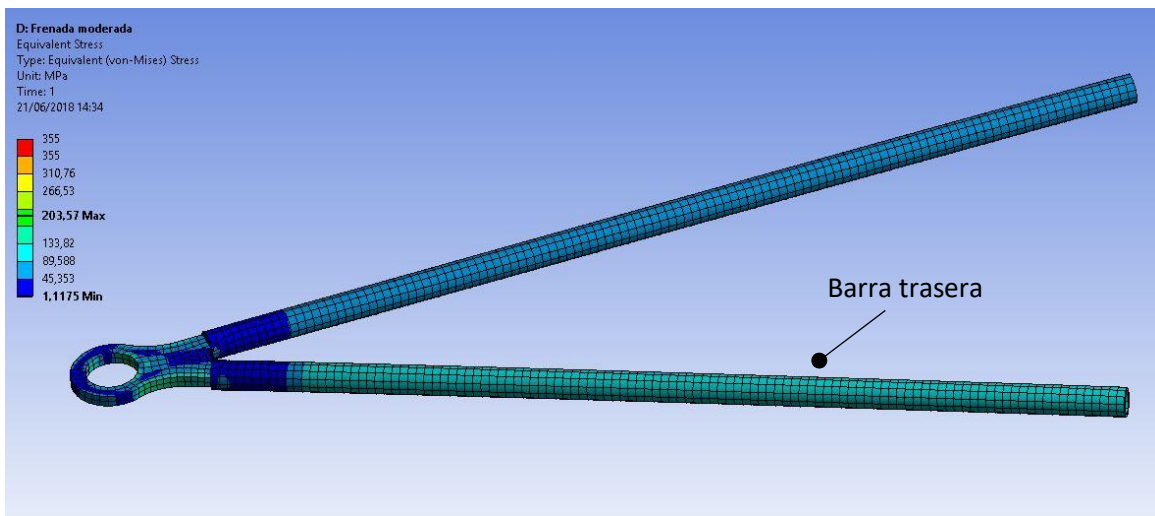


Figura 133 Resultados de la frenada moderada en el diseño definitivo del trapecio inferior, en la barra trasera

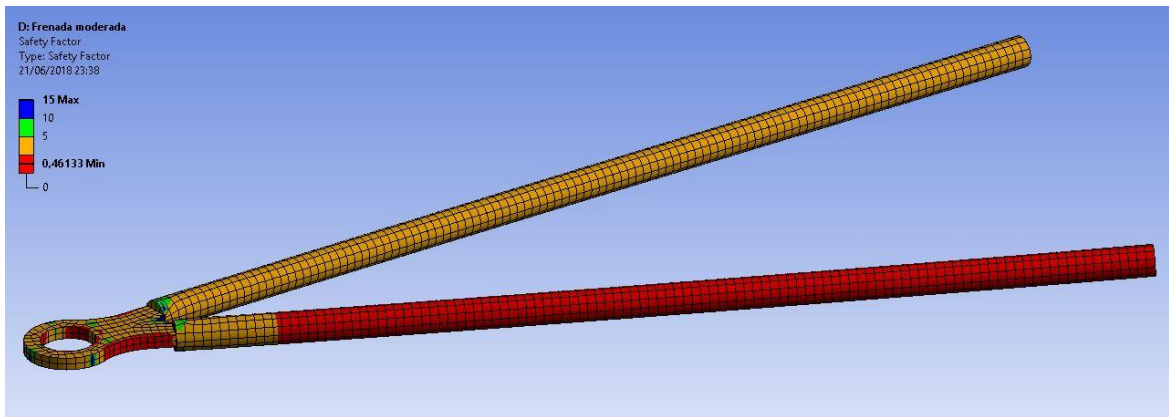


Figura 134 Coeficiente de seguridad frente a vida infinita del diseño definitivo del trapecio inferior en la frenada moderada

Se obtienen unas tensiones máximas de 87 MPa en la barra delantera, 110 MPa en la trasera y 203,6 MPa en la punta, con un coeficiente de seguridad frente a vida infinita mínimo de 0,46133 en la punta, es decir, 461330 ciclos. En cuanto a la frenada ligera, los resultados son los siguientes:

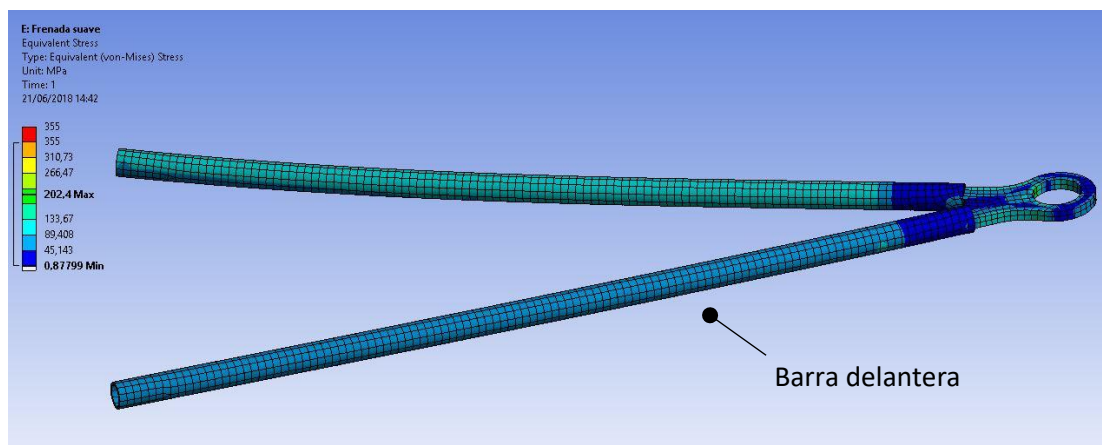


Figura 135 Resultados de la frenada suave en el diseño definitivo del trapecio inferior, en la barra delantera

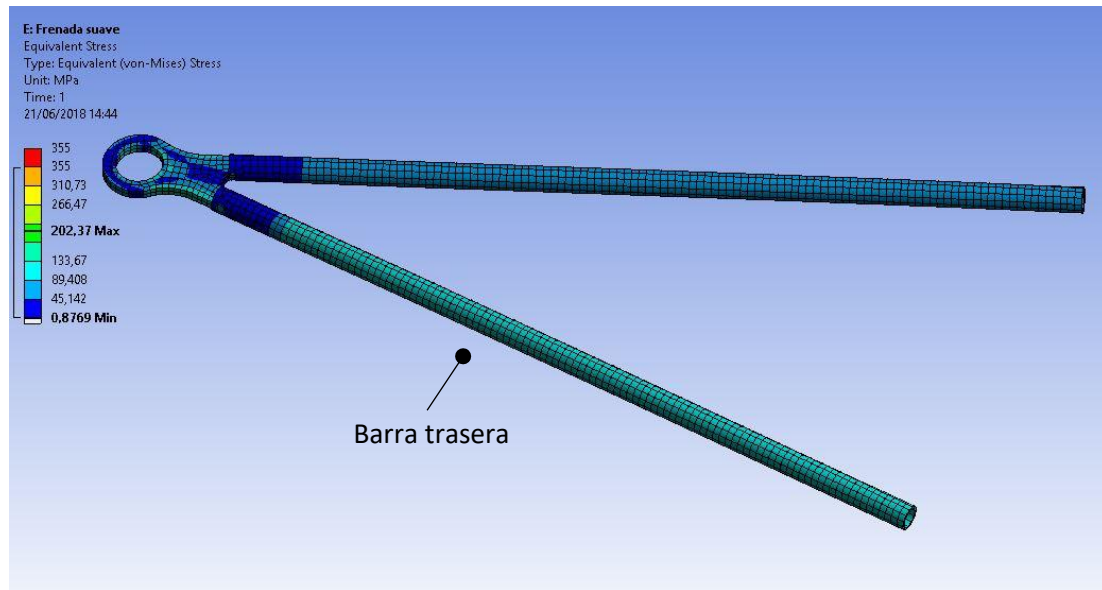


Figura 136 Resultados de la frenada suave en el diseño definitivo del trapecio inferior, en la barra trasera

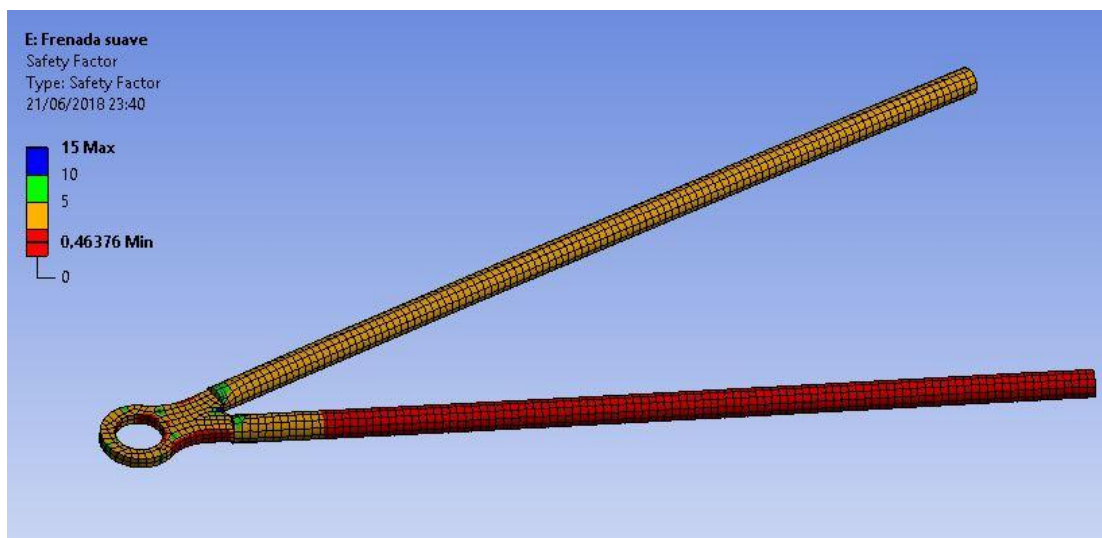


Figura 137 Coeficiente de seguridad frente a vida infinita del diseño definitivo del trapecio inferior en la frenada ligera

Se obtienen unas tensiones máximas de 90 MPa en la barra delantera, 105 MPa en la trasera y 202,4 MPa en la punta, con un coeficiente de seguridad frente a vida infinita mínimo de 0,46376 en la punta, es decir, 463760 ciclos.

Por lo tanto, aplicando el método del Palmgren-Miner, y empleando el número de ciclos obtenido para cada situación, se obtiene el número de vueltas que puede dar el monoplaza alrededor del circuito antes de que se dé el fallo por fatiga: 153459 vueltas, con lo que el fallo por fatiga no será crítico en la pieza, pues no supera a los efectos del Skidpad.



### 3.2.5. Trapecio superior

Este trapecio está compuesto por 5 piezas de acero S355 unidas por soldadura: dos barras, la punta que sirve de unión entre ellas, y dos chapas pequeñas (soldadas a la punta) para anclar el push rod. De nuevo, se tratará de dimensionar con la mínima cantidad de material posible, y considerando el desplazamiento del trapecio, siguiendo el mismo método que en el trapecio inferior (girando las cargas). A continuación, se presentan las cargas mayoradas y giradas que se emplean en el dimensionamiento del trapecio superior:

Test de frenada			
Unión	x	y	z
Trap Super	-686,64264	-112,248833	1154,14928
Pushrod	-37,392	-1064,91997	-1846,47518

Skidpad			
Unión	x	y	z
Trap Super	-129	-1479	1144,44
Pushrod	75,756	-1775,052	-955,524

Frenada brusca			
Unión	x	y	z
Trap Super	-513,13524	-886,158174	1186,62758
Pushrod	-37,32	-1949,399	-882,947655

Frenada moderada			
Unión	x	y	z
Trap Super	-513,48	-217,095297	1126,06917
Pushrod	-38,712	-1907,71686	-887,416144

Frenada ligera			
Unión	x	y	z
Trap Super	-510,84	-200,277268	1113,22957
Pushrod	-39,96	-1889,73593	-889,370292

Ratios de fatiga		
Simulación	Rocker-Push	Rocker-Amor
F Brusca	0,570	0,808
F Moderada	0,711	0,822
F Suave	0,720	0,828

Tabla 4 Cargas y ratios de fatiga para cada situación en el trapecio superior

#### 3.2.5.1. Predimensionamiento del trapecio superior

En este primer diseño, se emplean tubos de diámetro exterior de 10 mm e interior de 8 mm, con una punta de forma similar a la del trapecio inferior, aunque algo más ancha debido a la disposición de los tubos. Las 2 chapas de unión con el push rod tienen un espesor de 3 mm y son susceptibles de tener concentraciones de tensiones en su base, ya que se dibujan con un único radio de acuerdo, simulando el material de aporte del cordón de soldadura. En la realidad, las pequeñas concentraciones de tensiones que salgan entre las uniones de las barras y chapas con la punta no existirán, siempre y cuando la soldadura sea de calidad y no genere más concentraciones de tensiones.

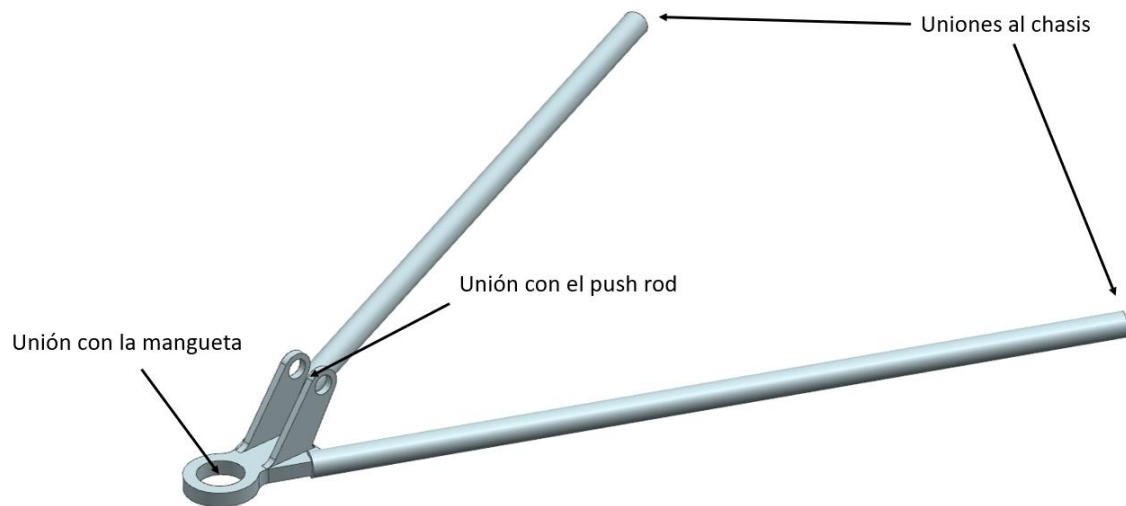


Figura 138 Geometría inicial del trapecio superior

Después de introducir la pieza en Ansys, se malla con hexaedros de 4 mm en toda la pieza, refinando la punta con elementos de 2 mm, lo cual facilitará la localización de las concentraciones de tensiones.

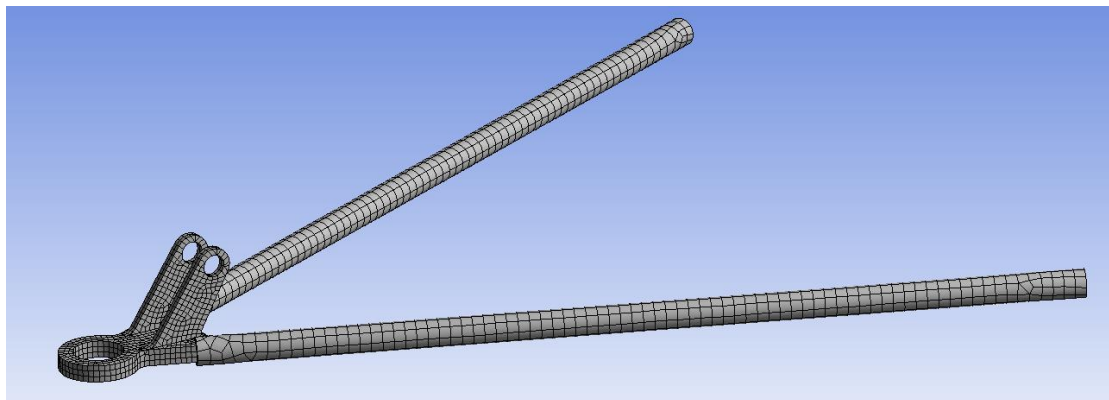


Figura 139 Malla del diseño inicial del trapecio superior

En cuanto a las condiciones de contorno, se utiliza el mismo método que en el trapecio inferior, empotrando o articulando las uniones con el chasis según la barra que se quiera estudiar, y escogiendo, para el resto de elementos las solicitaciones más elevadas para que se dimensionen del lado de la seguridad. Para las cargas también se emplea la misma herramienta, introduciendo las reacciones en la unión con la mangueta y la del push rod como remote forces, localizándose la primera de ellas en el centro del alojamiento de la rótula, y la segunda en el punto medio del eje del agujero de las chapas.

Una vez preparado el modelo, se introducen las cargas del test de frenada, obteniendo los siguientes resultados:

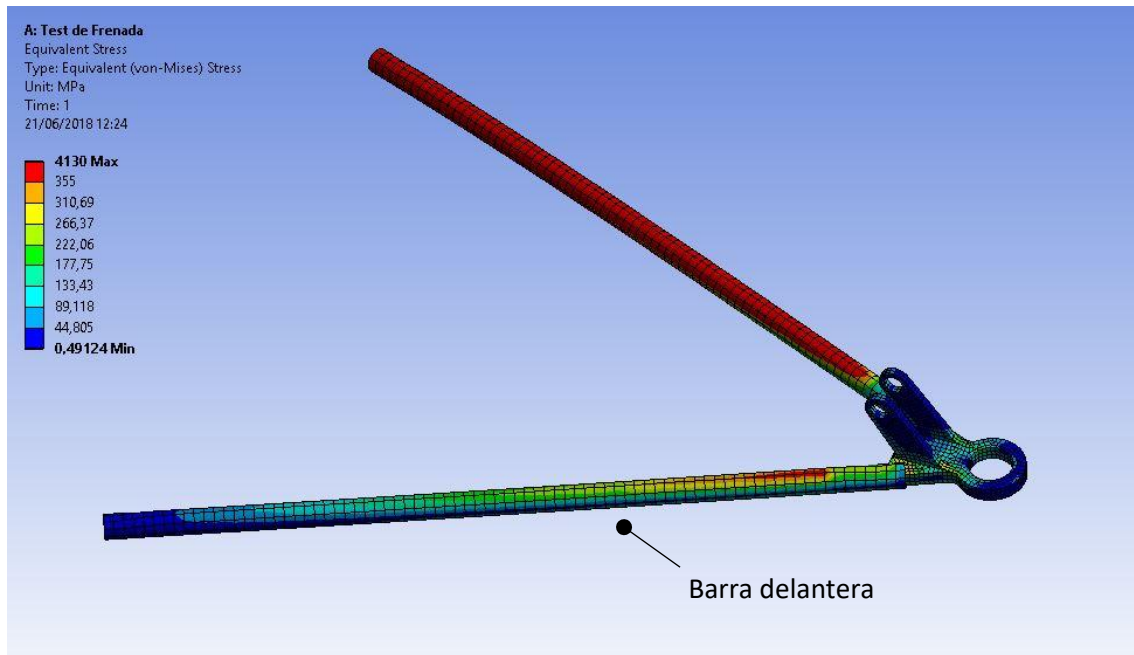


Figura 140 Resultados del test de frenada en el diseño inicial del trapecio superior, en la barra delantera

No es necesario estudiar la barra trasera ni otras situaciones, ya que en la barra delantera se alcanzan tensiones por encima del límite de fluencia (400 MPa), concretamente en la zona donde la punta ya no está introducida en el tubo. Por lo tanto, se opta por utilizar tubos de mayor tamaño, empleando un diámetro exterior de 12 mm e interior de 10 mm. Además, se aumentan también los radios de acuerdo de la punta, ya que soportan tensiones ligeramente superiores a los 410 MPa.

Como primer paso, se modifican únicamente los radios de acuerdo de la punta, cuyo radio inicial era de 5 mm, pasando a ser de 18 mm. Para comprobar su efecto, se simula únicamente el test de frenada, pues las cargas en esta situación serán las más críticas:

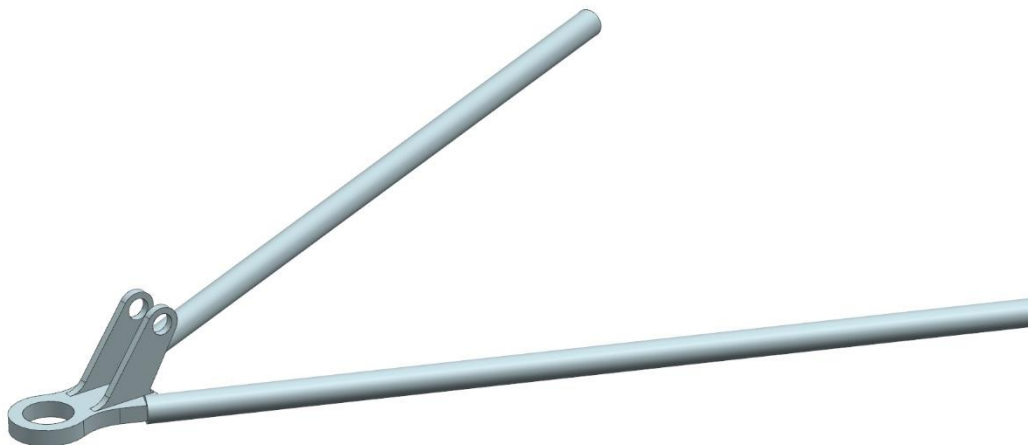


Figura 141 Trapecio superior modificado con radios de acuerdo aumentados

Empleando el mismo tipo y tamaño de elemento de malla que con el diseño inicial, se estudian las tensiones obtenidas en el test de frenada:

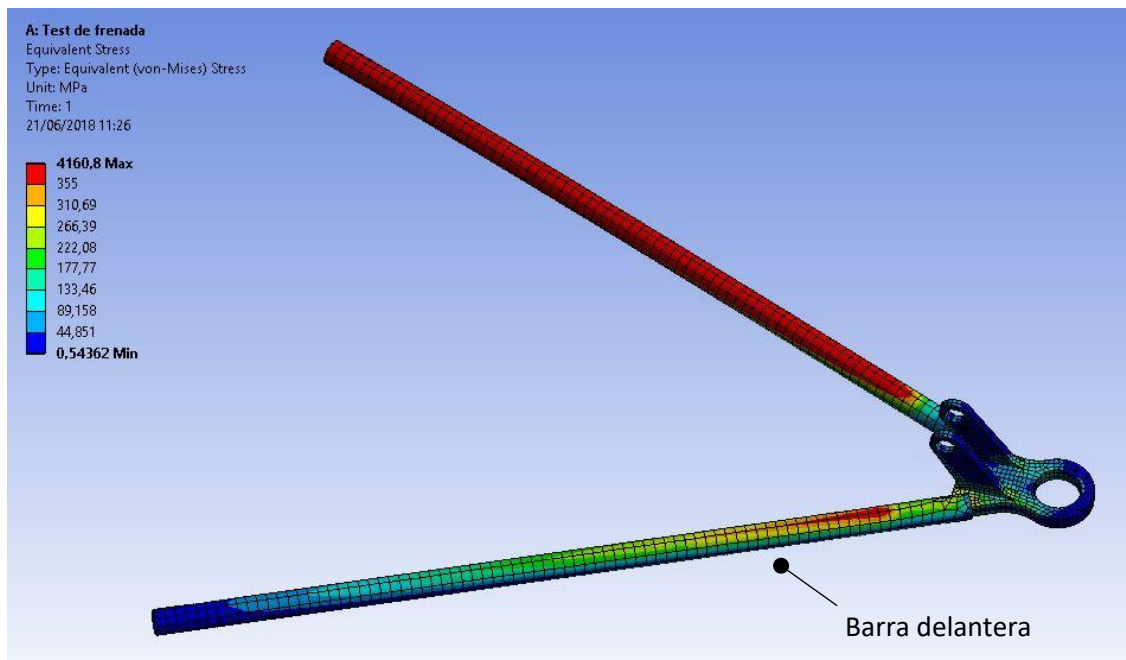


Figura 142 Resultados del test de frenada en el diseño modificado del trapecio superior, en la barra delantera

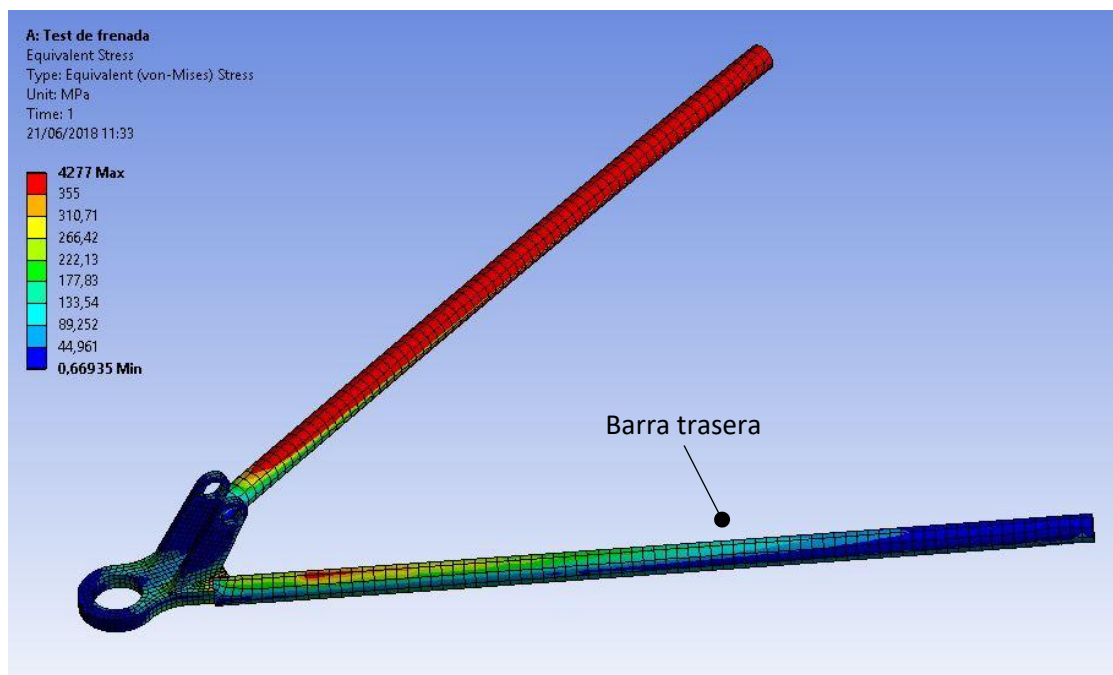


Figura 143 Resultados del test de frenada en el diseño modificado del trapecio superior, en la barra trasera

Como era de esperar las tensiones en ambas barras supera la fluencia, alcanzando los 412 MPa y los 403 MPa en las barras delantera y trasera, respectivamente. Pero el objetivo principal de esta simulación era el de comprobar el efecto de los radios de acuerdo aumentados de la punta, que como puede observarse, ya no presentan las

concentraciones de tensiones que tenían en un principio, con unas tensiones que rondan los 270 MPa.

Por lo tanto, y dado que en las chapas de unión con el push rod no se presentan grandes tensiones, gracias a la inclinación de las mismas, se aumenta el diámetro de las barras y analizan todas las situaciones posibles para validar el trapecio superior.

#### 3.2.5.2. Diseño definitivo del trapecio superior

Como ya se ha especificado, los diámetros de los tubos se aumentan para emplear elementos de diámetro exterior de 12 mm e interior de 10 mm.

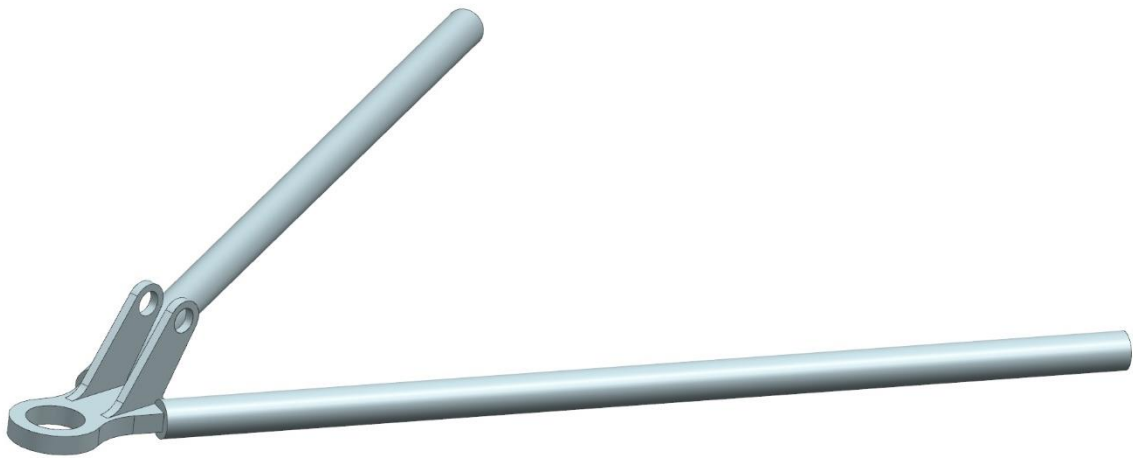


Figura 144 Diseño del trapecio superior definitivo

La malla empleada será la misma que la del predimensionamiento, con hexaedros de 4 mm en toda la pieza y refinando la punta con elementos de 2 mm.

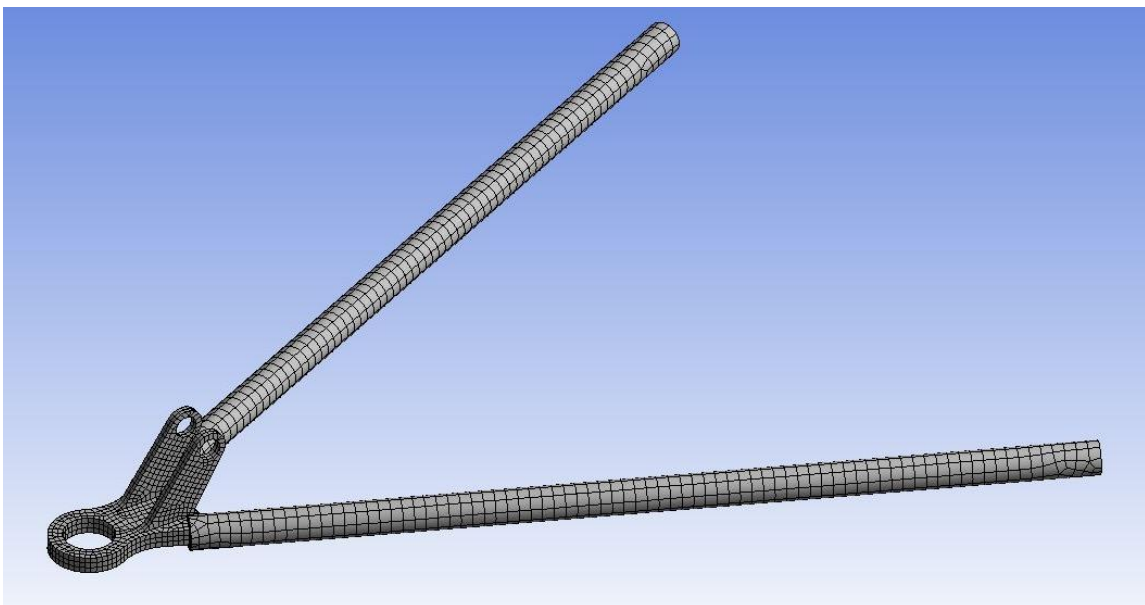


Figura 145 Malla empleada en los análisis del trapecio superior definitivo

- Test de frenada: se obtienen tensiones máximas de 330 MPa en los tubos y 470 MPa en la punta, aunque no se considera el fallo de la punta, al estar localizadas estas tensiones máximas (y todas las que superan su límite de fluencia) en los puntos de unión con los tubos y las chapas, es decir, donde existirá material de aporte que evite estas concentraciones de tensiones.

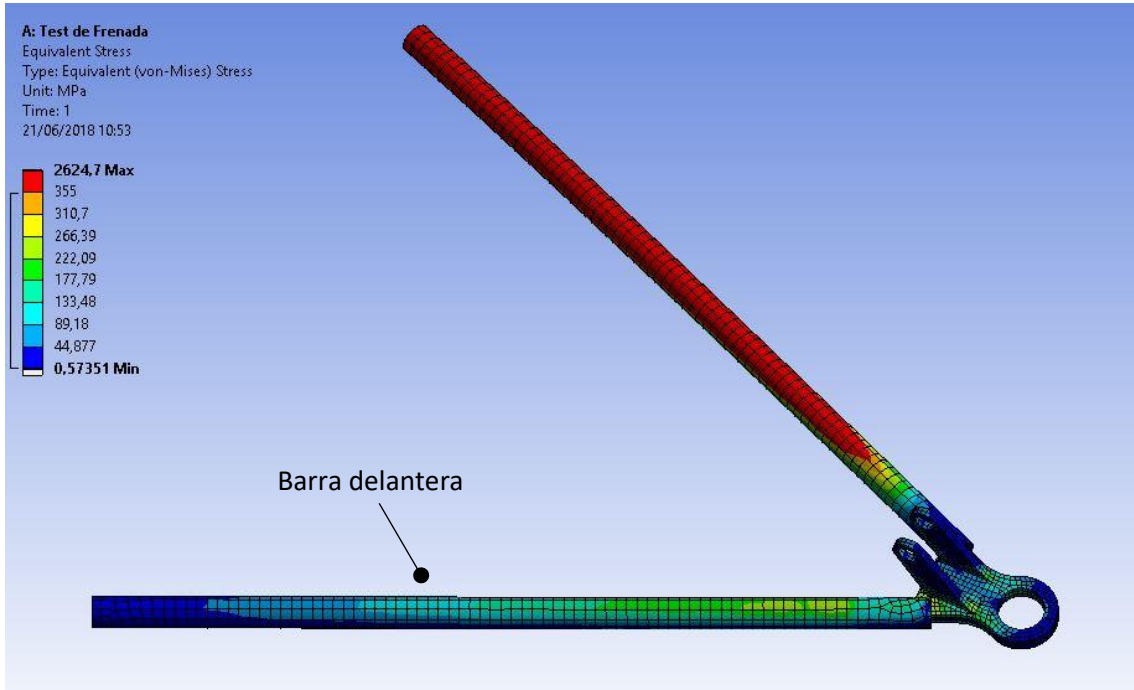


Figura 146 Resultados del test de frenada en el diseño definitivo del trapecio superior, en la barra delantera

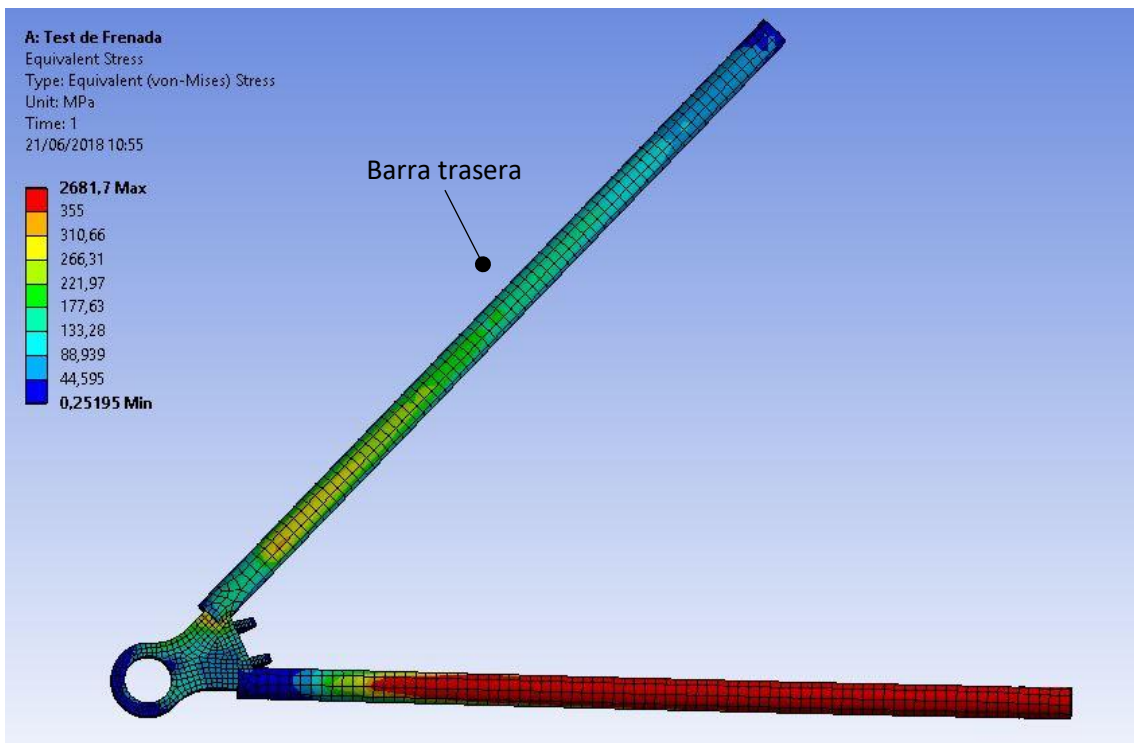


Figura 147 Resultados del test de frenada en el diseño definitivo del trapecio superior, en la barra trasera



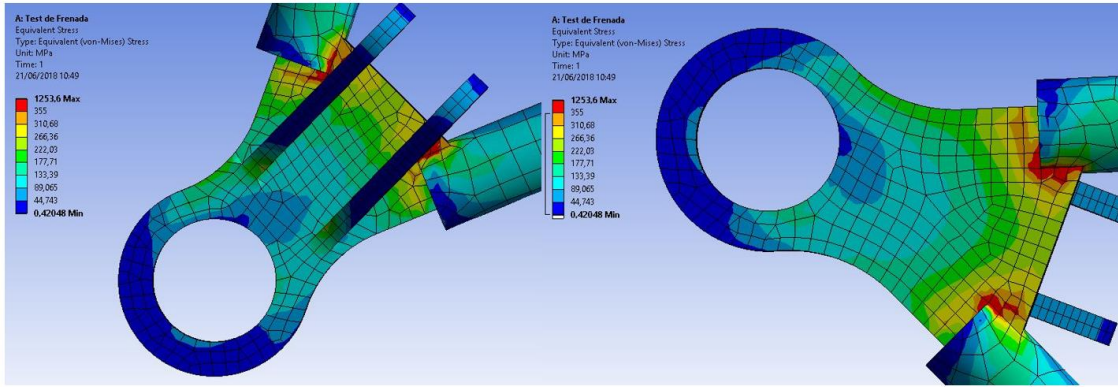


Figura 148 Concentraciones de tensiones en la punta del trapecio superior

Con los resultados obtenidos, el trapecio superior queda validado frente al test de frenada, habiendo reducido tensiones que se daban en los tubos y optimizando el diseño.

- Skidpad: se alcanzan los 60 MPa en la barra delantera, 105 MPa en la barra trasera, y 210 MPa en la punta, por lo que esta situación no será crítica en el trapecio superior. A continuación se muestran los resultados obtenidos:

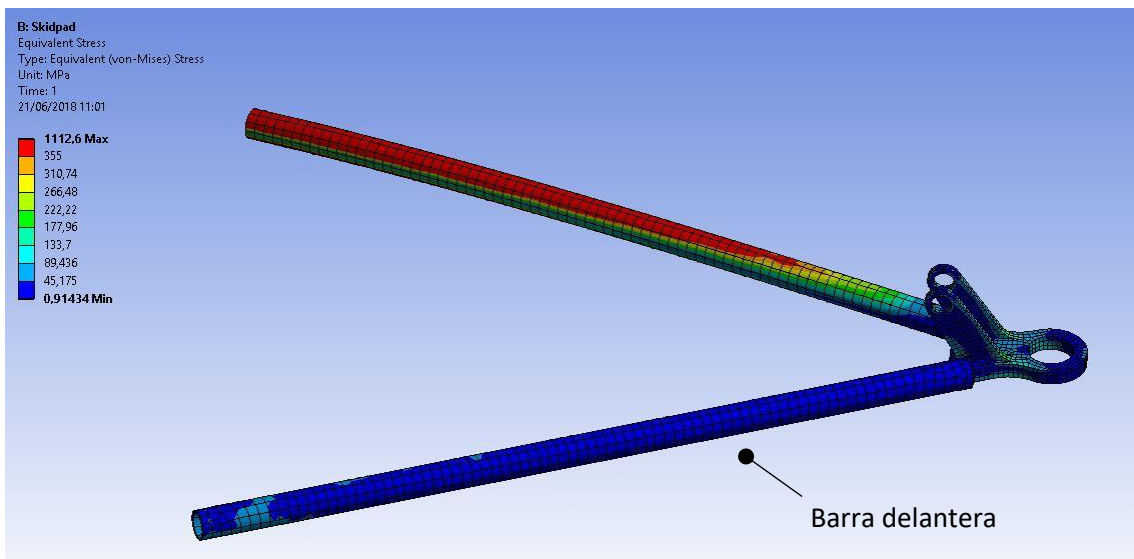


Figura 149 Resultados del Skidpad en el diseño definitivo del trapecio superior, en la barra delantera

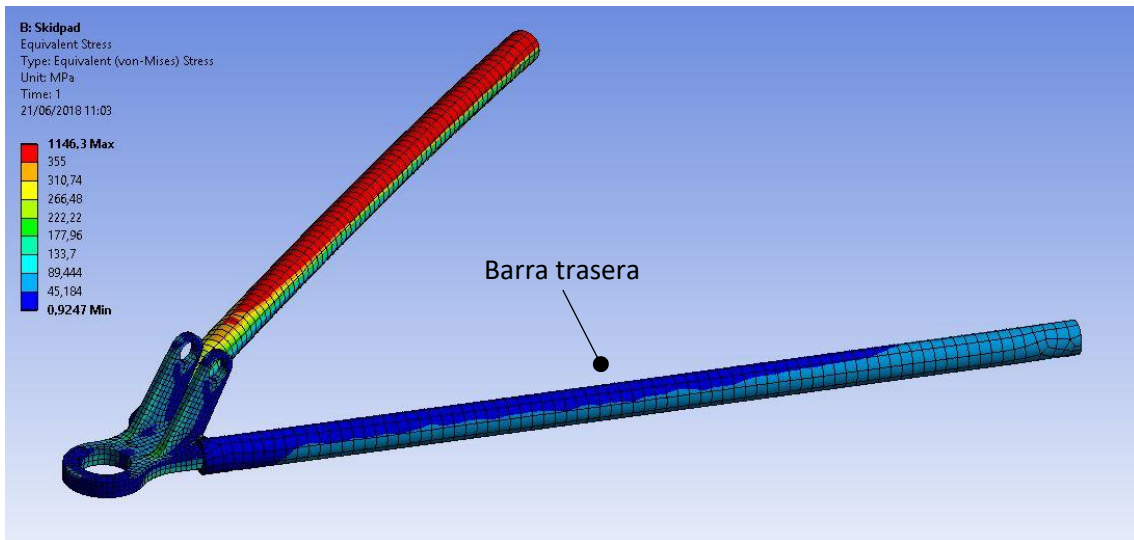


Figura 150 Resultados del Skidpad en el diseño definitivo del trapecio superior, en la barra trasera

Con estos resultados, el diseño escogido se valida frente a la prueba de Skidpad, que no será tan crítica como el test de frenada.

- Frenadas en circuito: por último, se realiza el ensayo de fatiga con diferentes tipos de frenadas sobre el trapecio superior, para terminar de validar el diseño escogido:

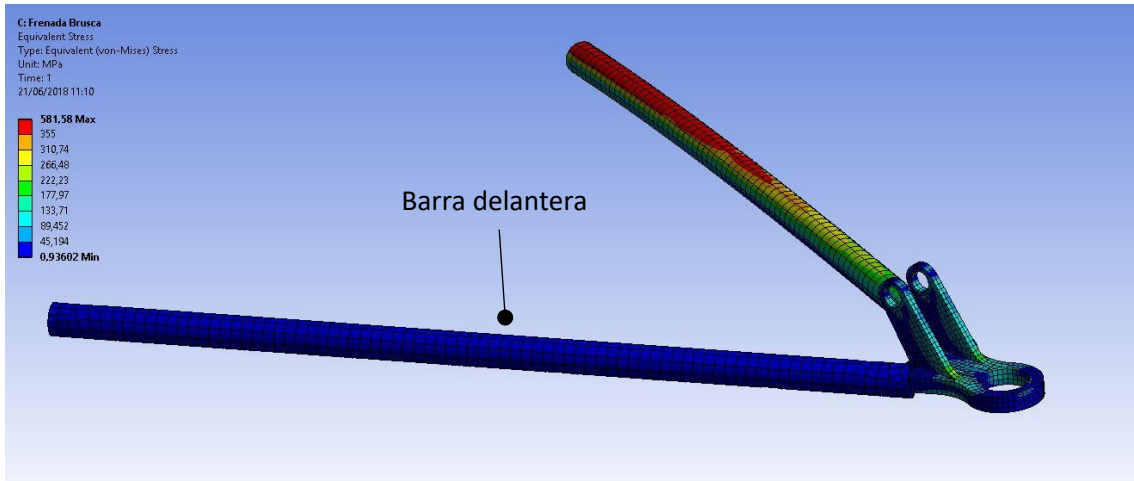


Figura 151 Resultados de la frenada brusca en el diseño definitivo del trapecio superior, en la barra delantera



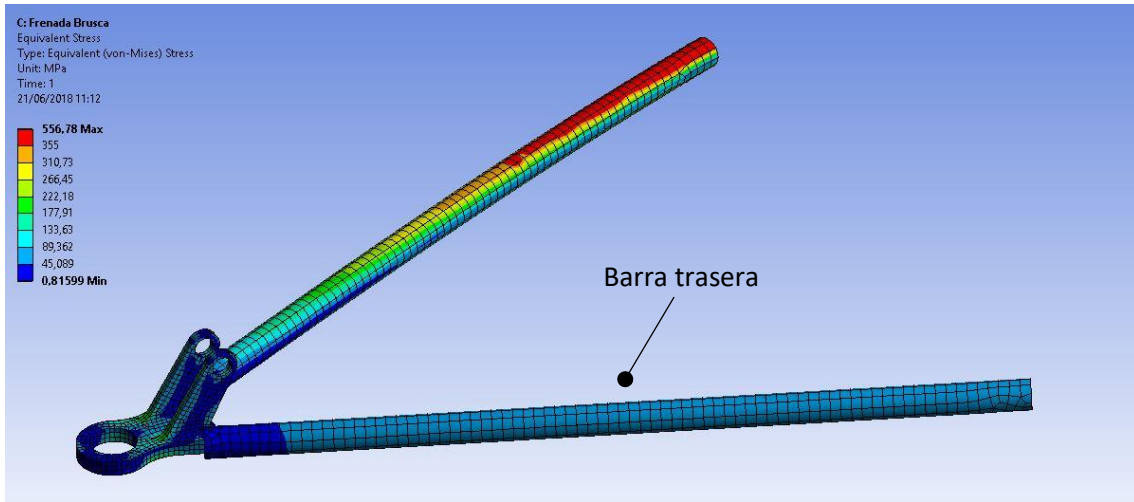


Figura 152 Resultados de la frenada brusca en el diseño definitivo del trapecio superior, en la barra trasera

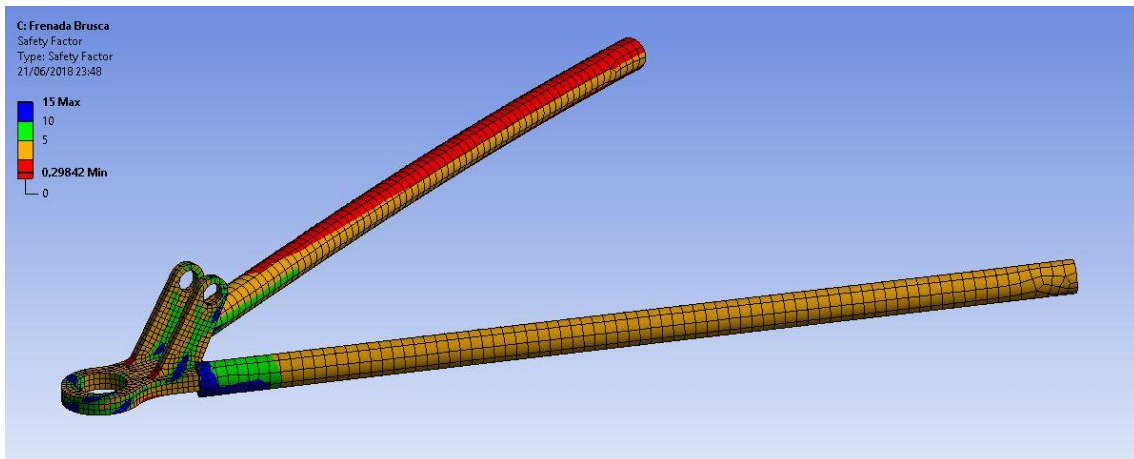


Figura 153 Coeficiente de seguridad frente a vida infinita del diseño definitivo del trapecio superior en la frenada brusca

Se obtienen unas tensiones máximas de 25 MPa en la barra delantera, 70 MPa en la trasera y 230 MPa en la punta, con un coeficiente de seguridad frente a vida infinita mínimo de 0,78 en la punta, es decir 780000 ciclos. En cuanto a la frenada moderada, los resultados son los siguientes:

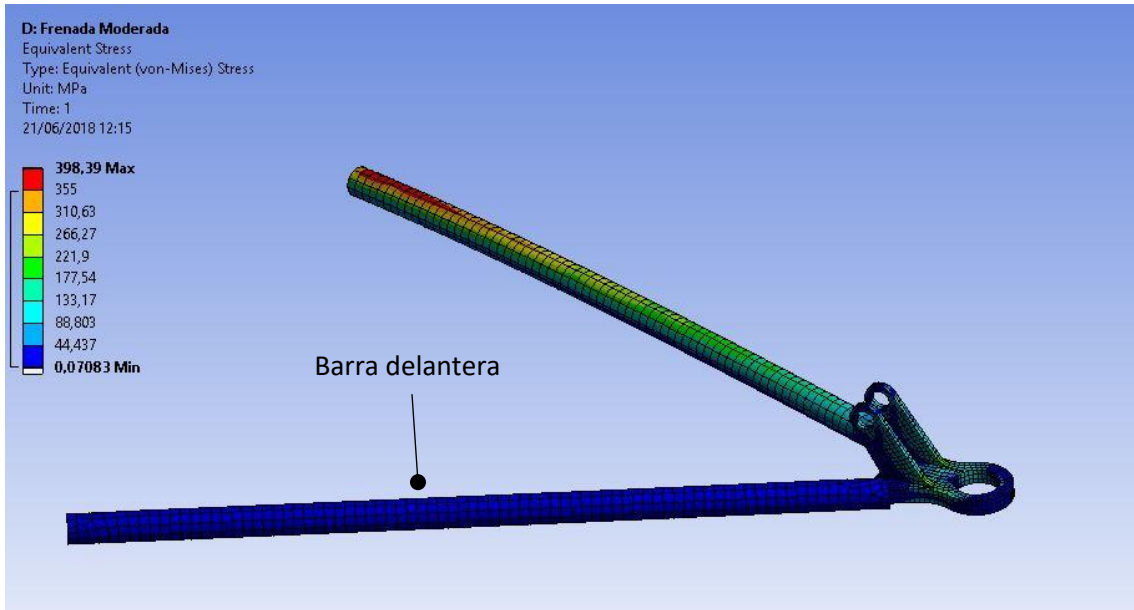


Figura 154 Resultados de la frenada moderada en el diseño definitivo del trapecio superior, en la barra delantera

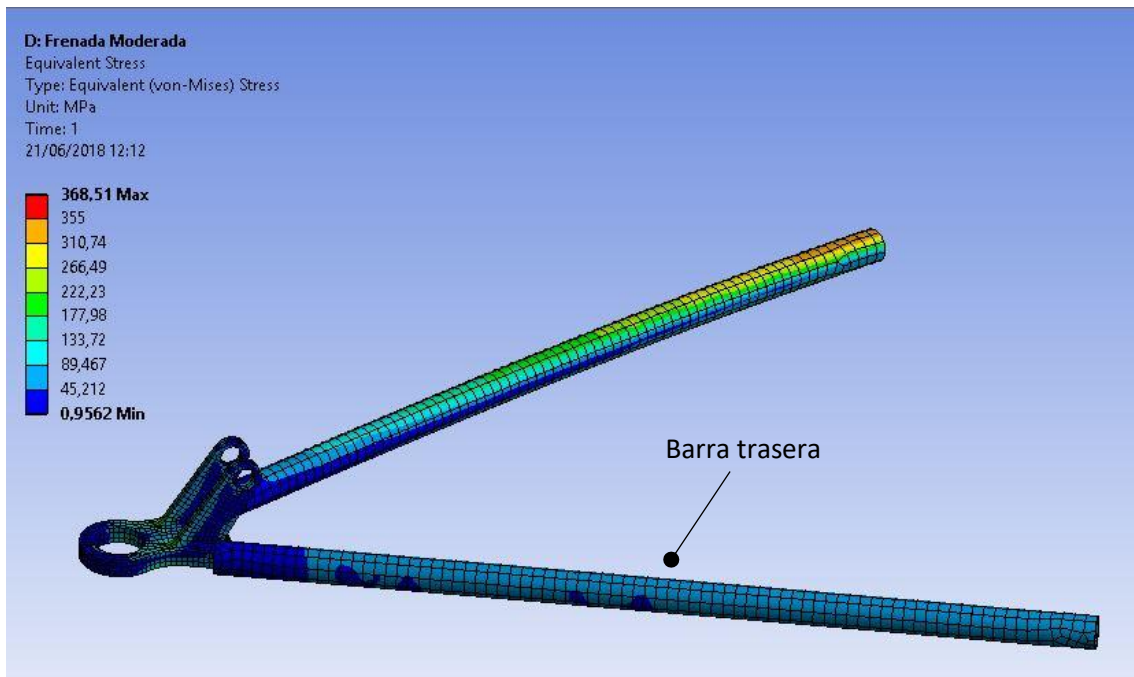


Figura 155 Resultados de la frenada moderada en el diseño definitivo del trapecio superior, en la barra trasera

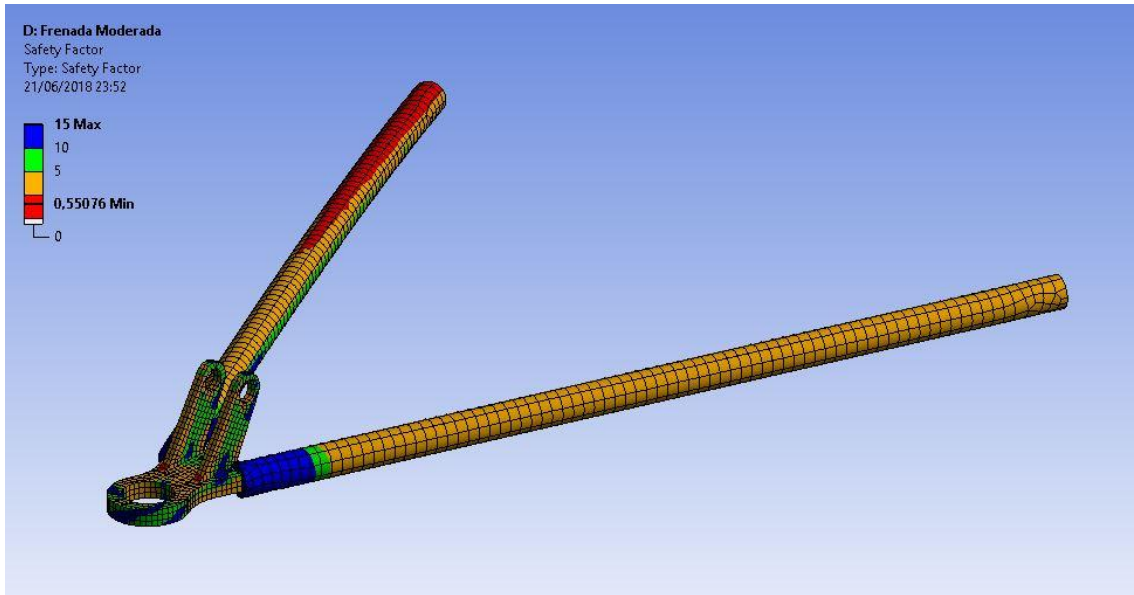


Figura 156 Coeficiente de seguridad frente a vida infinita del diseño definitivo del trapecio superior en la frenada moderada

Se obtienen unas tensiones máximas de 22 MPa en la barra delantera, 63 MPa en la trasera y 220 MPa en la punta, con un coeficiente de seguridad frente a vida infinita mínimo de 0,86 en la punta, es decir, 860000 ciclos. En cuanto a la frenada ligera, los resultados son los siguientes:

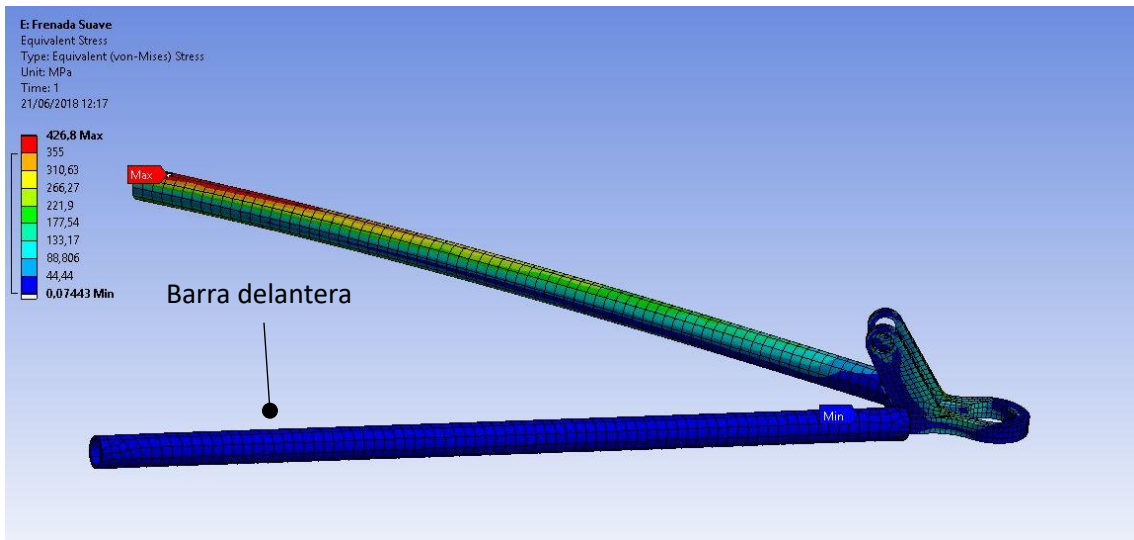


Figura 157 Resultados de la frenada suave en el diseño definitivo del trapecio superior, en la barra delantera

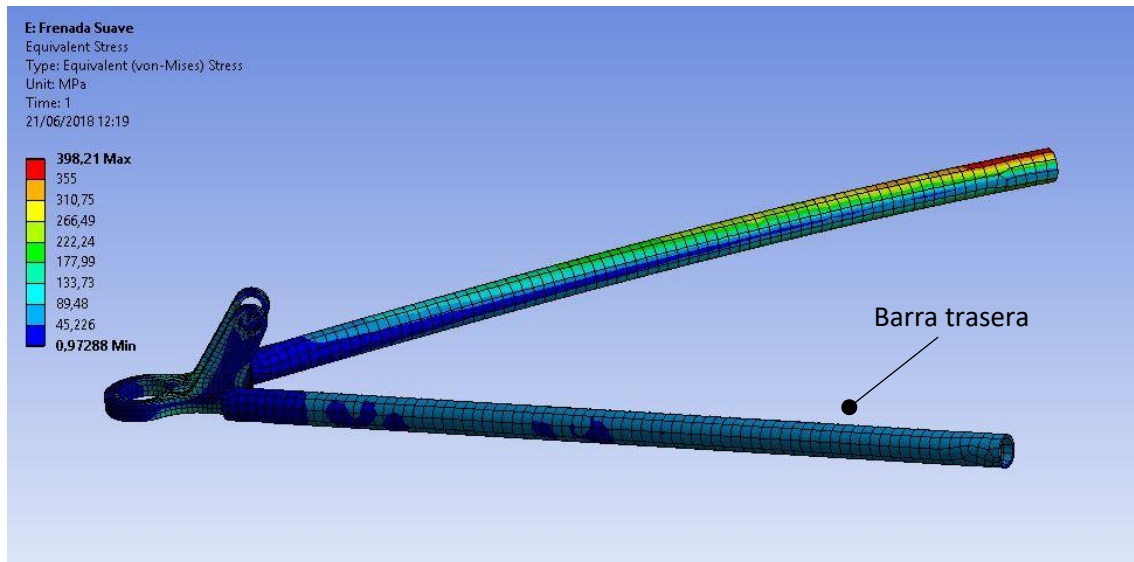


Figura 158 Resultados de la frenada suave en el diseño definitivo del trapecio superior, en la barra trasera

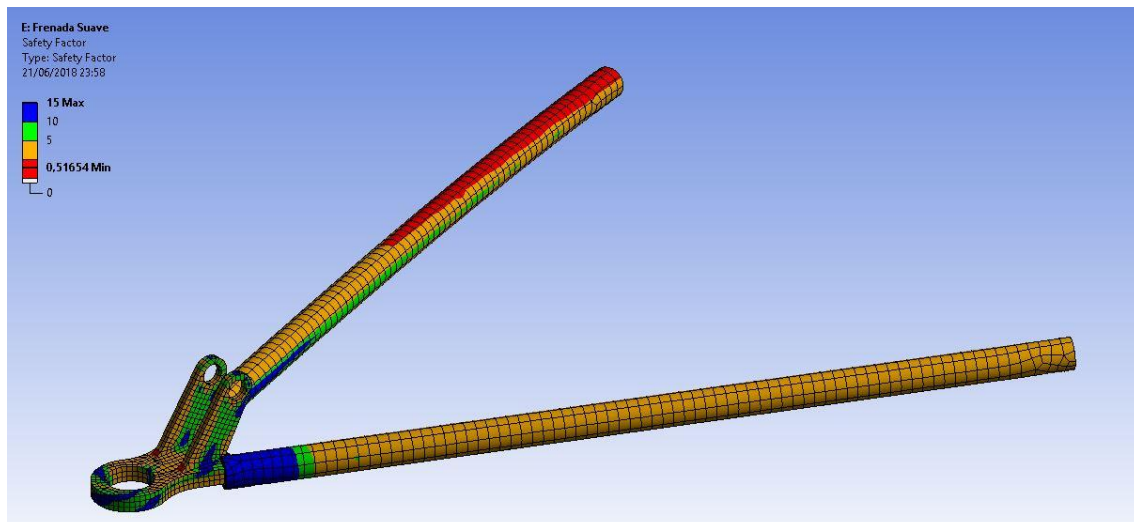


Figura 159 Coeficiente de seguridad frente a vida infinita del diseño definitivo del trapecio superior en la frenada ligera

Se obtienen unas tensiones máximas de 19 MPa en la barra delantera, 60 MPa en la trasera y 195 MPa en la punta, con un coeficiente de seguridad frente a vida infinita mínimo de 0,87 en la punta, es decir, 870000 ciclos.

Por lo tanto, aplicando el método del Palmgren-Miner, y empleando el número de ciclos obtenido para cada situación, se obtiene el número de vueltas que puede dar el monoplaza alrededor del circuito antes de que se dé el fallo por fatiga: 278220 vueltas, con lo que el fallo por fatiga no será crítico en la pieza, pues no supera a los efectos del test de frenada.

### 3.2.6. Amortiguador

El tipo de amortiguador empleado en este monoplaza es el TTX25 MkII del fabricante sueco Öhlins. Este modelo de amortiguador está especialmente diseñado para las exigencias de un vehículo de la categoría Formula SAE. Se trata de un amortiguador bitubo con cámara de aceite secundaria. Además, su diseño simple y compacto permite un mantenimiento sencillo y ajuste rápido en la velocidad de respuesta, unido a una amplia información que facilita su entendimiento y reglaje. A continuación, se presentan las características básicas de este modelo:

- Longitud total: 200 mm medidos entre los centros de las rótulas
- Carrera: 57 mm
- Peso sin muelle: 394 g
- Diámetro exterior de la rótula: 15 mm
- Diámetro interior de la rótula: 8 mm
- Ancho de la rótula: 8 mm

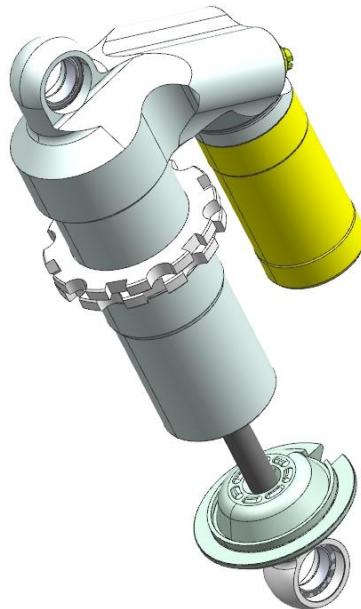


Figura 160 Amortiguador Öhlins TTX25 MkII

### 3.2.7. Resorte de torsión

El modelo de Adams se ha simulado con muelles helicoidales de 50N/mm, por lo que se sustituirán con muelles de torsión del mismo efecto. Para ello, es necesario conocer dos datos: la reacción máxima en el muelle (de entre todas las simulaciones) y la distancia desde el eje de pivotamiento del rocker hasta el punto de unión rocker-muelle (medida en el plano perpendicular al eje):

- Reacción máxima: 2403,1 N
- Distancia del eje a la unión rocker-muelle: 50,8 mm

Conocidos estos datos, se puede calcular el par torsor que ejerce la reacción del muelle sobre el eje de pivotamiento del rocker y el giro que producirá en función de la deformación del muelle:

$$F = k \times x \rightarrow x = 48,062 \text{ mm}$$

$$T = k \times x \times 50,8 = 122,077 \text{ Nm}$$

Aproximando el giro del rocker en función de la deformación del muelle, se obtiene un ángulo de giro de  $37,12^\circ$ , por lo que no es posible colocar directamente una barra que trabaje a torsión, debido a las grandes deformaciones que sufriría. En vez de eso, se instala un resorte a torsión conectado al eje de pivotamiento del rocker, cuya rigidez  $k$  se obtiene dividiendo el par torsor que soporta entre el giro que debe permitir para dicho torsor, obteniendo un valor de  $188,42 \text{ Nm/rad}$ . La mayoría de fabricantes tienen un catálogo limitado en cuanto a resortes de torsión, pero ofrecen la posibilidad al cliente de fabricar resortes a medida, según las especificaciones necesarias. Por lo tanto, bastaría con estudiar qué empresa fabrica el muelle de torsión con la rigidez necesaria al mejor precio. Además, en función del sistema de diseño de la empresa seleccionada se definiría la forma de anclaje entre el rocker y el resorte.

## 4. DIAGRAMA DE GANTT

Tarea	Noviembre		Diciembre		Enero	Febrero		Marzo		Abril		Mayo		Junio	
	Quincena 1	Quincena 2	Quincena 1	Quincena 2		Quincena 1	Quincena 2	Quincena 1	Quincena 2	Quincena 1	Quincena 2	Quincena 1	Quincena 2	Quincena 1	Quincena 2
Establecer fases del proyecto	█														
Recabar documentación		█													
Introducción			█												
Contexto			█												
Objetivos				█											
Beneficios que aporta el trabajo				█											
Requirimientos y análisis del estado del arte				█											
Análisis de alternativas y descripción de la solución propuesta						█									
Definir geometría en Lotus							█								
Descripción de la fase y resultados							█								
Aprender a utilizar Adams y Adams Car								█	█	█					
Realizar simulaciones en Adams Car										█	█				
Descripción de la fase y resultados												█			
Análisis de EF dimensionamiento												█	█		
Descripción de la fase y resultados													█		
Crear CAD definitivo y planos necesarios													█		
Pliego de condiciones															█
Redactar resumen, conclusiones y bibliografía															█
Establecer índices necesarios y revisión del proyecto															█

Tabla 5 Diagrama de Gantt del proyecto



# **GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

# **TRABAJO FIN DE GRADO**

## ***DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA DE UN FORMULA STUDENT***

### ***DOCUMENTO 4- ASPECTOS ECONÓMICOS***

**Alumno/Alumna: Puente, Velilla, Julen**

**Director/Directora: Macho, Mier, Erik**

**Curso: 2017-2018**

**Fecha: Bilbao, 26 de junio de 2018**

# ÍNDICE

1.	<b>PRESUPUESTO</b>	1
1.1.	Tubos	1
1.2.	Chapas	1
1.3.	Otros	1
1.4.	Mano de obra y operaciones	2
1.5.	Total	2

# 1. PRESUPUESTO

## 1.1. Tubos

Código	Descripción	Plano	Unidades	Peso (kg)		Precio por metro	Precio Total
				Unitario	Total		
1.1	Tubo 10x8x1 trapecio inferior	6	4	0,0742	0,2966	1,8	5,4
1.2	Tubo 10x8x1 push rod	8	2	0,0697	0,1393	-	-
1.3	Tubo 10x8x1 tie rod	8	2	0,0838	0,1676	-	-
1.4	Tubo 12x10x1 trapecio superior	6	4	0,0848	0,3393	1,85	3,7
1.5	Tubo 20x14x3 eje rocker	8	2	0,0403	0,0806	2,8	2,8

**TOTAL CAPÍTULO 1: TUBOS ..... € 11,90**

\* El precio total del código 1.1 incluye el material para fabricar todos los elementos con ese mismo diámetro

## 1.2. Chapas

Código	Descripción	Plano	Unidades	Peso (kg)		Precio por kg	Precio Total
				Unitario	Total		
2.1	Chapa 50x50x4 punta trapecio inferior	4	2	0,0395	0,0791	1,2	7,068
2.2	Chapa 50x50x6 punta trapecio superior	5	2	0,0631	0,1262	1,2	9,42
2.3	Chapa 50x50x3 anclaje push rod	5	4	0,01	0,04	1,2	14,136
2.4	Chapa 50x50x7 rocker izquierda	2	1	0,174363	0,348726	1,2	8,244
2.5	Chapa 50x50x7 rocker derecha	3	1	0,1744	0,1744	1,2	8,244

**TOTAL CAPÍTULO 2: CHAPAS ..... € 47,11**

## 1.3. Otros

Código	Descripción	Plano	Unidades	Peso (kg)		Precio Unitario	Precio Total
				Unitario	Total		
3.1	Amortiguador Öhlins TTX25 MkII	-	2	0,394	0,788	560	1120
3.2	Resorte torsión	-	2	0,1	0,2	32	64

**TOTAL CAPÍTULO 3: OTROS ..... € 1.184,00**

## 1.4. Mano de obra y operaciones

Código	Descripción	Unidades	Precio Unitario	Precio Total
4.1	Corte tubo 10x8x1	8	0,5	4
4.2	Corte tubo 12x10x1	4	0,5	2
4.3	Corte tubo 20x14x3	2	0,5	1
4.4	Mecanizado punta trapecio inferior	2	120	240
4.5	Mecanizado punta trapecio superior	2	120	240
4.6	Mecanizado anclaje push rod	4	20	80
4.7	Mecanizado rocker	2	50	100
4.8	Soldadura trapecio inferior	2	6	12
4.9	Soldadura trapecio superior	2	12	24
4.10	Soldadura rocker	2	8	16
4.11	Ensayos trapecio inferior	3	70	210
4.12	Ensayos trapecio superior	3	70	210
4.13	Ensayos tubos 10x8x1	3	40	120

**TOTAL CAPÍTULO 4: MANO DE OBRA Y OPERACIONES ..... 1.259,00 €**

## 1.5. Total

**PRESUPUESTO TOTAL**

CAPÍTULO 1: TUBOS .....	11,90 €
CAPÍTULO 2: CHAPAS .....	47,11 €
CAPÍTULO 3: OTROS .....	1.184,00 €
CAPÍTULO 4: MANO DE OBRA Y OPERACIONES .....	1.259,00 €
<b>TOTAL</b>	<b>2.502,01 €</b>

# GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

# TRABAJO FIN DE GRADO

## ***DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA DE UN FORMULA STUDENT***

### ***DOCUMENTO 5- CONCLUSIONES***

**Alumno/Alumna: Puente, Velilla, Julen**

**Director/Directora: Macho, Mier, Erik**

**Curso: 2017-2018**

**Fecha: Bilbao, 26 de junio de 2018**

# ÍNDICE

1.	<b>INTRODUCCIÓN</b>	1
2.	<b>ANÁLISIS CINEMÁTICO</b>	2
3.	<b>ANÁLISIS DINÁMICO</b>	3
4.	<b>DIMENSIONAMIENTO</b>	4
5.	<b>LÍNEAS FUTURAS</b>	5

# LISTADO DE FIGURAS

1	Diseño final de la suspensión (lado izquierdo)	1
---	--	---

# LISTADO DE ACRÓNIMOS

F1	Fórmula 1	1
FSAE	Formula SAE	1
Adams	Automated Dynamic Analysis of Mechanical Systems	2
MSC	MacNeal-Schwendler Corporation	2

# 1. INTRODUCCIÓN

Como con cualquier otra creación, el automóvil fue ideado para cumplir el propósito de transportar de un punto a otro a las personas y mercancías, pero con el paso del tiempo, fueron surgiendo diferentes caminos de desarrollo, a la vez que comenzaban a explotarse las posibilidades que un medio de transporte de este calibre podía ofrecer. Del mismo modo que con los caballos, cuya función se pretendía suplir mediante un propulsor artificial, pronto comenzaron a plantearse competiciones automovilísticas, surgiendo a la par distintas soluciones y componentes que ayudaran a lograr este fin.

Al inicio de este proyecto se han planteado todos estos avances en el sistema de la suspensión, ya fueran ideados para la competición o el uso convencional, dejando patente una clara diferencia entre ambos tipos de propuestas, ya que, a groso modo, los vehículos convencionales de carretera pretenden montar sistemas que hagan más placentero el viaje, más seguro el transporte de carga y retrasar la aparición de la fatiga en la persona que conduzca, con el fin de evitar paradas para descansar. Por otra parte, los sistemas empleados en competición siempre han buscado la ligereza y la facilidad para ser modificados, de tal modo que se puedan conseguir distintos comportamientos del vehículo y adecuarlo a los tipos de pilotaje o condiciones del asfalto, dejando completamente de lado el confort.

Sin duda, uno de los grandes innovadores en cuanto al desarrollo de suspensiones de competición se refiere, fue Colin Champan, que sorprendió al mundo de la Fórmula 1 en varias ocasiones por su ingenio, empleando tipologías de suspensión nunca vistas hasta el momento y que a veces funcionaban, mientras que otras veces no tanto. La permisividad de los reglamentos de aquella época facilitaba el desarrollo de estas y otras soluciones, lo cual choca frontalmente con la dinámica seguida hoy en día en la Fórmula 1. En cambio, la FSAE, con el fin de dar rienda suelta a la imaginación de los estudiantes, se ha distinguido del resto de competiciones de monoplazas, permitiendo todo tipo de geometrías, alocadas en algunos casos. Por ese motivo, en este proyecto se ha intentado tomar el concepto empleado en la F1 actual y adaptarlo a un Formula Student, ya que se trata de una disposición que ahorra en espacio y emplea elementos poco convencionales. De este modo, la geometría a la que finalmente se ha llegado, es un híbrido entre las dos categorías, resultando en una solución original que podría depurarse con el paso del tiempo y destacar entre las soluciones empleadas por otros equipos en la FSAE.



## 2. ANÁLISIS CINEMÁTICO

El programa Lotus Suspension Analysis permite diseñar geometrías de suspensión para distintos tipos de vehículos con cierta facilidad, mediante una interfaz intuitiva y parámetros fácilmente modificables. Mediante el uso de esta herramienta, se han conseguido resultados satisfactorios en cuanto a la geometría del sistema se refiere, pues todos los parámetros obtenidos están dentro de los límites fijados, aunque en un caso real, la disposición final de los elementos podría entrar en conflicto con otros sistemas del monoplaça, como pueden ser la pedalera o electrónica del monoplaça. Pero en este caso, al no contar con este tipo de limitaciones, se han empleado los denominados “cubos de predimensionamiento”, con el fin de intentar simular de la forma más real posible el lugar donde podrían ir los anclajes de todos los elementos del sistema con el chasis. Como puntos a destacar de los resultados obtenidos, se muestran las siguientes observaciones:

- El Camber inicial empleado de 1,5° da resultados satisfactorios, pero un valor mucho mayor o menor en esta inclinación puede provocar un desgaste acusado de los neumáticos y pérdida de adherencia, ya que en curva la huella de contacto puede disminuirse hasta límites indeseados.
- La convergencia, ángulo Caster, ángulo Kingpin y % de anti-dive dan unos resultados muy satisfactorios, lo que permite realizar cambios mediante reglajes sin alcanzar valores no admisibles en estos parámetros. Lo mismo ocurre con el ackerman, cuyo rango de valores se ajusta perfectamente a los giros de la pista y recorrido de la cremallera de la dirección del monoplaça.
- En cuanto al cambio en la vía, aunque solo se hayan alcanzado valores elevados en giros muy cerrados, es un parámetro cuyo valor conviene reducir mediante variaciones en la geometría, para poder mejorar el rendimiento del vehículo en pista, aunque con los resultados obtenidos, se evita la aparición del scrub. En cambio, los valores obtenidos en el cambio de batalla son más adecuados, ya que no aparece el Wheelpath y las variaciones permitidas son mayores.
- Por último, se ha conseguido situar en todo momento el centro de balanceo del monoplaça por encima del suelo, salvo en la situación de compresión máxima, en la que todo el monoplaça reduce su altura, aunque esta situación solo se alcanza cuando la suspensión alcanza su recorrido máximo en frenadas muy fuertes.

De todos modos, este tipo de análisis también se puede llevar a cabo en Adams Car, empleando el mismo modelo que se usaría posteriormente en análisis dinámicos, y consiguiendo además resultados más fiables, ya que la herramienta de MSC Software permite tener en cuenta más variables que el programa desarrollado por Lotus Cars.

### 3. ANÁLISIS DINÁMICO

En cuanto al análisis llevado a cabo mediante Adams Car, lo ideal sería emplear un modelo completamente ajustado a un monoplaza real, ya que el modelo ofrecido por la desarrolladora presenta ciertas limitaciones y fallos. Al no contar con estos recursos, se ha adaptado el modelo de Adams a los criterios de diseño inicialmente impuestos, aunque algunos de los errores del modelo inicial no han podido evitarse. Por ejemplo, el no poder emplear una Torsion bar, tal y como se pretendía desde un primer momento, por que el ángulo de giro que hubiera tenido que soportar es demasiado elevado, teniendo que emplear un resorte a torsión como alternativa. La principal consecuencia de este cambio es la introducción de un elemento más en el sistema, y por tanto, un aumento del peso del coche. Por otra parte, mediante las simulaciones llevadas a cabo en Adams Car se ha observado que un monoplaza de estas características no requiere de tantos elementos disipativos ni elásticos como un F1, ya que los esfuerzos desarrollados son mucho menores.

En cuanto a los resultados obtenidos mediante este software se refiere, considerando que se basan en un modelo ficticio, han sido correctos, teniendo en cuenta los resultados obtenidos posteriormente en el dimensionamiento de los elementos. De todos modos, para obtener resultados que se aproximen más a la realidad, conviene emplear una plantilla creada de acuerdo con la geometría deseada, en vez de modificar una ya existente, ya que las uniones entre elementos y comunicadores con otros subsistemas del monoplaza pueden verse afectados y dar problemas de convergencia durante las simulaciones. Es decir, que el propio programa no es capaz de que el modelo alcance el equilibrio estático, y por tanto no realice ningún tipo de simulación.

En cualquier caso, la potencia de un software como Adams Car ofrece un sinfín de simulaciones y alternativas posibles, gracias al gran número de variables que considera, hasta el punto de reproducir con grandísima exactitud no solo las características y comportamiento del vehículo, sino el entorno en el que circulará, ya que permite realizar análisis de frenadas, curvas, frenadas en curva, aceleraciones...e incluso recorrer un circuito al completo creado por el usuario. Además, contiene una gran variedad de pavimentos que simulan distintas condiciones, incluso permitiendo la posibilidad de simular caminos bacheados de tierra o saltos que se tomen a gran velocidad. Pero, teniendo en cuenta las múltiples posibilidades que este programa ofrece, los análisis que se han llevado a cabo en este proyecto apenas representan una pequeña parte de lo que el software es capaz de hacer, aunque dominarlo en su totalidad requiere años de experiencia y formación complementaria.

## 4. DIMENSIONAMIENTO

Mediante Ansys Workbench, se han podido dimensionar y optimizar las distintas geometrías que componen la suspensión diseñada, con cierto margen de seguridad, ya que serían necesarios hacer ciertos ensayos reales para terminar de validar las piezas. Comenzando con el rocker y su eje, en un primer momento se ha escogido un eje en base al par torsor y momento flector que tendría que soportar, ya que su capacidad de giro frente al flector no está del todo determinada, al depender de las características del muelle de torsión, que a su vez depende de las condiciones del fabricante. Por ello, una vez fabricado el muelle y calculado su anclaje (lo cual queda fuera del alcance del proyecto), sería posible un redimensionamiento del eje. Por otra parte, el rocker se ha optimizado mediante un gran vaciado central, aunque una variación de la geometría del exterior de la chapa sería posible, ya que algunas zonas están sometidas a esfuerzos muy por debajo de la fluencia y el límite de fatiga. Aun así, convendría realizar estas optimizaciones con precaución, ya que algunas de las zonas de la chapa presentan tensiones elevadas con escaso margen de seguridad y podrían sufrir un aumento en sus esfuerzos.

Siguiendo con los trapecios, la disposición del push rod en el trapecio superior ha aumentado las cargas sobre este elemento, provocando además, una tendencia de giro en la rueda respecto a su eje transversal, aunque no se han apreciado efectos negativos durante el análisis cinemático. El efecto de esta carga adicional sobre este trapecio ha provocado la necesidad de utilizar un tubo de mayor inercia y masa, aunque se ha podido dimensionar igualmente con tubos de pequeño diámetro, alcanzando tales tensiones que no se podrían utilizar tubos de menor diámetro. Por otra parte, el trapecio inferior se ha podido dimensionar con un tubo menor, al estar sometido únicamente a los esfuerzos provenientes de la unión con la parte inferior de la mangueta, aunque también se ha dimensionado de tal modo que optimizarlo con tubos de menor inercia sea difícil, dado el escaso margen de seguridad. Además, la forma en la que se han modelizado ambos trapecios en Ansys (empotrando una barra y articulando la que se quisiera dimensionar) tendría que ser validada mediante ensayos reales, ya que el modelo empleado se aproxima a la realidad, pero no es exactamente la misma. Lo mismo sucede con las puntas de ambos trapecios y las uniones entre estos elementos, ya que presentan algunas concentraciones de tensiones que no se han considerado al existir aportes de material en esas zonas (los cordones de soldadura). De todos modos, las puntas también están optimizadas, habiendo aumentado sus radios de acuerdo, ya que presentaban algunas concentraciones de tensiones que podían provocar el fallo de la pieza (y en estas zonas no había ningún aporte futuro de material).

Para terminar, no todas las piezas se han dimensionado mediante métodos computacionales, ya que algunas de ellas (tie rod y push rod) trabajan únicamente sometidos a esfuerzos axiales, por lo que utilizar Ansys Workbench para su dimensionamiento hubiera sido erróneo, aumentando el coste computacional del

proyecto e incluso tardando más en el dimensionamiento de estos elementos, ya que los cálculos a mano, teniendo en cuenta la naturaleza elástica y lineal del acero, son relativamente rápidos y sencillos. Por otra parte, considerando que estos 2 tubos se iban a dimensionar empleando el mismo perfil que el del trapecio con los tubos de menor diámetro (por una simple cuestión de aprovechamiento del material), se sabía desde un primer momento que no se produciría el fallo, por lo que se trata de una razón más para haber comprobado el tie rod y el push rod de forma manual. Esta afirmación está basada en las diferentes formas de trabajo de los trapecios y los otros 2 tubos, ya que los primeros tienen una unión rígida, por soldadura, que evita que trabajen exclusivamente sometidos a esfuerzos axiales, y en consecuencia, las tensiones son mucho mayores. Por lo que, conocida la tensión a la que se sometería el trapecio inferior (el menos crítico y menos inercia), sabiendo que es mayor que la de los otros dos tubos en cualquier situación, se puede afirmar que no se daría el fallo y con margen de seguridad mayor que el del trapecio.

Por lo tanto, de forma general los resultados obtenidos en el dimensionamiento son correctos y cumplen con los objetivos fijados, consiguiendo un sistema ligero y fácilmente modificable, gracias a su tipología. De todos modos, sería necesario llevar a cabo ensayos que verificaran los resultados obtenidos, sobre todo a fatiga, ya que la alta dispersión de los resultados puede provocar fallos inesperados. Por ello, a la hora de llevar a cabo estos análisis, las piezas se han dimensionado del lado de la seguridad, mayorando las cargas y minorando la tensión límite de fatiga del material. Además, teniendo en cuenta que las uniones entre varios de los elementos de la suspensión se llevarían a cabo por soldadura, estos ensayos serían aún más necesarios, ya que este tipo de unión puede introducir peligrosas concentraciones de tensiones que pueden provocar el fallo frágil de la pieza, por lo que sería necesario llevarlas a cabo de forma controlada.

## 5. LÍNEAS FUTURAS

Como primer paso para poder completar el sistema, sería necesario calcular todas las uniones entre los elementos que aquí se han dimensionando, incluyendo rótulas, tornillería y uniones soldadas, además de fabricar el muelle a torsión. Pero estos son aspectos que quedan fuera del alcance de este proyecto. Una vez completado este proceso, el sistema estaría listo para montarse en un vehículo cuyas características coincidan con las empleadas como criterios de diseño, aunque previamente sería necesario ensayar los elementos de la suspensión para poder completar su validación.

Volviendo al diseño del muelle a torsión, se trataría de un elemento denominado “strip string”, que se puede fabricar a medida (conocida su constante de rigidez en Nmm/rad o Nmm/º, ya calculada) u obtenerlo por catálogo, aunque los normalmente fabricados, aparte de existir escasa variedad de estos resortes, están ideados para grandes máquinas industriales como dobladoras, cuyos esfuerzos son mucho mayores que los de esta suspensión. Una vez en contacto con un fabricante, la principal condición sobre el resultado final sería la de obtener un elemento lo más pequeño y compacto posible, con una masa por debajo de los 300 g, para así contar con un elemento cuya masa sea inferior a la de un muelle helicoidal convencional, que representa la alternativa principal y común al sistema que se ha ideado.

En cuanto a la geometría del resto de piezas, los trapecios y las puntas no presentan margen de mejora, aunque se podría reducir el tamaño de los tubos empleados en el tie rod y el push rod, considerando el amplio margen de seguridad con el que trabajan. En cambio, tal y como ya se ha mencionado, el conjunto formado por el rocker y su eje puede optimizarse. El primer elemento, modificando la geometría solo en aquellas zonas en las que las tensiones tengan valores reducidos. Para el segundo, conocido el diseño final del resorte a torsión y su unión con el eje, se podría modelizar en Ansys el conjunto del rocker permitiendo una capacidad de giro limitada en su base, lo que reduciría las tensiones de la misma y podría posibilitar el uso de un eje de menor masa e inercia.

Otra de las líneas de mejora de este planteamiento sería el de promocionar el uso de Adams Car en detrimento de Lotus Suspension Analysis. De este modo se conseguiría emplear un software menos, lo que conlleva crear un modelo menos para realizar simulaciones y obtener resultados que se aproximen más a la realidad, ya que Adams Car permite considerar más variables y crear un modelo cuyo comportamiento sea mucho más cercano al real. Además, una vez se pudiera controlar de forma más completa este programa, se podrían hacer simulaciones de vueltas a circuitos reales, siguiendo distintas trazadas y empleando distintos reglajes, con lo que se podrían buscar los límites del monoplaza sin necesidad de testarlo en la realidad y encontrar soluciones para hacerlo aún más rápido. Además, si se reduce la necesidad de hacer pruebas para estudiar el comportamiento de la suspensión, se puede conseguir más tiempo para testar otros sistemas del monoplaza y comprenderlos.

Por último, el siguiente paso natural sería el de emplear distintos materiales para la elaboración del sistema, con el fin de aligerarlo. La manera más rápida de conseguir este efecto sería sustituyendo los tubos de acero por perfiles de fibra de carbono, cuya sección además podría ayudar a reducir el arrastre aerodinámico y por tanto, el tiempo por vuelta. Pero el empleo de este tipo de material conlleva un gran desafío, ya que requiere plantear de nuevo muchas de las uniones del sistema, así como realizar análisis de materiales cuyo comportamiento no es isótropo ni lineal, a diferencia de los que se pueden realizar empleando acero. Además, el empleo de fibra de carbono requiere el uso obligatorio de ensayos reales, con su consecuente coste, pues hoy en día solo existe un software capaz de arrojar resultados fiables del comportamiento a fatiga de composites, como es nCode. Tras su diseño, el siguiente inconveniente del uso de este

material sería el de la fabricación, la cual además de ser completamente manual, requiere de moldes (con su consiguiente coste) con la forma de la pieza final en los que se lamina y cura el carbono, bajo unas estrictas condiciones, pues el curado se tiene que hacer al vacío para evitar que el carbono se despegue del molde y no adquiera la forma deseada (al ser un material anisótropo este aspecto es muy importante, ya que las piezas se dimensionan considerando unas direcciones para la transmisión de esfuerzos, con lo que una variación en la forma puede provocar el fallo de la pieza).

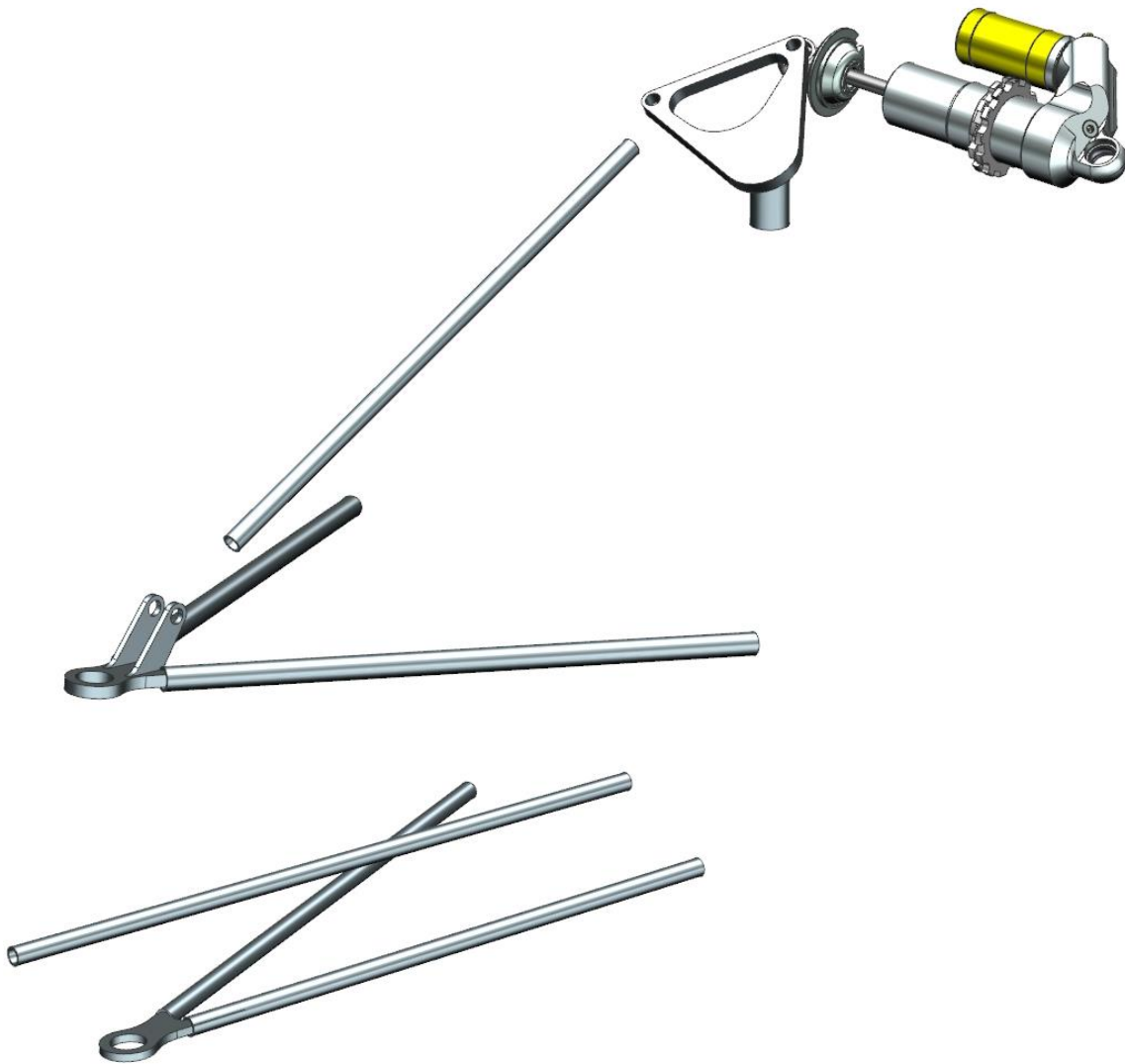


Figura 1 Diseño final de la suspensión (lado izquierdo)

# GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

# TRABAJO FIN DE GRADO

## ***DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA DE UN FORMULA STUDENT***

### ***DOCUMENTO 6- BIBLIOGRAFÍA***

**Alumno/Alumna: Puente, Velilla, Julen**

**Director/Directora: Macho, Mier, Erik**

**Curso: 2017-2018**

**Fecha: Bilbao, 26 de junio de 2018**



# ÍNDICE

1.	<b>NORMAS APLICADAS</b>	1
2.	<b>LIBROS</b>	1
3.	<b>DOCUMENTOS ELECTRÓNICOS</b>	1
4.	<b>PÁGINAS WEB</b>	3
5.	<b>PROGRAMAS DE CÁLCULO</b>	7

# 1. NORMAS APLICADAS

FSAE (2017): "**Normativa FSAE 2017-2018**". Disponible en:

<https://www.fsaeonline.com/content/2017-18%20FSAE%20Rules%209.2.16a.pdf>

Consulta: del 05/11/2017 al 24/06/2018

# 2. LIBROS

PABLO LUQUE, DANIEL ÁLVAREZ, CARLOS VERA, "**Ingeniería del Automóvil**"; Ed. PARANINFO, Madrid, 2017.

ROBERT DALEY, "**De Bólidos y Hombres**"; Ed. MACADÁN, Granada, 2014.

WILLIAM F. MILLIKEN, DOUGLAS L. MILIKEN, "**Race Car Vehicles Dynamics**"; Ed. SAE International, USA, 1995.

STUART CODLING, GORDON MURRAY, "**El Arte de los Fórmula 1**"; Ed. Librería Universitaria de Barcelona, Barcelona, 2014.

# 3. DOCUMENTOS ELECTRÓNICOS

LOTUS CARS LTD (2012): "**Getting Started With Lotus Suspension Analysis**". Disponible en:

<https://edoc.site/queue/lotus-suspension-analysis-pdf-free.html>

Consulta: del 02/02/2018 al 10/02/2018

AUTOR DESCONOCIDO (2007): **“Libro de Gestión de Proyectos”**. No disponible en abierto.

Consulta: del 10/06/2018 al 24/06/2018

UNAI FERNÁNDEZ (2017): **“Manual ADAMS/CAR”**. No disponible en abierto.

Consulta: del 20/04/2018 al 12/05/2018

ADAMS TEAM AT MSC SOFTWARE (2016): **“Adams Tutorial Kit for Mechanical Engineering Courses”**. Disponible en:

<http://www.mscsoftware.com/page/adams-tutorial-kit-mechanical-engineering-courses>

Consulta: del 02/04/2018 al 14/05/2018

ADAMS TEAM AT MSC SOFTWARE (2014): **“Getting Started Using ADAMS/CAR”**. Disponible en:

[http://www.me.ua.edu/me364/Student Version/Digital Appendix/Getting Started Using ADAMS-Car.pdf](http://www.me.ua.edu/me364/Student%20Version/Digital%20Appendix/Getting%20Started%20Using%20ADAMS-Car.pdf)

Consulta: del 02/04/2018 al 14/05/2018

ADAMS TEAM AT MSC SOFTWARE (2014): **“Adams Car Training Guide”**. Disponible en:

[http://www.me.ua.edu/me364/Student Version/Digital Appendix/car studentguide 110 071701.pdf](http://www.me.ua.edu/me364/Student%20Version/Digital%20Appendix/car%20studentguide%20110%20071701.pdf)

Consulta: del 02/04/2018 al 14/05/2018

LADICIM (2008): **“Cuadro de Precios del LADICIM”**. Disponible en:

[https://www.ladicim.unican.es/doc/Cuadro de precios 08.pdf](https://www.ladicim.unican.es/doc/Cuadro%20de%20precios%2008.pdf)

Consulta: 23/06/2018

## 4. PÁGINAS WEB

STEVEN DE GROOTE (2009): **“Suspension”**. Disponible en:

<https://www.f1technical.net/articles/39>

Consulta: 21/11/2017

STEVEN DE GROOTE (2002): **“The Importance of Ride Height”**. Disponible en:

<https://www.f1technical.net/features/10682>

Consulta: 21/11/2017

WILL DAVIES (2013): **“In a State of Suspense”**. Disponible en:

<https://sidepodcast.com/feature/tech-spec/in-a-state-of-suspense-peek-inside-f1-suspensions>

Consulta: 22/11/2017

MUNDO DEPORTIVO (2016): **“Pirelli Presenta los Nuevos Neumáticos 2017 para la F1”**.

Disponible en:

<https://www.mundodeportivo.com/motor/f1/20160528/402105974824/pirelli-presenta-los-nuevos-neumaticos-para-2017.html>

Consulta: 22/11/2017

NICOLAS CARPENTIER (2017): **“2017 F1 Technical Preview: The Tyres”**. Disponible en:

<http://www.f1i.com/magazine/87995-2017-f1-technical-preview-tyres.html>

Consulta: 03/12/2017

KEITH HOWARD (2003): **“Alfa Romeo 158/159”**. Disponible en:

<https://www.motorsportmagazine.com/archive/article/july-2003/81/alfa-romeo-158159>

Consulta: 09/12/17

WIKIPEDIA (2017): "**Alfa Romeo 158/159 Alfetta**". Disponible en:

[https://en.wikipedia.org/wiki/Alfa\\_Romeo\\_158/159\\_Alfetta](https://en.wikipedia.org/wiki/Alfa_Romeo_158/159_Alfetta)

Consulta: 09/12/2017

WIKIPEDIA (2017): "**Brabham BT20**". Disponible en:

[https://en.wikipedia.org/wiki/Alfa\\_Romeo\\_158/159\\_Alfetta](https://en.wikipedia.org/wiki/Alfa_Romeo_158/159_Alfetta)

Consulta: 09/12/2017

GRAND PRIX HISTORY (2013): "**Lotus-Ford 72**". Disponible en:

<http://www.grandprixhistory.org/lotus72.htm>

Consulta: 09/12/2017

WIKIPEDIA (2009): "**McLaren MP4/1**". Disponible en:

[https://en.wikipedia.org/wiki/McLaren\\_MP4/1](https://en.wikipedia.org/wiki/McLaren_MP4/1)

Consulta: 10/12/2017

KEITH HOWARD (2001): "**Active Suspension**". Disponible en:

<https://www.motorsportmagazine.com/archive/article/december-2001/69/active-suspension>

Consulta: 10/12/2017

FORMULA 1 DICTIONARY (2006): "**Mass Damper**". Disponible en:

[http://www.formula1-dictionary.net/mass\\_damper.html](http://www.formula1-dictionary.net/mass_damper.html)

Consulta: 10/12/2017

POL SANTOS (2014): "**La F1 a Tu Alcance: Así Funciona el FRIC**". Disponible en:

<http://soymotor.com/articulos/la-f1-tu-alcance-asi-funciona-el-fric-96064>

Consulta: 10/12/2017

FIA (2003): **“Organisation”**. Disponible en:

<https://www.fia.com/organisation>

Consulta: 28/02/2018

ALBERTO RODRÍGUEZ (2014): **“Análisis Técnico – Push Rod – Pull Rod”**. Disponible en:

<https://albrodpulf1.wordpress.com/2014/02/09/analisis-push-rod-pull-rod/>

Consulta: 01/03/2018

FORMULA STUDENT BIZKAIA (2018): **“FSB2018”**. Disponible en:

<https://www.fsbizkaia.com/fsb-2018-es>

Consulta: 10/03/2018

KA.RACE.ING (2018): **“KIT 17C”**. Disponible en:

<https://www.ka-raceing.de/en/cars/kit-combustion/kit17c.html>

Consulta: 10/03/2018

RENNTTEAM (2018): **“F0711-12”**. Disponible en:

<http://www.rennteam-stuttgart.de/f0711-12/>

Consulta: 10/03/18

HOOSIER (2018): **“Circuit Tire Specs – Formula SAE”**. Disponible en:

[http://hoosiertire.com/news/article/64377/Circuit\\_Series\\_Tire\\_Specs](http://hoosiertire.com/news/article/64377/Circuit_Series_Tire_Specs)

Consulta: 10/03/2018

INTRAX SUSPENSION TECHNOLOGY (2012): **“Camber, Caster, Toe-in/Toe-out, Explained”**. Disponible en:

<http://en.intraxracing.nl/techniek/camber,-caster,-toe-intoe-out/>

Consulta: 25/03/2018

AP RACING (2018): **“CP4227 – 250”**. Disponible en:

<http://www.apracing.com/ProductDetail.aspx?ProductID=2538>

Consulta: 07/06/2018

ÖHLINS (2018): **“TTX25 MkII”**. Disponible en:

<https://www.ohlinsusa.com/suspension-products/Automotive/Auto%2BRacing/Shock%2BAbsorber/70/TTX25%2BMkII>

Consulta: 07/06/2018

NICK GILBERT (2012): **“Structural Steel – S235, S275, S355 Chemical Composition, Mechanical Properties and Common Applications”**. Disponible en:

<https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6022>

Consulta: 13/06/2018

DHANLAXMI STEEL DISTRIBUTORS (2018): **“Spring Steel Strips”**. Disponible en:

<https://www.dhanlaxmisteel.com/spring-steel-strips.html>

Consulta: 13/06/2018

LEROY MERLIN (2018): **“Perfiles”**. Disponible en:

[http://www.leroymerlin.es/productos/ferreteria/perfiles\\_pletinas\\_chapas\\_y\\_rejillas/perfiles.html](http://www.leroymerlin.es/productos/ferreteria/perfiles_pletinas_chapas_y_rejillas/perfiles.html)

Consulta: 23/06/2018

BASE PRECIOS CONSTRUCCIÓN (2018): **“Base de Precios de la Construcción”**. Disponible en:

<http://basepreciosconstruccion.gobex.es/p/p03al/p03al.html>

Consulta: 23/06/2018

ESSEX PARTS SERVICES INC. (2018): **“Öhlins TTX25 MkII Damper Set”**. Disponible en:

<https://www.essexparts.com/ohlins-ttx25-mkii-fsae-damper>

Consulta: 23/06/2018

UNIVERSIDAD COMPLUTENSE DE MADRID (2018): **“Citas y Referencias Bibliográficas”**.

Disponible en:

<http://biblioteca.ucm.es/cps/recursos-para-tfg-tfm-citas-y-referencias-bibliograficas>

Consulta: 23/06/2018

## 5. PROGRAMAS DE CÁLCULO

SIEMENS PLM SOFTWARE (2014): **“NX10”**

DASSAULT SYSTÈMES SE (2011): **“Catia V5R21”**

LOTUS CARS (2013): **“Lotus Suspension Analysis”**

MSC SOFTWARE (2014): **“Adams”**

MSC SOFTWARE (2014): **“Adams CAR”**

ANSYS (2018): **“ANSYS Workbench 19.0”**



# **GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

# **TRABAJO FIN DE GRADO**

## ***DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA DE UN FORMULA STUDENT***

**DOCUMENTO 7- ANEXO I PLIEGO DE CONDICIONES**

**Alumno/Alumna: Puente, Velilla, Julen**

**Director/Directora: Macho, Mier, Erik**

**Curso: 2017-2018**

**Fecha: Bilbao, 26 de junio de 2018**

# ÍNDICE

<b>1. OBJETO DEL PLIEGO Y ÁMBITO DE APLICACIÓN</b>	<b>1</b>
<b>2. CONDICIONES TÉCNICAS</b>	<b>2</b>
<b>3. CONDICIONES FACULTATIVAS</b>	<b>3</b>
<b>4. CONDICIONES ECONÓMICAS</b>	<b>4</b>
<b>5. CONDICIONES LEGALES</b>	<b>5</b>

# 1. OBJETO DEL PLIEGO Y ÁMBITO DE APLICACIÓN

La FSAE es una competición de carácter internacional en la que estudiantes de ingeniería diseñan, construyen y compiten con un monoplace de pequeñas dimensiones, eléctrico o de combustión, en representación de las universidades en las que estén matriculados. Por lo tanto, se trata de una competición que acerca a los estudiantes a los posibles problemas que puedan encontrarse durante su vida laboral, aumentando sus competencias más allá de los contenidos teóricos que estudien en sus respectivas titulaciones. Además, como cualquier otra competición automovilística, la FSAE se basa en un reglamento para poder diseñar sus vehículos participantes, haciendo sobre todo hincapié en la seguridad del monoplace y dando libertad a los estudiantes con sus distintos diseños, resultando en una variación variopinta de monoplaces apenas apreciable en las competiciones profesionales del motor.

Siguiendo esta línea, en este proyecto se presenta un sistema de suspensión delantera ideado para un vehículo de esta categoría, basado en la normativa FSAE vigente, y por lo tanto, homologable por los comisarios técnicos durante las competiciones. Los artículos que afectan directamente a la suspensión, así como a su diseño, se presentan traducidos del inglés en el capítulo “5.4. Normativa respecto a la suspensión y requerimientos de diseño” del documento de la memoria del proyecto. Aun así, a continuación se listan dichos artículos para ser encontrados con facilidad en el documento oficial publicado por la organización:

- Artículo 1: REQUERIMIENTOS DEL VEHÍCULO Y RESTRICCIONES
  - T1.2.3.
- Artículo 2: REQUERIMIENTOS GENERALES DE DISEÑO
  - T2.3. Batalla
  - T2.4. Ancho del vehículo
  - T2.5. Acceso visible
- Artículo 6: REGLAS GENERALES DE CHASIS
  - T6.1.1. Suspensión
  - T6.2. Espacio respecto al suelo
  - T6.3. Llantas
  - T6.5. Sistema de dirección
  - T6.7. Estabilidad de vuelco
- Artículo 11: UNIONES
  - T11.1. Grado de Requerimiento de las Uniones

El no cumplimiento de alguno de estos puntos puede conllevar no solo la descalificación inmediata de la competición, sino directamente no poder competir en la misma o presentar un monoplace que no esté preparado en cuanto a su seguridad.

Por lo tanto, para evitar cualquier tipo de problema, es necesario acogerse completamente a los criterios de diseño, geometría y disposiciones constructivas que se presentan, para poder asegurar el correcto comportamiento del monoplaça en pista y su correspondiente homologación.

En caso de querer modificar alguna parte del diseño, a continuación se presentan distintas posibilidades y las consecuencias que pudiesen acarrear dichos cambios:

- **Modificación de los puntos obtenidos en el diseño cinemático (geometría de la suspensión):** la geometría es uno de los factores clave que define el comportamiento del un vehículo, por lo que el error en el montaje tiene que ser mínimo respecto al diseño inicial. Por lo tanto, cualquier modificación de este aspecto deberá estudiarse en profundidad para poder observar sus consecuencias en el tipo de conducción. Tras esta comprobación, los esfuerzos a los que se somete el sistema pueden haber variado, sobre todo en sus direcciones, lo que conlleva una revisión de todas las piezas, que deberían validarse para una nueva geometría.
- **Modificación de piezas:** si se quisiera cambiar el material u optimizar alguno de los elementos del sistema para reducir su masa, bastaría con analizar la pieza mediante el método de elementos finitos y ensayos reales (si fuese necesario). Pero dichos cambios no afectarían al comportamiento del vehículo en pista, ya que la geometría de la suspensión seguiría siendo la original.

## 2.CONDICIONES TÉCNICAS

Un vehículo de estas características está optimizado y diseñado cuidadosamente para ofrecer un alto rendimiento, por lo que es imprescindible que las pautas de fabricación y montaje se cumplan tal y como está descrito a continuación:

**Trapezio inferior:** los tubos serán cortados de acuerdo a su longitud de diseño, mientras que la punta será mecanizada, con un ajuste en el alojamiento de la rótula de unión con la mangueta y otra en las partes que se introducen dentro de los tubos. Por otra parte, la soldadura, que no se calcula en este proyecto, deberá ser estudiada y ejecutada de forma meticulosa para evitar posibles concentraciones de tensiones que puedan provocar el fallo de la pieza. Para evitar cualquier tipo de problema, se recomienda ensayar el conjunto del trapezio inferior montado, verificando la validez del conjunto, sobre todo en fatiga, dada la dispersión que siempre ofrecen sus resultados.

Trapezio superior: las condiciones de este elemento son análogas a las del trapecio inferior, por la salvedad de que el trapecio superior incluye otras dos piezas más, las chapas que sirven de unión con el push rod, y que también serán mecanizadas, aunque no requerirán de ningún ajuste. En estas dos piezas también tendrá que ser calculada la soldadura con las puntas.

Rocker: el eje del rocker estará compuesto por un tubo que tendrá que cortarse a la longitud requerida, con un corte oblicuo que se apoye perfectamente en la zona correspondiente de la chapa del rocker. En cuanto a la chapa, se mecanizará sin necesidad de ajustes en la unión con el amortiguador y el push rod. En el caso de la unión con el tubo, la soldadura tendrá que ejecutarse bajo los mismos requisitos que los trapecios. Por último, para facilitar la colocación del eje, se hará un pequeño rebaje de 1 mm en la chapa con la forma de la elipse del corte transversal del tubo.

Tie rod: se fabrica cortando el tubo a la longitud de diseño y se realizan ensayos reales para verificar los resultados de fatiga.

Push rod: se procede de la misma forma que con el tie rod.

Cada uno de estos componentes será fabricado en acero S355 y cualquier modificación en el material seleccionado podría suponer un fallo inesperado en alguno de los componentes, con sus correspondientes consecuencias.

### 3.CONDICIONES FACULTATIVAS

Para la fabricación del sistema, será necesario contactar diferentes empresas encargadas de la ejecución de algunas de las fases del proyecto, entre las que se incluye las siguientes, siguiendo el orden del proceso de fabricación:

Primero, una empresa externa de mecanizado, en el caso de no contar con las instalaciones y maquinaria necesaria para la fabricación de la suspensión, que se encargue de fabricar las piezas con las geometrías definidas e indicadas en los planos. Los plazos de fabricación se indicarán con anterioridad con el fin de no retrasar otras fases del proyecto y se penalizarán en caso de incumplimiento mediante sanciones económicas. Cualquier modificación necesaria en la geometría de alguno de los componentes sería notificado y estudiado antes de proceder a su fabricación. En cuanto a la fabricación en sí, la propia empresa se responsabilizaría de contar con las herramientas adecuadas, pues no se ha diseñado ninguna pieza con un requerimiento especial en cuanto a geometría u herramientas necesarias.

Segundo, una empresa que se encargue de las soldaduras de los componentes (si no se tienen los medios necesarios), las cuales quedan fuera del alcance de este proyecto,

pero que sin embargo tendrán que ser controladas y cuidadosamente llevadas a cabo para poder verificar la seguridad del monoplaza. Del mismo modo que con la empresa de mecanizado, se penalizarán económicamente retrasos en los plazos estipulados y se consensuarán las modificaciones necesarias, en caso de que existieran. La empresa se hará responsable de la maquinaria e instalaciones necesarias para realizar todas las operaciones.

Finalmente, una empresa dedicada al ensayo de componentes y que cuente con las instalaciones necesarias para poder realizar ensayos a fatiga que confirmen los resultados obtenidos mediante elementos finitos y disipen la incertidumbre creada por su alta dispersión. Las condiciones de los ensayos tendrán que aproximarse lo máximo posible a una situación real de marcha del vehículo, por lo que se consensuarán con la empresa, entendiéndose que son especialistas con los métodos y maquinaria con la que cuentan en sus instalaciones. En caso de retraso respecto a los plazos acordados, también se aplicará una sanción económica.

## 4.CONDICIONES ECONÓMICAS

Todos los que intervienen en el proceso de fabricación tienen derecho a recibir, llegado el momento, las retribuciones estipuladas por su correcta actuación.

Para cada una de las empresas externas necesarias, en el precio unitario se considerarán los gastos de transporte de los materiales (si fueran ellos los encargados) y tasas correspondientes inspecciones, y aprobación y comprobación de las instalaciones con las que esté dotada la empresa y considere oportuno utilizar para la fabricación, proceso o ensayo de cada elemento. Se abonará un 20% del coste total presupuestado antes de la iniciación del proceso correspondiente a cada una de las empresas, abonándose el resto tras la finalización y aprobación del resultado final.

Cualquier modificación que suponga un resultado final distinto al de diseño y que no haya sido consensuado supondrá automáticamente el no pago del servicio prestado, pues se entiende que la empresa correspondiente estará ofreciendo un servicio con un resultado que no ha sido el inicialmente contratado.

Por último, dado el volumen de piezas necesarias de este sistema y su escasa complejidad, se establecerá una pena contractual de un 5% por cada día de retraso sobre el valor total del pedido, aumentando al 10% a partir del tercer día de retraso. Dichas penas económicas se restarán del porcentaje del pago final.

## 5.CONDICIONES LEGALES

Cada una de las empresas necesarias para la fabricación y validación de los elementos que componen el sistema de la suspensión deberán cumplir con todas las reglamentaciones tanto laborales, como de seguridad en el trabajo vigentes.

# **GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

# **TRABAJO FIN DE GRADO**

## ***DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA DE UN FORMULA STUDENT***

### ***DOCUMENTO 8- ANEXO II PLANOS***

**Alumno/Alumna: Puente, Velilla, Julen**

**Director/Directora: Macho, Mier, Erik**

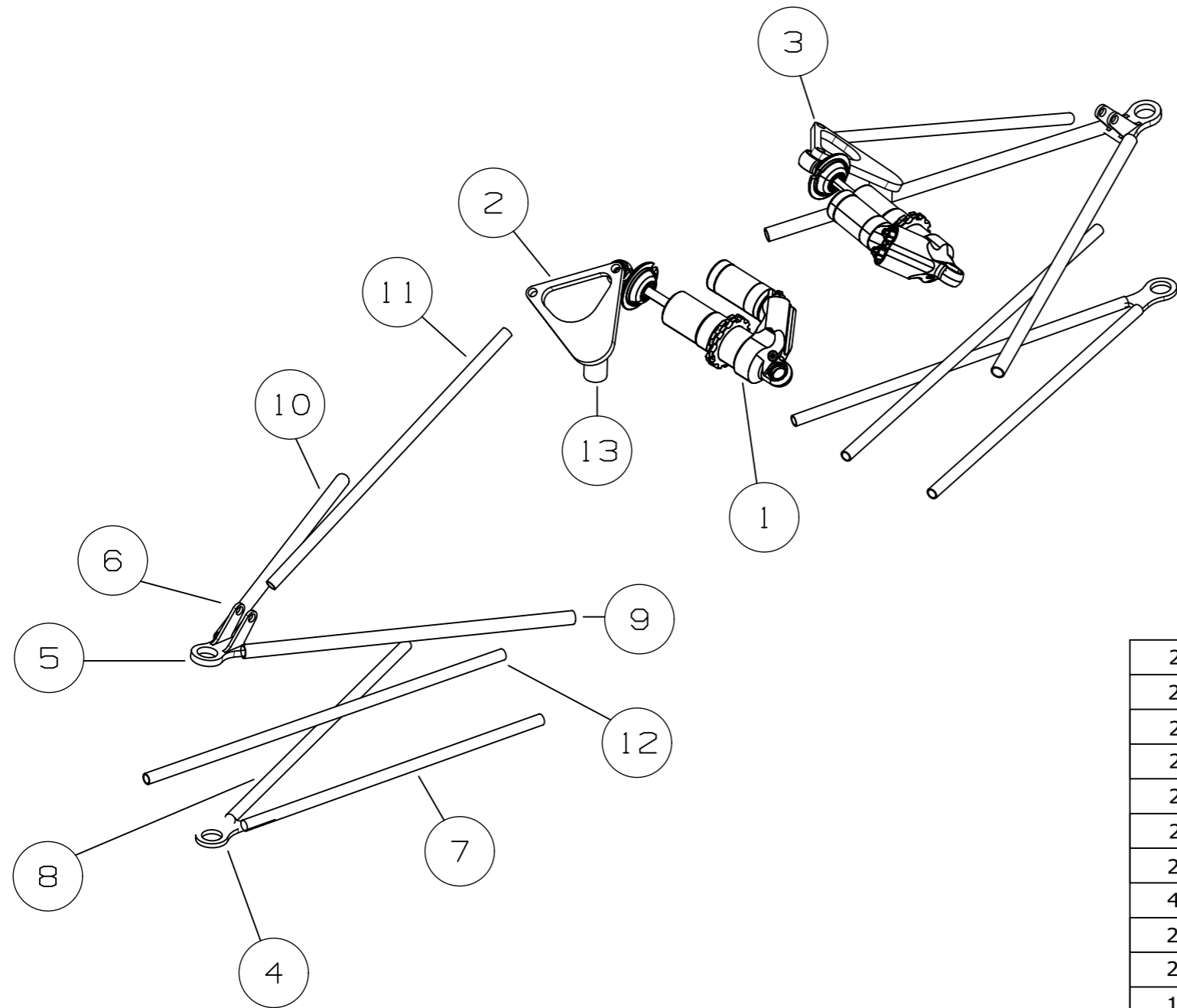
**Curso: 2017-2018**

**Fecha: Bilbao, 26 de junio de 2018**





# ÍNDICE

<b>1. SUSPENSIÓN COMPLETA</b>	<b>1</b>
<b>2. CHAPA ROCKER IZQ</b>	<b>2</b>
<b>3. CHAPA ROCKER DCHA</b>	<b>3</b>
<b>4. PUNTA TRAPÉCIO INFERIOR</b>	<b>4</b>
<b>5. PUNTA TRAPÉCIO SUPERIOR COMPLETA</b>	<b>5</b>
<b>6. TUBOS TRAPÉCIO INFERIOR</b>	<b>6</b>
<b>7. TUBOS TRAPÉCIO SUPERIOR</b>	<b>7</b>
<b>8. TUBOS AUXILIARES</b>	<b>8</b>

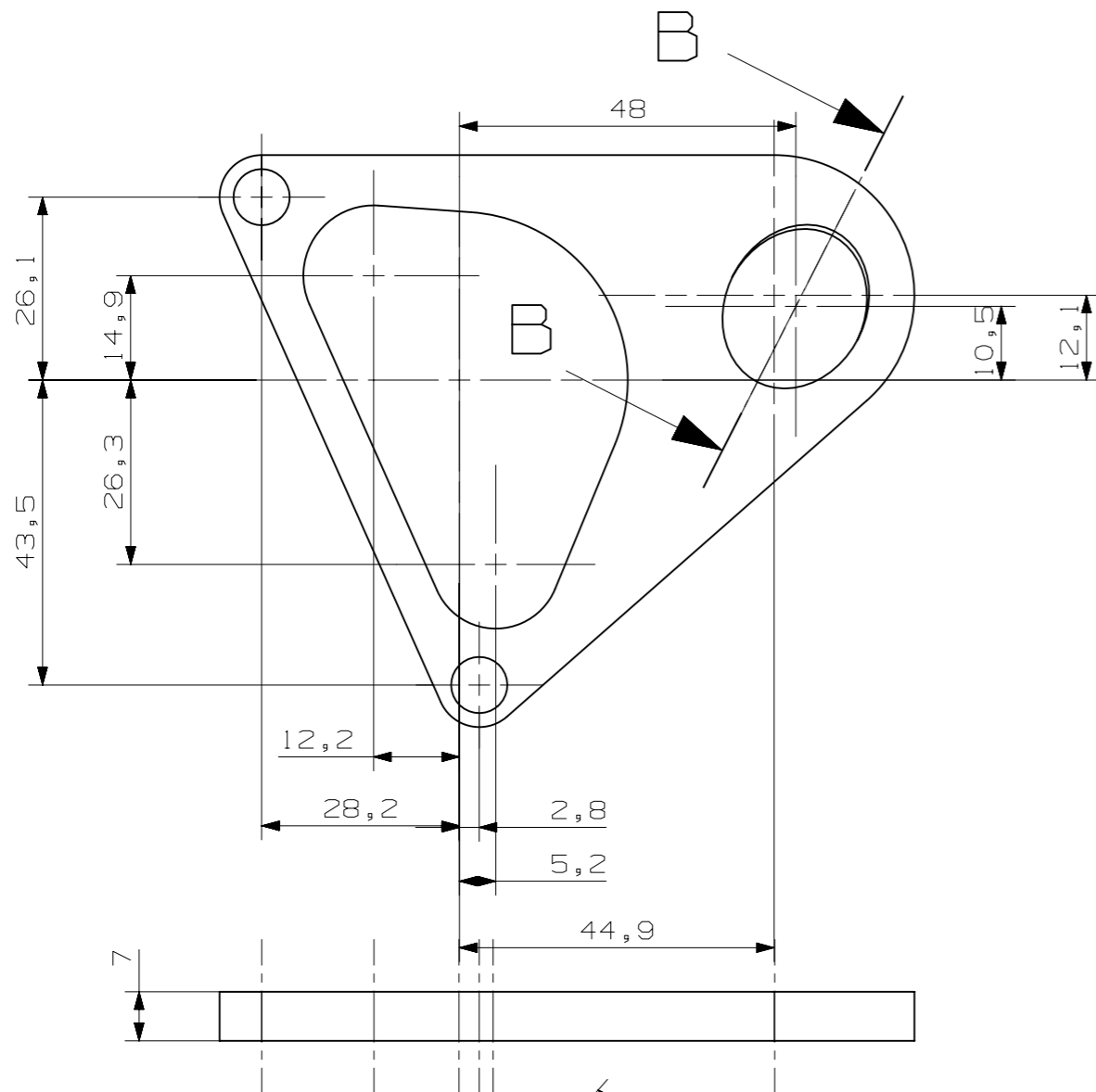


2	Eje Rocker	13	-	Acero S355	40,3	86,6
2	Tie Rod	12	-	Acero S355	83,8	167,6
2	Push Rod	11	-	Acero S355	69,7	139,4
2	Tubo Trapecio Superior Trasero	10	-	Acero S355	84,4	169,6
2	Tubo Trapecio Superior Delantero	9	-	Acero S355	84,4	169,6
2	Tubo Trapecio Inferior Trasero	8	-	Acero S355	74,2	148,4
2	Tubo Trapecio Inferior Delantero	7	-	Acero S355	74,2	148,4
4	Chapa Anclaje Push Rod	6	-	Acero S355	10	40
2	Punta Trapecio Superior	5	-	Acero S355	63,1	126,2
2	Punta Trapecio Inferior	4	-	Acero S355	39,5	79
1	Chapa Rocker DCHA	3	-	Acero S355	174,4	174,4
1	Chapa Rocker IZQ	2	-	Acero S355	174,4	174,4
2	Amortiguador Öhlins TTX25 MkII	1	-	-	394	788

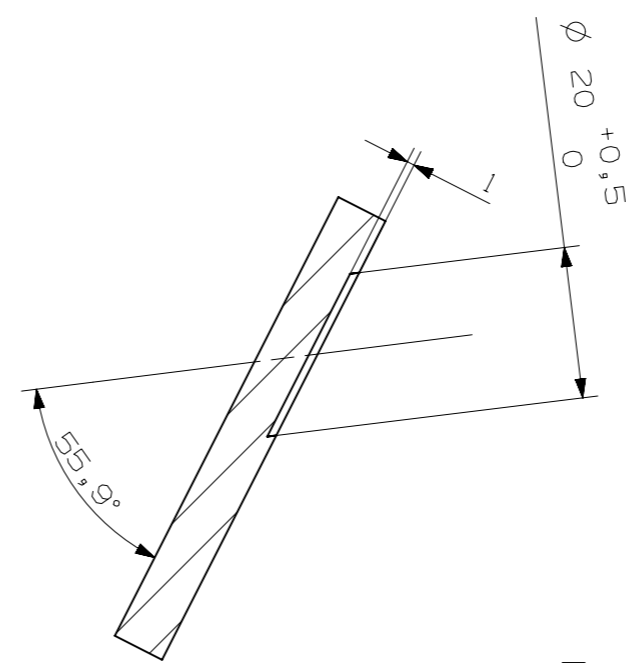
Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit.	Total
					Peso	

	Fecha	Nombre	Firma	 UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA DE INGENIERIA DE BILBAO 
Dibujado:	06-2018	Julen Puente		
Comprobado:				

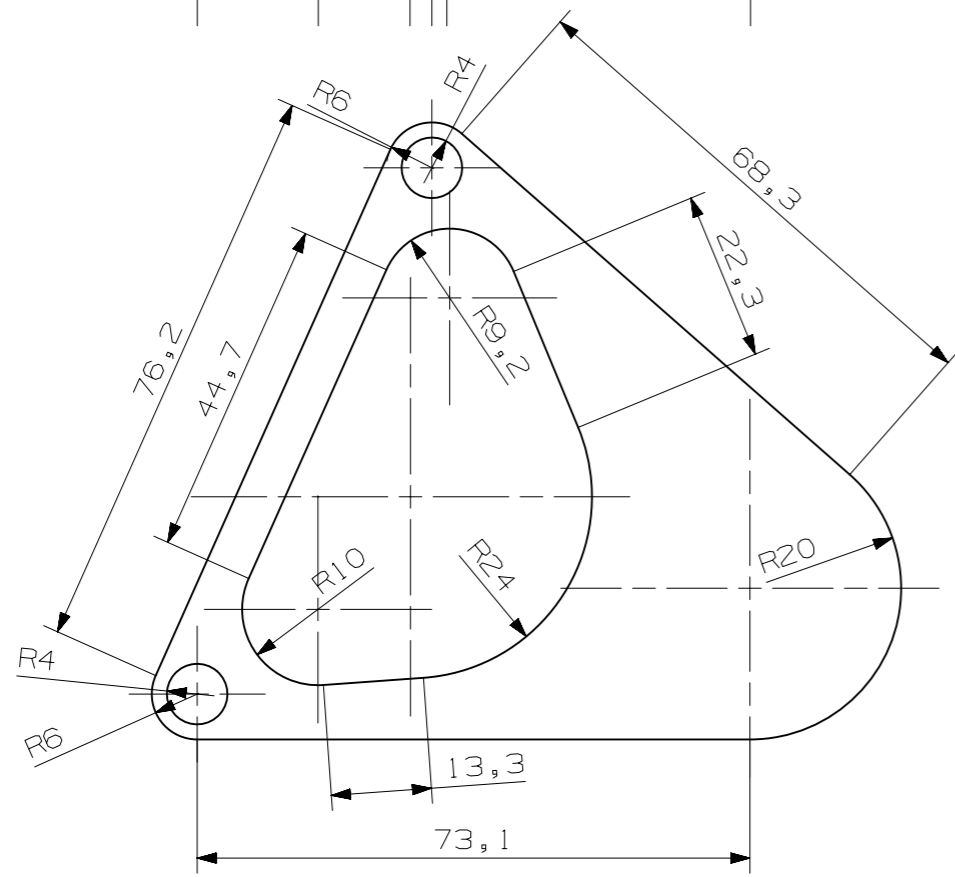
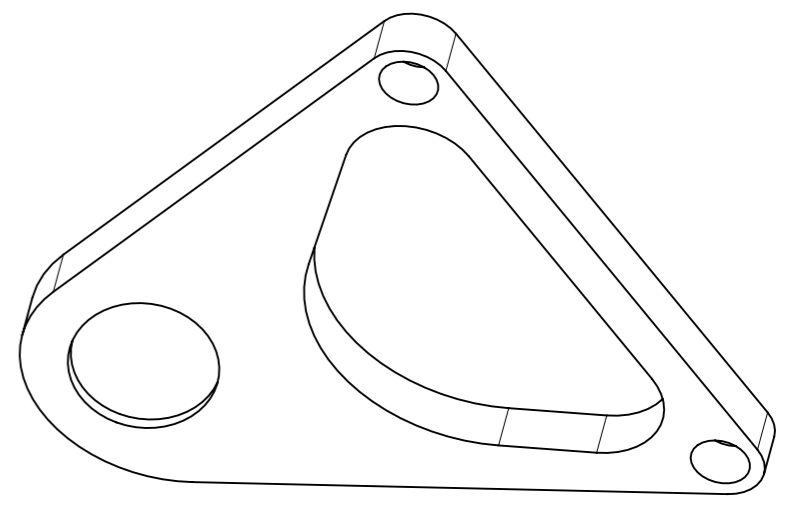
 Tol. gen.	Escala	<b>SUSPENSIÓN COMPLETA</b>	<b>DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA DE UN FORMULA STUDENT</b>
	<b>m 1:5</b>		



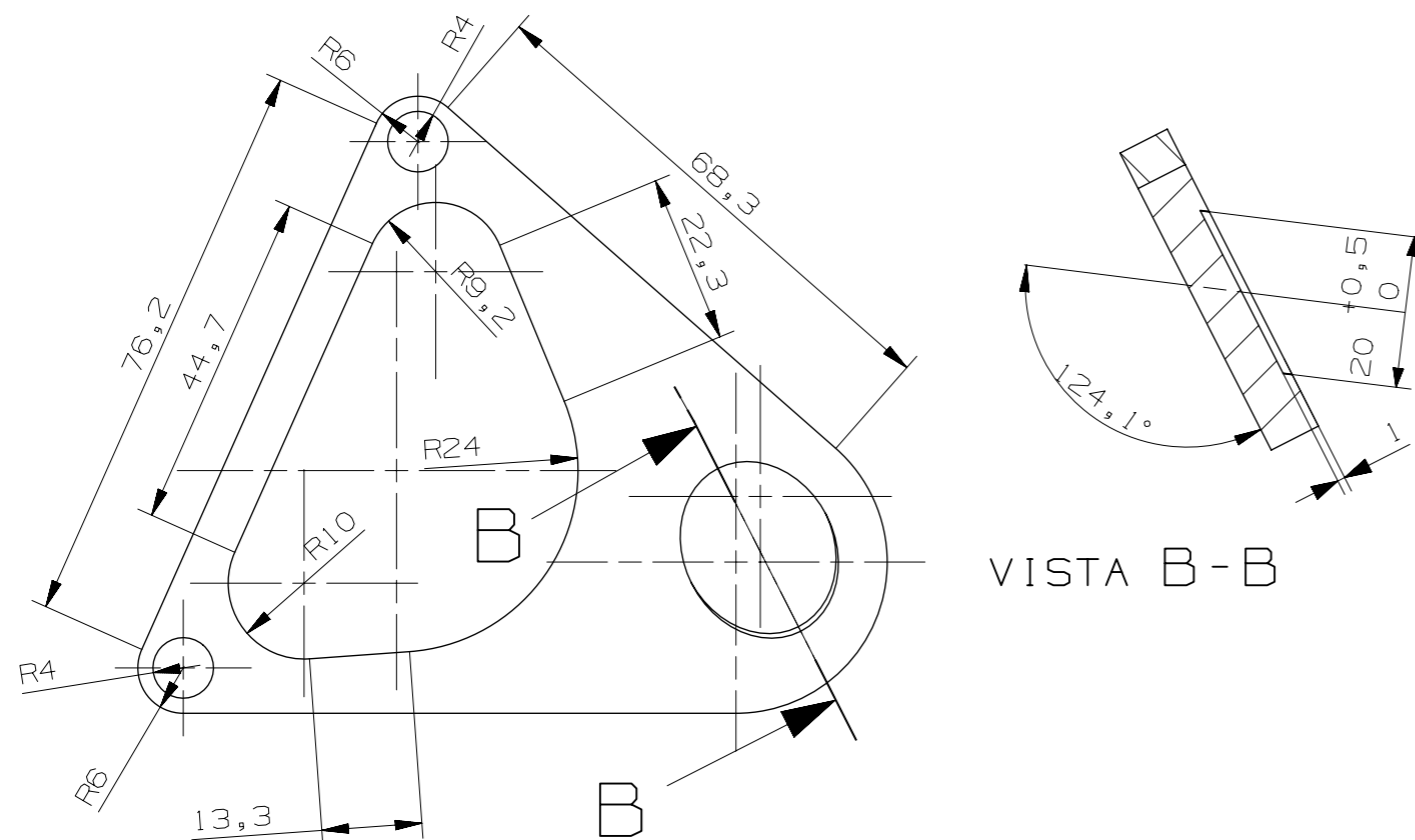
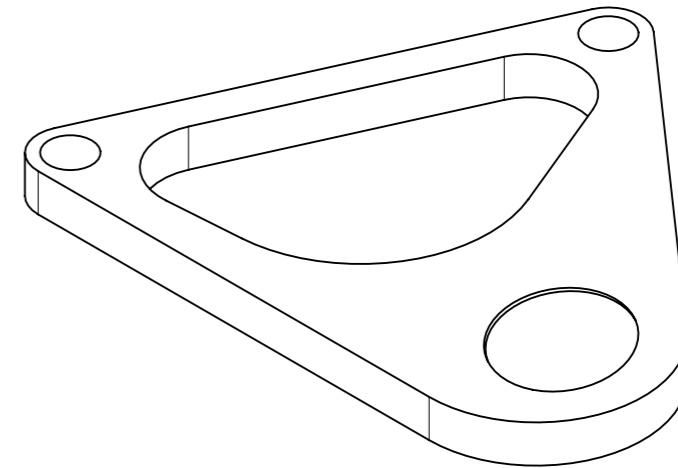
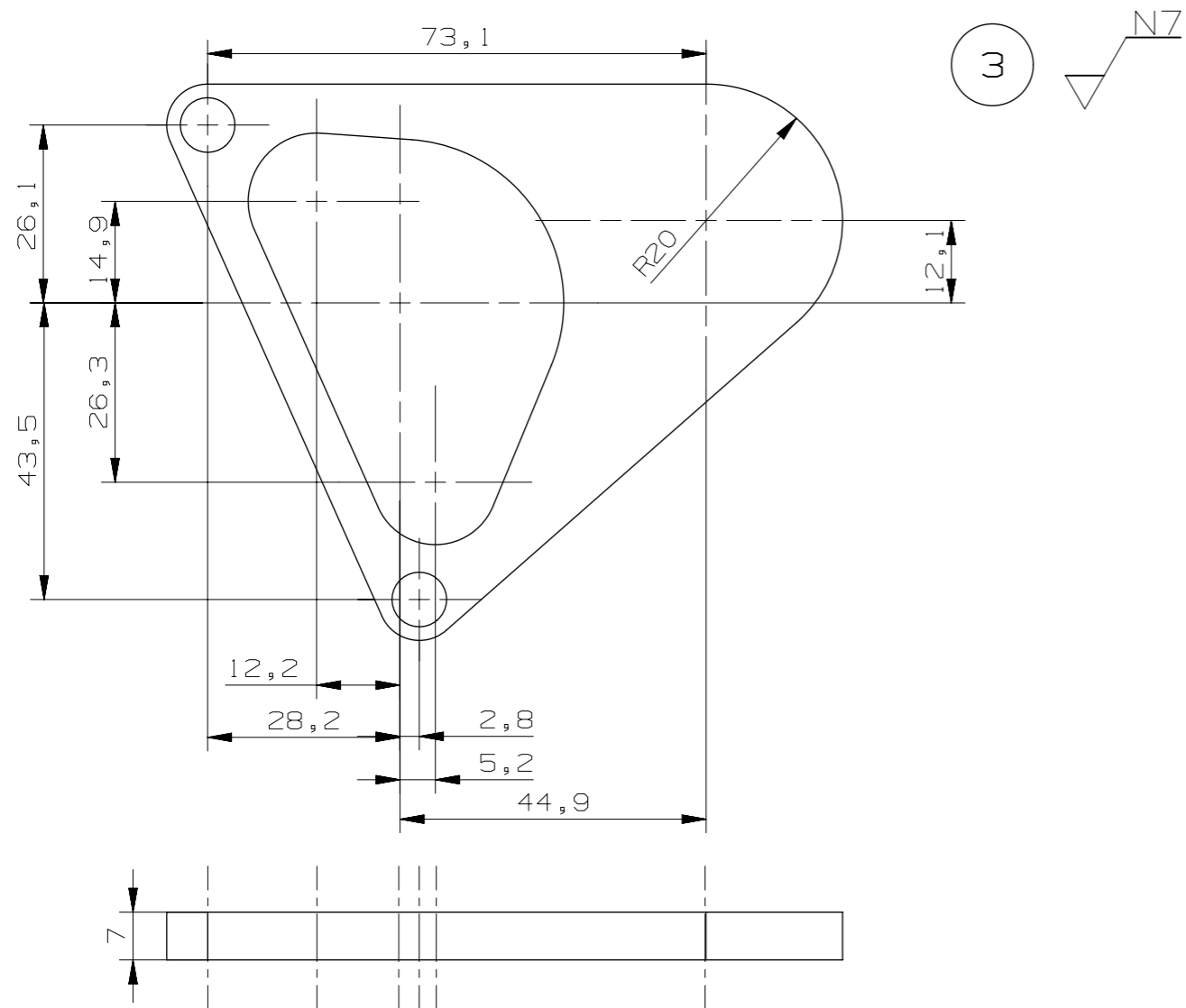
2  $\nabla$  N7



VISTA B-B

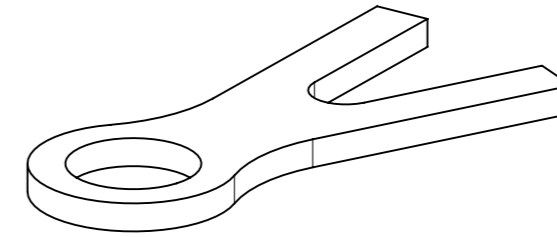
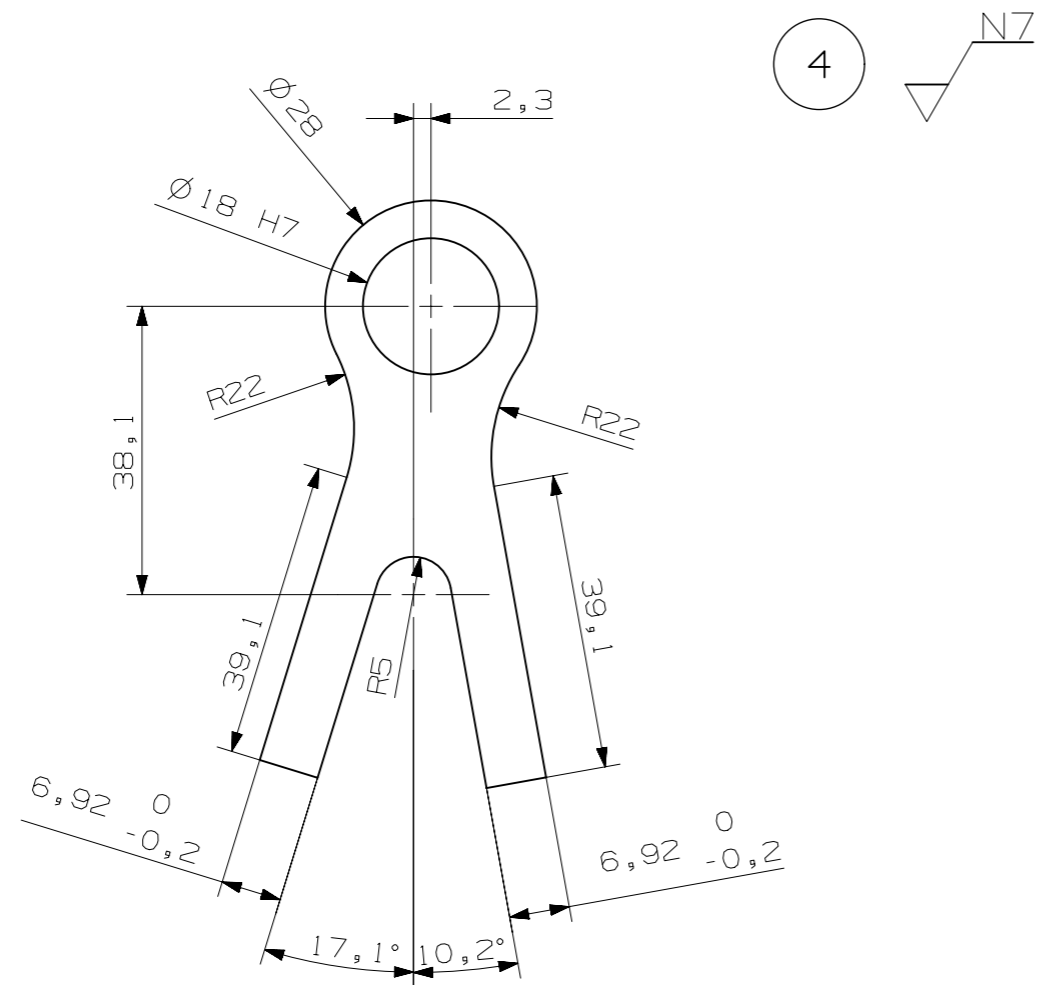


1	Chapa Rocker IZQ	2	-	Acero S355	174,4	174,4
Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit.	Total
					Peso	
	Fecha	Nombre	Firma	UNIVERSIDAD DEL PAIS VASCO ESCUELA DE INGENIERIA DE BILBAO		
Dibujado:	06-2018	Julen Puente				
Comprobado:				DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA DE UN FORMULA STUDENT		
 Tol. gen.	Escala <b>1:1</b>	<b>CHAPA ROCKER IZQ</b>				

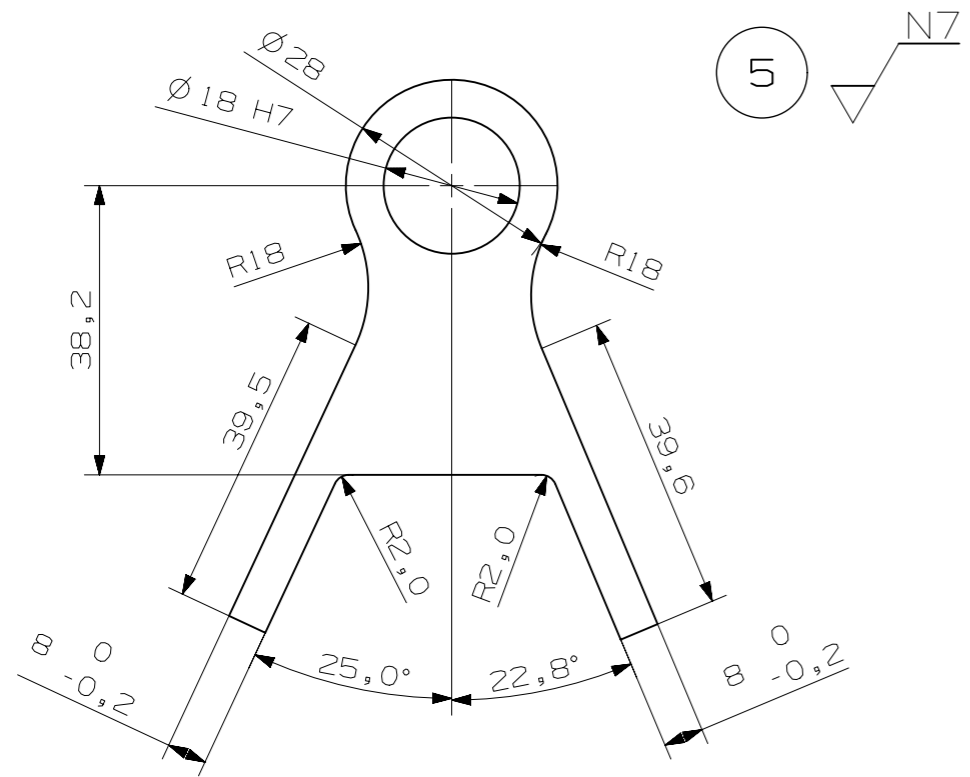


VISTA B-B

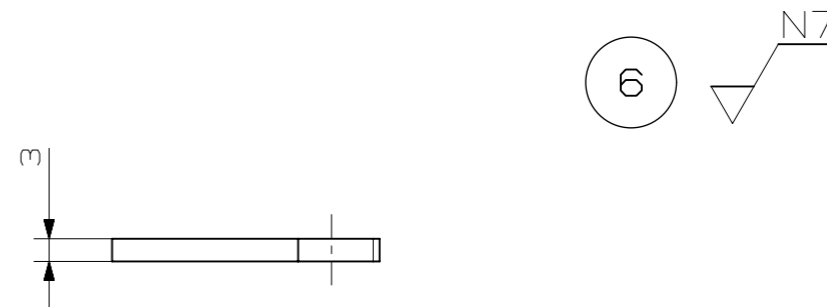
1	Chapa Rocker DCHA	3	-	Acero S355	174,4	174,4
Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit.	Total
					Peso	
	Fecha	Nombre	Firma	UNIVERSIDAD DEL PAIS VASCO ESCUELA DE INGENIERIA DE BILBAO		
Dibujado:	06-2018	Julen Puente				
Comprobado:						
 Tol. gen.	Escala <b>1:1</b>	<b>CHAPA ROCKER DCHA</b>			DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA DE UN FORMULA STUDENT	
<b>m</b>					Plano Nº.	3
		Nº Planos.	8			



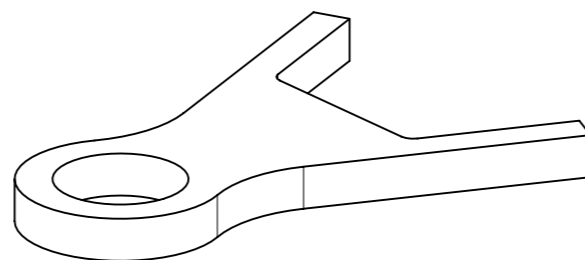
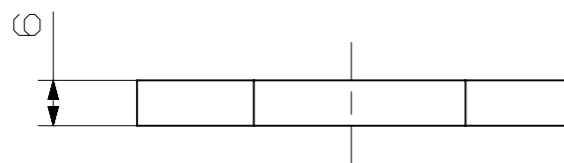
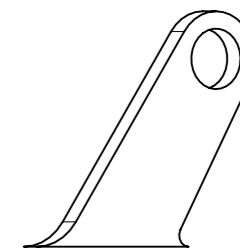
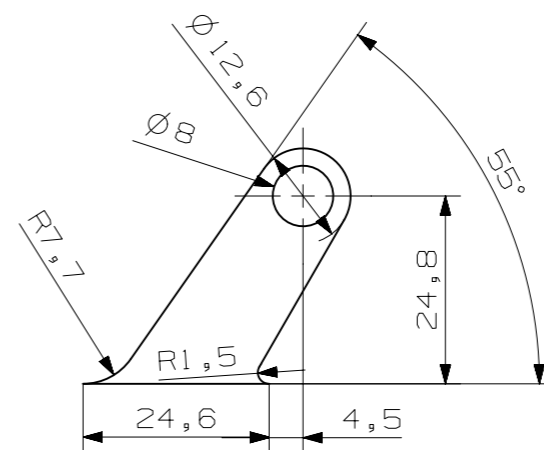
2	Punta Trapecio Inferior	4	-	Acero S355	39,5	79
Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit.	Total
					Peso	
	Fecha	Nombre	Firma	 UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA DE INGENIERIA DE BILBAO 		
Dibujado:	06-2018	Julen Punte				
Comprobado:						
	Escala	PUNTA TRAPECIO INFERIOR			DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA DE UN FORMULA STUDENT	
m	1:1				Plano Nº.	4
		Nº Planos.	8			



5

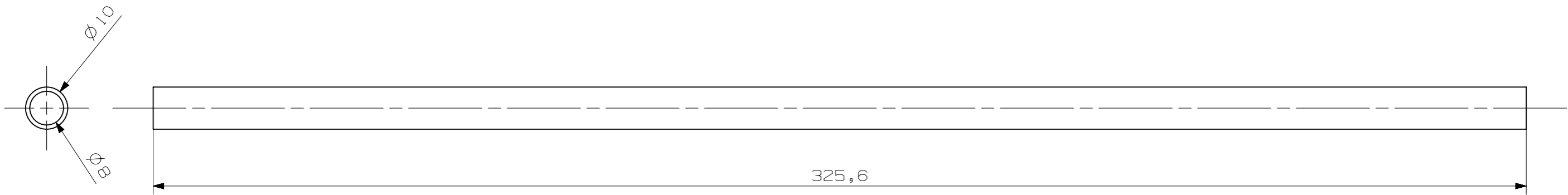


6

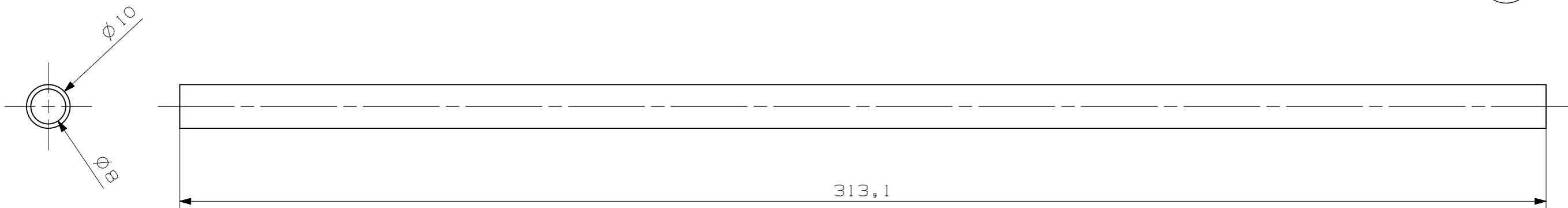




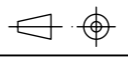
4	Chapa Anclaje Push Rod	6	-	Acero S355	10	40
2	Punta Trapecio Superior	5	-	Acero S355	63,1	126,2
Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit.	Total
					Peso	
	Fecha	Nombre	Firma	UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA DE INGENIERIA DE BILBAO 		
Dibujado:	06-2018	Julen Puente				
Comprobado:						
	Escala	PUNTA TRAPECIO SUPERIOR COMPLETA			DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA DE UN FORMULA STUDENT	
Tol. gen.	1:1				Plano Nº.	5
				Nº Planos.	8	

7

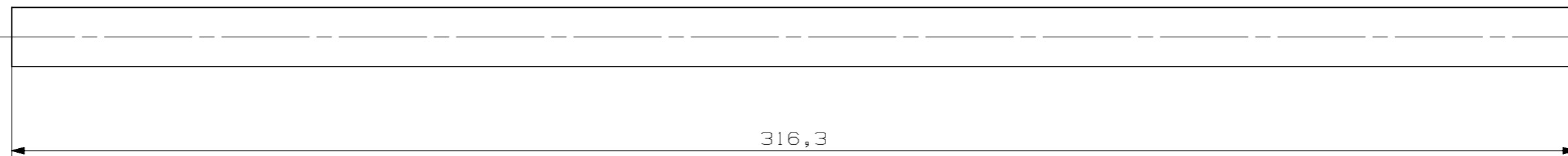
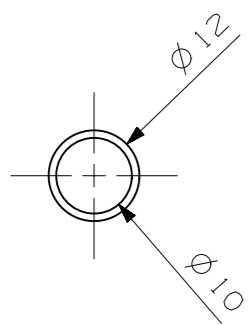


8

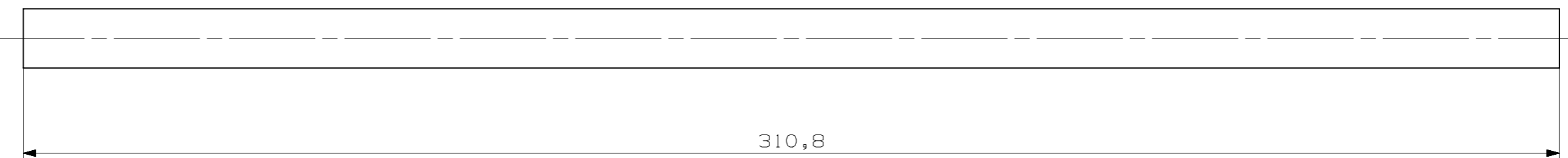
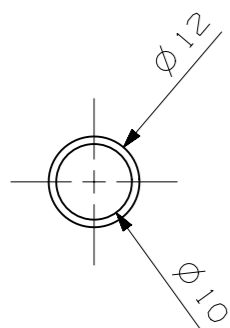


2	Tubo Trapecio Inferior Trasero	8	-	Acero S355	74,2	148,4
2	Tubo Trapecio Inferior Delantero	7	-	Acero S355	74,2	148,4
Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit.	Total
					Peso	
	Fecha	Nombre	Firma	 UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA DE INGENIERIA DE BILBAO 		
Dibujado:	06-2018	Julen Punte				
Comprobado:						
	Escala	TUBOS TRAPECIO INFERIOR			DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA DE UN FORMULA STUDENT	
Tol. gen. <b>m</b>	<b>1:1</b>				Plano Nº.	6
				Nº Planos.	8	

9





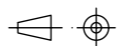
10



2	Tubo Trapecio Superior Trasero	10	-	Acero S355	84,8	169,6
2	Tubo Trapecio Superior Delantero	9	-	Acero S355	84,8	169,6

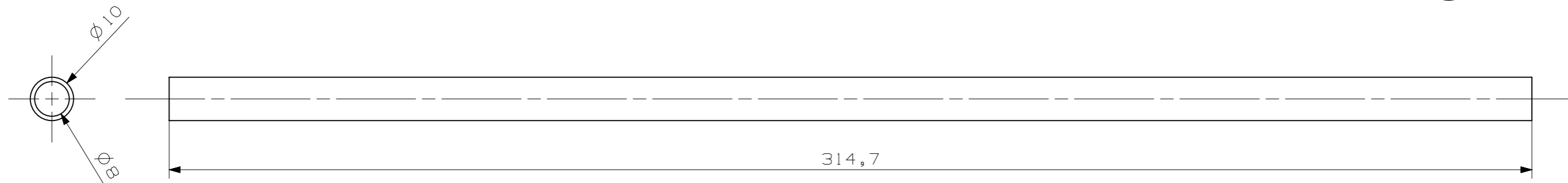
Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit.	Total
					Peso	

	Fecha	Nombre	Firma	 UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA DE INGENIERIA DE BILBAO	
Dibujado:	06-2018	Julen Punte			
Comprobado:					

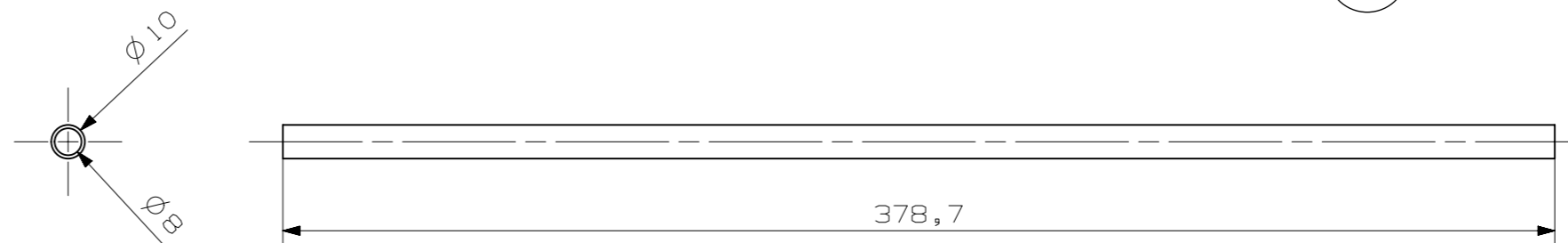
 Tol. gen.	Escala	<b>TUBOS TRAPECIO SUPERIOR</b>	DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA DE UN FORMULA STUDENT	
	<b>m 1:1</b>		Plano Nº.	7
		Nº Planos.	8	



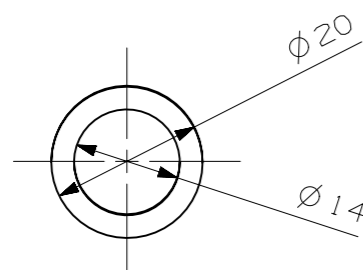
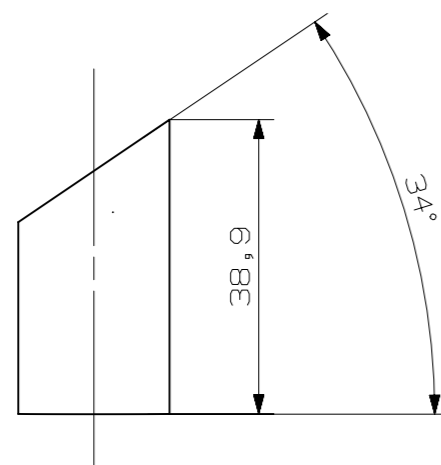
11



12 (1:2)





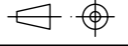
13



2	Eje Rocker	13	-	Acero S355	40,3	86,6
2	Tie Rod	12	-	Acero S355	83,8	167,6
2	Push Rod	11	-	Acero S355	69,7	139,4

Nº Piezas	Denominación y Observaciones	Marca	Norma Plano	Material	Unit.	Total
					Peso	

	Fecha	Nombre	Firma	 UNIVERSIDAD DE PAIS VASCO ESCUELA DE INGENIERIA DE BILBAO	
Dibujado:	06-2018	Julen Puente			
Comprobado:					

 Tol. gen.	Escala <b>1:1</b> (1:2)	<b>TUBOS AUXILIARES</b>	DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA DE UN FORMULA STUDENT	
	<b>m</b>		Plano Nº. 8 Nº Planos. 8	

# GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

# TRABAJO FIN DE GRADO

## ***DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA DE UN FORMULA STUDENT***

### ***DOCUMENTO 9- ANEXO III GLOSARIO***

**Alumno/Alumna: Puente, Velilla, Julen**

**Director/Directora: Macho, Mier, Erik**

**Curso: 2017-2018**

**Fecha: Bilbao, 26 de junio de 2018**

# ÍNDICE

<b>A</b>	<b>1</b>
<b>B</b>	<b>1</b>
<b>C</b>	<b>2</b>
<b>D</b>	<b>3</b>
<b>F</b>	<b>3</b>
<b>H</b>	<b>3</b>
<b>K</b>	<b>4</b>
<b>M</b>	<b>4</b>
<b>P</b>	<b>5</b>
<b>R</b>	<b>5</b>
<b>S</b>	<b>6</b>
<b>T</b>	<b>6</b>
<b>V</b>	<b>7</b>
<b>W</b>	<b>7</b>

## A

### **Amortiguador**

Dispositivo disipativo que sirve para compensar y disminuir el efecto de choques, sacudidas o movimientos bruscos en aparatos mecánicos.

### **Anti-dive**

Parámetro que indica la cantidad de fuerza transmitida a través de los brazos o elementos elásticos de la suspensión y que no es soportada por los amortiguadores. Reduce la compresión en una suspensión delantera cuando se está frenando.

### **Anti-lift**

Parámetro que indica la cantidad de fuerza transmitida a través de los brazos o elementos elásticos de la suspensión y que no es soportada por los amortiguadores. Reduce la subida de la suspensión trasera en una frenada y de la delantera cuando se acelera.

### **Anti-squat**

Parámetro que indica la cantidad de fuerza transmitida a través de los brazos o elementos elásticos de la suspensión y que no es soportada por los amortiguadores. Reduce la compresión en la suspensión trasera cuando el coche acelera.

### **Automóvil**

Vehículo terrestre apoyado sobre al menos 4 ruedas no alineadas, en el cual al menos dos de ellas se usan para la dirección y/o propulsión.

## B

### **Batalla**

Distancia entre los ejes de las ruedas.

### **Barra estabilizadora**

Barra encargada de estabilizar el monoplaça en una situación de balanceo, trabaja a torsión pivotando sobre los rockers, produciéndose giros de sentidos contrarios en cada extremo cada vez que el coche rola (se retuerce).

### ***Barras de torsión***

Son los elementos que más esfuerzos soportan de la suspensión. Se trata de una barra que trabaja como muelle a torsión y que además sirve de punto de pivotamiento al rocker.

### ***Bump steer***

Tendencia de las ruedas a girar en situaciones de bote-rebote.

## C

### ***Camber Angle***

Ángulo de caída, es el ángulo formado entre la vertical y el plano central de la rueda en la vista frontal.

### ***Caster Angle***

Ángulo de Caster, es el ángulo que forma el eje de pivotamiento de la mangueta con respecto a la vertical en la vista lateral.

### ***Caster Offset o Mechanical Trail***

Es la distancia medida en el suelo entre el centro de la rueda y la intersección del eje de la mangueta con el suelo en la vista lateral.

### ***Chasis***

Armazón del automóvil que soporta la carrocería.

### ***Coche de F1***

Automóvil diseñado específicamente para correr en circuitos de velocidad o carreteras cerradas (circuitos urbanos).

### ***Cockpit***

Espacio en el cual el piloto irá dentro del monoplaça.

### ***Cremallera de la dirección***

Pieza encargada de transmitir el giro del volante a un movimiento longitudinal, mediante un mecanismo piñón-cremallera, que haga girar las ruedas.

## D

### ***Drag o resistencia aerodinámica***

Resistencia que ofrece el aire al avance longitudinal del coche. Es función de la velocidad del mismo y puede aparecer como consecuencia de los alerones y otros elementos aerodinámicos utilizados para generar downforce.

### ***Downforce o carga aerodinámica***

Fuerza que el aire ejerce sobre el vehículo en la vertical, empujándolo contra el suelo.

## F

### ***FIA***

Federación Internacional de Automovilismo, es el organismo encargado de gestionar y dirigir la F1 junto a la FOM. Establecen la normativa que rige la competición.

### ***FOM***

Formula One Management, es la entidad encargada de las relaciones con los medios de comunicación y las cuestiones financieras relativas a la F1 (gestión de contratos con circuitos, etc).

### ***Fórmula Uno***

F1, competición global de automovilismo englobada dentro de la FIA. Es considerada la meca de los monoplazas.

## H

### ***Heave spring***

Muelle encargado de soportar esfuerzos simultáneos en ambos lados del monoplaza de tracción o compresión (cuando acelera o frena). Si fuera necesario, se le puede añadir la torsion bar. También puede ser un amortiguador en vez de un muelle, no afecta al balanceo del coche.

## K

### ***Kingpin Angle***

Ángulo de Kingpin, es el ángulo que forma el eje de pivotamiento de la mangueta con respecto a la vertical en la vista frontal.

### ***Kingpin Offset o Scrub Radius***

Es la distancia medida en el suelo entre el centro del neumático y la intersección del eje de la mangueta en el suelo.

## M

### ***Mangueta***

Extremo del eje de dirección (limitado o no) que soporta la rueda, rodamientos y sistema de frenado.

### ***Masa no suspendida***

Aquella que está directamente apoyada sobre el asfalto (ruedas, neumáticos, manguetas, sistema de frenado...).

### ***Masa suspendida***

Aquella soportada por la suspensión (chasis y todos los elementos en su interior).

### ***Monocasco***

Tipo de chasis que integra el chasis convencional (base) y la carrocería.

### ***Monoplaza***

Automóvil con capacidad para una sola persona.

## P

### ***Pull Rod***

Suspensión de doble trapecio en la que el tirante trabaja a tracción.

### ***Push Rod***

Suspensión de doble trapecio en la que el tirante trabaja a compresión.

## R

### ***Reglajes***

Parámetros de la suspensión que puedan cambiarse para alterar el comportamiento dinámico del vehículo, con el fin de adaptarlo a las condiciones de cada circuito y obtener su máximo rendimiento. Ejemplos: camber, toe, dureza de la barra estabilizadora, rigidez de resortes o “pines” de los amortiguadores (para controlar su velocidad de respuesta ante botes/rebotes).

### ***Rocker***

Balancín, elemento de una suspensión encargado de transmitir el esfuerzo proveniente desde el tirante al amortiguador.

### ***Roll centre***

Centro de balanceo, punto del par de fuerzas entre la masa suspendida y la no suspendida. Dicho par es el culpable del balanceo del automóvil.

### ***Roll damper***

Amortiguador que estabiliza el monoplaza en una situación de balanceo (roll), como el paso por una curva.



## S

### **Scrub**

Movimiento lateral de la rueda con respecto al suelo que se da como resultado del movimiento vertical de la rueda.

### **Survival Cell**

Celda de supervivencia, zona del monocasco que no debe fallar ante cualquier impacto del monoplaza, con el fin de proteger la integridad del piloto.

### **Suspensión**

Mecanismo ideado para transmitir los esfuerzos provenientes del asfalto hacia un sistema que los disipe, con el fin de que no afecten al chasis del vehículo. Define el comportamiento dinámico del vehículo.

### **Suspensión de doble trapecio**

Suspensión formada por dos trapecios (superior e inferior) que unen el chasis y la mangueta.

## T

### **Trapecio o brazo u horquilla**

Componente de la suspensión en forma de V que une el chasis y la mangueta, además de transmitir los esfuerzos provenientes del suelo. Existen dos por cada rueda.

### **Tie rod**

Barra encargada de limitar el giro de las ruedas en el plano del suelo. En las ruedas delanteras transmite el giro que proviene del volante, mientras que en las traseras evita que se produzca dicho giro.

### **Tirante o (push o pull)**

Barra encargada de transmitir los esfuerzos de tracción y compresión, que tienen su origen en el asfalto, hasta el amortiguador.

### **Toe**

Ángulo de convergencia, es el ángulo que forma la rueda con respecto al eje longitudinal.

***Torsion bar***

Barra que trabaja a torsión y se encarga de soportar esfuerzos simultáneos en ambos lados del monoplaça de tracción o compresión (cuando acelera o frena). Es complementaria al heave spring.

V

***Vía***

Distancia entre centros de ruedas del mismo eje.

W

***Wheel path***

Cambio de la batalla del coche debido al movimiento vertical de la rueda.