



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA

CAMPUS D'ALCOI

*Estudio, optimización y rediseño de los elementos de suspensión de un vehículo clásico para mejorar su rendimiento y estabilidad.*

---

**MEMORIA PRESENTADA POR:**

*Óscar Limiñana Bello*

**TUTOR/A:**

*Dr. Néstor Montañés Muñoz*

*Dr. Luis Jesús Quiles Carrillo*

GRADO DE INGENIERÍA MECÁNICA

Convocatoria de defensa: Junio 2021

# ÍNDICE

ÍNDICE.....	2
RESUMEN .....	6
SUMMARY.....	7
RESUM.....	8
ABREVIATURAS.....	9
LISTADO DE TABLAS.....	10
LISTADO DE FIGURAS.....	12
<b>I. INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>22</b>
<b>I.1. Sistemas de suspensión .....</b>	<b>24</b>
I.1.1. Suspensiones independientes.....	25
I.1.2. Suspensiones de eje rígido .....	29
I.1.3. Suspensiones semindependientes.....	31
I.1.4. Suspensiones no pasivas .....	33
<b>I.2. Componentes .....</b>	<b>38</b>
I.2.1. Componentes elásticos .....	38
I.2.2. Componentes disipativos.....	41
I.2.3. Componentes estructurales .....	42
<b>I.3. Geometría del conjunto Dirección-Suspensión.....</b>	<b>45</b>
I.1.3.1. Ángulo de caída.....	45
I.1.3.2. Convergencia .....	46
I.1.3.3. Ángulo de salida .....	47
I.1.3.4. Ángulo de avance.....	48
<b>I.4. Dinámica del vehículo .....</b>	<b>49</b>

I.4.1. Movimiento de balanceo.....	49
I.4.2. Movimiento de cabeceo.....	50
I.4.3. Guiñada .....	51

## **II. OBJETIVOS.....53**

II.1. OBJETIVO GENERAL.....	54
II.2. OBJETIVOS PARTICULARES. ....	54

## **III. ANÁLISIS DINÁMICO.....55**

III.1. Centros de gravedad.....	56
III.2. Eje de balanceo.....	59
III.3. Rigidez de la suspensión. ....	61
III.4. Resistencias que se oponen al avance.....	64
III.5. Transferencia lateral de cargas. ....	67
III.6. Transferencia de carga entre ejes.....	71
III.7. Fuerzas laterales y de tracción.....	73
III.8. Adherencia .....	75
III.9. Velocidad máxima de giro. ....	76

## **IV. CARACTERIZACIÓN DEL MODELO LINEAL ....80**

IV.1. Análisis geométrico del modelo.....	81
IV.1.1. Suspensión delantera.....	82
IV.1.2. Suspensión trasera. ....	86
IV.2. Análisis de masas.....	89
IV.2.1. Centro de gravedad del vehículo.....	90
IV.2.2. Centros de gravedad de las masas semisuspendidas. ....	96
IV.2.3. Centro de gravedad de la masa suspendida .....	99

IV.3. Modelo de estudio .....	100
<b>V. CÁLCULOS .....</b>	<b>102</b>
V.1. Caracterización de la rigidez de la suspensión. ....	103
V.2. Cálculo de la fuerza lateral.....	108
V.3. Cálculo de la transferencia total entre ruedas. ....	108
V.4. Cálculo de la adherencia.....	113
V.5. Cálculo de las fuerzas de tracción.....	113
V.6. Cálculo de la velocidad máxima de giro .....	115
V.7. Influencia de los diversos factores en la transferencia de cargas.....	117
<b>VI. DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....</b>	<b>120</b>
VI.1. Comportamiento dinámico.....	121
VI.2. Influencias en la transferencia de cargas.....	121
VI.3. Posibilidades de mejora.....	122
<b>VII. OPTIMIZACIÓN .....</b>	<b>123</b>
VII.1. Análisis de factores. ....	124
VII.1.1. Análisis del comportamiento virador .....	124
VII.1.2. Análisis de la estabilidad .....	124
VII.1.3. Análisis de masas y geometría.....	125
<b>VII.2. Evaluación de las modificaciones. ....</b>	<b>126</b>
VII.2.1. Primera modificación: .....	126
VII.2.2. Segunda modificación: .....	129
VII.2.3. Tercera modificación: .....	132
VII.2.4. Modelo modificado.....	137
VII.2.4. Necesidad de rediseño .....	139

<b>VIII. REDISEÑO .....</b>	<b>141</b>
VIII.3.1. Análisis de solicitaciones .....	142
VIII.3.2. Análisis del material.....	146
VIII.3.3. Rediseño del brazo de suspensión .....	146
VIII.3.4. Comparación y verificación. ....	158
VIII.3.4. Proceso de fabricación.....	161
<b>IX. ESTUDIO ECONÓMICO .....</b>	<b>162</b>
<b>X. CONCLUSIONES FINALES .....</b>	<b>167</b>
<b>XI. BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>169</b>
<b>XII. ANEXO .....</b>	<b>171</b>

## RESUMEN

### **“Estudio, optimización y rediseño de los elementos de suspensión de un vehículo clásico para mejorar su rendimiento y estabilidad”**

El proyecto que se presenta a continuación consiste en el rediseño de la suspensión de un vehículo clásico, para mejorar su rendimiento y estabilidad a unas condiciones determinadas. El vehículo que se toma como base de estudio es un Renault 5 TS del año 1980, que monta un sistema de suspensiones de tipo barras de torsión, junto a una barra estabilizadora, tanto en la parte delantera como en la trasera.

La necesidad del rediseño viene dada por las condiciones de conducción a las que se va a someter al vehículo, ya que forma parte de un proyecto de preparación para el ámbito deportivo. El trabajo constará, en primer lugar, de un estudio dinámico previo del vehículo, en el cual se caracterizarán todos los parámetros que influyen en el manejo, así como todas las geometrías relevantes para el estudio. En segundo lugar, se propondrán las modificaciones pertinentes y se estudiará su viabilidad. Teniendo en cuenta la normativa vigente, las capacidades resistentes de los nuevos componentes y la viabilidad económica. Todo ello se realizará a través del programa informático SolidWorks para un correcto rediseño y optimización de cada elemento.

Así pues, el presente TFG se plantea de tal manera que incluya diversas competencias del Grado en Ingeniería Mecánica, tales como el estudio de la normativa vigente, la utilización de herramientas CAD para diseño y obtención de planos, el empleo de herramientas CAE (por ejemplo, herramientas FEM derivadas del método de los elementos finitos), análisis de fuerzas, análisis de costes, y selección de materiales, entre otras.

# SUMMARY

---

## SUMMARY

**"Study, optimization and redesign of the suspension elements of a classic vehicle to improve its performance and stability"**

The project presented below consists of the redesign of the suspension of a classic vehicle, to improve its performance and stability under certain conditions. The vehicle that is taken as the base of the study is a Renault 5 TS from 1980, which has a torsion bar-type suspension system, together with an anti-roll bar, both at the front and at the rear.

The redesign needs are given by the driving conditions to which the vehicle will be subjected, as it is part of a project to prepare for the sports sphere. The work will consist, first of all, of a previous dynamic study of the vehicle, in which all the parameters that influence handling will be characterized, as well as all the relevant geometries for the study. Second, the relevant modifications will be proposed and their feasibility will be studied. Taking into account current regulations, the resistant capacities of the new components and the economic viability. All this will be carried out through the SolidWorks computer program for a correct redesign and optimization of each element. Thus, this TFG is proposed in such a way that it includes various competencies of the Degree in Mechanical Engineering, such as the study of current regulations, the use of CAD tools for design and obtaining plans, the use of CAE tools (for example, FEM tools derived from the finite element method), force analysis, cost analysis, and material selection, among others.

## RESUM

### **“Estudi, optimització i rediseny dels elements de suspensió d’un vehicle classic per millorar el seu rendiment i estabilitat”**

El projecte que es presenta a continuació consisteix en el rediseny de la suspensió d’un vehicle classic, per a millorar el seu rendiment i estabilitat a unes condicions determinades. El vehicle que es pren com a base d’estudi es un Renault 5 TS de l’any 1980, que du instalat un sistema de suspensions de tipus barres de torsió, junt a una barra estabilitzadora, en la part davantera i en la trasera.

La necessitat del projecte es deu a les condicions de conducció a les que va a ser sormés el vehicle, ja que forma part d’un projecte de preparació per a l’ambit Esportiu. El treball consistirà, en primer lloc, d’un estudi dinàmic previ del vehicle, en el que es caracteritzaran tots els paràmetres que influeixen en el control, així com totes les geometries relevants per a l’estudi. En segon lloc, es propondrán les possibles modificacions i s’estudiarà la seva viabilitat. Tenint en compte la normativa vigente, les capacitats resistents dels nous components i la viabilitat econòmica. Tot açò es realitzarà a través del programa informàtic SolidWorks per a un correcte rediseny i optimització de cada element.

Per tant, el present TFG es planteja de manera que inclueixca diverses competencies del Grau d’Ingenieria Mecànica, tals com l’estudi de la normativa vigente, l’utilització de ferramentes CAD per al diseny i obtenció de plans, l’utilització de ferramentes CAE (per exemple, ferramentes FEM derivades del mètode d’elements finits), anàlisis de forces, anàlisis de costos i selecció de materials, junt a altres coses.



# ABREVIATURAS

---

## ABREVIATURAS

$\theta$	Ángulo de balanceo.
$Z_R$	Altura del centro de balanceo.
B	Batalla.
$R_d$	Centro de balanceo del eje delantero.
$R_t$	Centro de balanceo del eje trasero.
$C_{mss}$	Centro de gravedad de la masa semisuspendida.
$C_{ms}$	Centro de gravedad de la masa suspendida.
$C_g^T$	Centro de gravedad del vehículo.
$l_{1\_cg}^T$	Distancia del centro de gravedad al eje delantero.
$l_{2\_cg}^T$	Distancia del centro de gravedad al eje trasero.
d	Distancia del centro de gravedad de la masa suspendida al eje de balanceo.
$e_B$	Eje de balanceo.
$m_{ss}$	Masa semisuspendida.
$m_s$	Masa suspendida.
$P^T$	Peso total del vehículo.
$P_c$	Peso del eje delantero en el pesaje inclinado.
$P_d^T$	Peso del eje delantero en horizontal.
$P_t^T$	Peso del eje trasero en horizontal.
$R_c$	Radio de rodadura de la rueda.

# LISTADO DE TABLAS

**Tabla III.1.** Valores estandarizados del coeficiente de rodadura expresados en kg/tonelada.

**Tabla III.2.** Resumen de la transferencia de cargas entre ejes para casos distintos.

**Tabla III.3.** Valores de los coeficientes de rozamiento genéricos en función del tipo de calzada.

**Tabla IV.1.** Localización sobre el plano YZ de los puntos característicos del modelo geométrico lineal delantero

**Tabla IV.2.** Características geométricas de los componentes activos de la suspensión delantera.

**Tabla IV.3.** Localización sobre el plano YX de los puntos característicos del modelo geométrico lineal trasero.

**Tabla IV.4.** Características geométricas de los componentes activos de la suspensión delantera.

**Tabla IV.5.** Resultados del pesaje en plano horizontal.

**Tabla IV.6.** Resultados obtenidos del pesaje en plano inclinado.

**Tabla IV.7.** Datos referentes a la posición del centro de gravedad del conductor.

**Tabla IV.8.** Masas características del modelo de estudio.

**Tabla IV.9.** Características y coordenadas de los centros de gravedad del vehículo y del conductor.

**Tabla IV.10.** Pesos de los componentes de las masas no suspendidas.

**Tabla IV.11.** Localización de los centros de gravedad de las masas suspendidas y semisuspendidas.

**Tabla V.1.** Valores de recorrido angular de los componentes elásticos del vehículo.

**Tabla V.2** Valores de la torsión de la barra en función del momento aplicado durante el ensayo de la barra de torsión trasera.

**Tabla V.3.** Valores máximos de velocidad en función del radio de giro.

**Tabla V.4.** Proporción de la masa total del vehículo que se traslada al eje trasero para cada situación límite.

# LISTADO DE TABLAS

---

**Tabla V.5.** Proporción de la masa total del vehículo que se traslada que se traslada de las ruedas interiores a las exteriores para cada situación límite.

**Tabla VIII.1.** Resultados de las tensiones y los desplazamientos obtenidos en los análisis estáticos.

**Tabla VIII.2.** Comparativa de la características del brazo original y el rediseñado.

**Tabla VIII.3.** Dimensiones límite de suministro del bloque de aluminio según proveedor.

**Tabla IX.1.** Coste de la adecuación del vehículo (Primera, segunda y tercera modificación).

**Tabla IX.2.** Coste del rediseño de los brazos de suspensión.

**Tabla IX.3.** Coste de fabricación de un brazo superior de suspensión rediseñado.

**Tabla IX.4.** Coste de la operación de sustitución de los brazos de suspensión.

**Tabla IX.5.** Coste total del proyecto.

# LISTADO DE FIGURAS

**Figura I.1.** Imagen de exposición de tres modelos distintos de Renault 5.

*Nota.* Adaptado de *El automóvil en España. Atlas ilustrado (p.236)*, por Manuel Lage et al., , 2014, Susaeta.

**Figura I.2.** Representación esquemática del sistema de suspensión de semiejes oscilantes.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico (p.125)*, por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

**Figura I.3.** Representación esquemática del sistema de suspensión con ballestas transversales.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico (p.126)*, por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

**Figura I.4.** Representación esquemática del sistema de suspensión de paralelogramo deformable.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico (p.127)*, por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

**Figura I.5.** Representación esquemática del sistema de suspensión de tipo Mc Pherson.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico (p.128)*, por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

**Figura I.6.** Representación esquemática del sistema de suspensión de brazos arrastrados.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico (p.129)*, por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

**Figura I.7.** Representación esquemática del sistema de suspensión de brazos semiarrastrados.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico (p.130)*, por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

**Figura I.8.** Representación esquemática del sistema de suspensión con barra Panhard.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico (p.132)*, por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

**Figura I.9.** Representación esquemática del sistema de suspensión con mecanismo de Watt.

# LISTADO DE FIGURAS

---

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.133), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

**Figura I.10.** Representación esquemática del sistema de suspensión de eje rígido con ballestas.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.134), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

**Figura I.11.** Representación esquemática del sistema de suspensión semindependiente de brazos arrastrados.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.138), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

**Figura I.12.** Representación esquemática del sistema de suspensión de Dion.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.138), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

**Figura I.13.** Representación gráfica del comportamiento de una suspensión semiactiva con dos mapas de parámetros.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.157), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

**Figura I.14.** Representación esquemática de los componentes y su distribución de un sistema de suspensión con amortiguadores con compensación de carga.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.158), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

**Figura I.15.** Representación esquemática del sistema de suspensión hidroneumática.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.159), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

**Figura I.16.** Representación esquemática del comportamiento de un amortiguador neumático al recibir una carga vertical.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.164), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

**Figura I.17.** Representación esquemática del sistema de suspensiones activas y sus componentes.

# LISTADO DE FIGURAS

---

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.169), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

**Figura I.18.** Representación esquemática de un muelle helicoidal.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.148), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

**Figura I.19.** Representación esquemática de un sistema de suspensión de ballestas con tres hojas.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.140), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

**Figura I.20.** Representación esquemática del sistema de suspensión por barras de torsión.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.146), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

**Figura I.21.** Representación esquemática de una barra estabilizadora.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.147), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

**Figura I.22.** Representación esquemática de los componentes y los desplazamientos de un amortiguador monotubo.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.153), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

**Figura I.23.** Representación esquemática de los principales componentes de suspensión independiente delantera de paralelogramo deformable.

*Nota.* Adaptado de *Suspensión de doble brazo* [Fotografía], de Jorge Blancarte, 2013, por Autocosmos (<https://noticias.autocosmos.com.ar/2013/08/27/cuales-son-las-suspensiones-mas-comunes>)

**Figura I.24.** Representación esquemática de un "silentblock".

*Nota.* Adaptado de *¿Qué es un silentblock?* [Fotografía], de Den, 2020, por Autodoc Club (<https://club.autodoc.es/magazin/silentblocks-de-la-suspension-sintomas-y-funcion>)

**Figura I.25.** Representación esquemática de una rótula.

*Nota.* Adaptado de *Rótulas de un vehículo* [Fotografía], 2019, por Blog Mecánicos ([http://www.blogmecanicos.com/2019/04/rotulas-de-un-vehiculo\\_17.html](http://www.blogmecanicos.com/2019/04/rotulas-de-un-vehiculo_17.html))

# LISTADO DE FIGURAS

---

**Figura I.26.** Representación del ángulo de caída visto desde la vista frontal del vehículo.

*Nota.* Adaptado de *Ángulo de caída o Camber* [Fotografía], de José Luis Gómez, 2020, por Diariomotor (<https://www.diariomotor.com/que-es/mecanica/angulos-de-la-direccion-coche/>)

**Figura I.27.** Representación del ángulo de convergencia.

*Nota.* Adaptado de *Ángulo de convergencia* [Fotografía], de José Luis Gómez, 2020, por Diariomotor (<https://www.diariomotor.com/que-es/mecanica/angulos-de-la-direccion-coche/>)

**Figura I.28.** Representación del ángulo de salida.

*Nota.* Adaptado de *Ángulo de salida o King pin* [Fotografía], de José Luis Gómez, 2020, por Diariomotor (<https://www.diariomotor.com/que-es/mecanica/angulos-de-la-direccion-coche/>)

**Figura I.29.** Representación del ángulo de avance.

*Nota.* Adaptado de *Ángulo de avance* [Fotografía], de José Luis Gómez, 2020, por Diariomotor (<https://www.diariomotor.com/que-es/mecanica/angulos-de-la-direccion-coche/>)

**Figura I.30.** Representación del balanceo de un vehículo durante el paso por curva.

*Nota.* Adaptado de *Barras estabilizadoras* [Fotografía], 2021, por Ingemecánica (<https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn73.html>)

**Figura I.31.** Representación del cabeceo de un vehículo durante una frenada de emergencia.

*Nota.* Adaptado de *Manual de automóviles (p.945-984)*, por Manuel Arias-Paz, Ciedossat .

**Figura I.32.** Representación de las dos posibilidades de viraje durante el paso por curva.

Rojo) Subviraje. Negro) Sobreviraje

*Nota.* Adaptado de *Dinámica del vehículo* [Fotografía], 2020, por Ingeniería Mecánica y Automotriz

(<https://www.ingenieriaymecanicaautomotriz.com/category/ingenieria/definiciones/dinamica-del-vehiculo/>)

**Figura III.1.** Representación genérica de la distribución de pesos y la ubicación del centro de gravedad en el pesaje horizontal.

## LISTADO DE FIGURAS

---

**Figura III.2.** Representación genérica de la distribución de pesos y la ubicación del centro de gravedad en el pesaje sobre plano inclinado.

**Figura III.3.** Representación del proceso a seguir para la obtención del centro instantáneo de rotación de un sistema de suspensión de paralelogramo deformable.

**Figura III.5.** Representación esquemática de la situación espacial del eje de balanceo en un vehículo con suspensiones independientes en ambos ejes.

**Figura III.6.** Representación esquemática del comportamiento y las solicitaciones de una barra de torsión.

**Figura III.7.** Representación esquemática del comportamiento y las solicitaciones de una barra estabilizadora.

**Figura III.8.** Representación gráfica del desplazamiento de la fuerza de reacción en el neumático en situación de avance.

**Figura III.9.** Representación del modelo genérico con el eje de balanceo, centros de gravedad, fuerzas laterales y distancias relevantes.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.206), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

**Figura III.10.** Representación de una situación de balanceo donde una fuerza lateral inclina el vehículo produciendo una transferencia lateral de cargas.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.203), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

**Figura III.11.** Representación gráfica del círculo de Kamm.

*Nota.* Adaptado de *El círculo de Kamm* [Fotografía], 2017, por Ingeniería Mecánica y Automotriz (<https://www.ingenieriaymecanicaautomotriz.com/que-es-el-circulo-de-kamm-y-como-funciona/>)

**Figura IV.1.** Ilustración del manual de taller para la localización de los puntos de referencia.

*Nota.* Adaptado de *Manual de Taller. Renault 5* (p.118), 1986, Guía de Tasaciones.

**Figura IV.2.** Representación esquemática de los componentes del sistema de suspensión delantero (Sin amortiguadores).

**Figura IV.3.** Vista frontal detallada de los componentes del lado derecho de la suspensión delantera.



# LISTADO DE FIGURAS

---

*Nota.* Adaptado de *Manual de Taller. Renault 5 (p.136), 1986, Guía de Tasaciones.*

**Figura IV.4.** Modelo geométrico lineal del tren delantero.

**Figura IV.5.** Modelo generado con el software Vsusp de la suspensión delantera.

**Figura IV.6.** Representación de la evolución de la altura del centro instantáneo de rotación del tren delantero en función del ángulo de balanceo de la carrocería.

**Figura IV.7.** Representación esquemática de los componentes de suspensión trasero (Sin amortiguadores).

**Figura IV.8.** Vista superior detallada del brazo izquierdo trasero de suspensión.

*Nota.* Adaptado de *Manual de Taller. Renault 5 (p.145), 1986, Guía de Tasaciones.*

**Figura IV.9.** Modelo geométrico lineal del tren trasero.

**Figura IV.10.** Ilustración del método de pesaje a seguir según el manual de taller.

*Nota.* Adaptado de *Manual de Taller. Renault 5 (p.146), 1986, Guía de Tasaciones.*

**Figura IV.11.** Posición geométrica sobre el plano vertical del tren delantero de los centros de masas de los componentes no suspendidos.

**Figura IV.12.** Posición geométrica sobre el plano lateral del tren trasero de los centros de masas de los componentes no suspendidos.

**Figura IV.13.** Modelo de estudio simplificado del vehículo.

**Figura V.1.** Esquema de los momentos generados sobre las barras de torsión. a) Suspensión delantera. b) suspensión trasera.

**Figura V.2.** Tendencia del incremento de rigidez en función del ángulo de la barra de torsión trasera.

**Figura VII.1.** Comparación de las velocidades máximas, para una curva de radio  $R=10m$ , entre el modelo original (azul) y el modelo con la redistribución de cargas realizada (naranja).

**Figura VII.2.** Comparación de las velocidades máximas, para una curva de radio  $R=25m$ , entre el modelo original (azul) y el modelo con la redistribución de cargas realizada (naranja).

**Figura VII.3.** Comparación de las velocidades máximas, para una curva de radio  $R=50m$ , entre el modelo original (azul) y el modelo con la redistribución de cargas realizada (naranja).

# LISTADO DE FIGURAS

---

**Figura VII.4.** Comparación de las velocidades máximas, para una curva de radio  $R=100\text{m}$ , entre el modelo original (azul) y el modelo con la redistribución de cargas realizada (naranja).

**Figura VII.5.** Comparación de las velocidades máximas, para una curva de radio  $R=200\text{m}$ , entre el modelo original (azul) y el modelo con la redistribución de cargas realizada (naranja).

**Figura VII.6.** Comparación de la velocidad máxima limitada por vuelco, para una curva de radio  $R=10\text{m}$ , entre el modelo original (azul) y el modelo con la barra estabilizadora delantera modificada (naranja).

**Figura VII.7.** Comparación de la velocidad máxima, para una curva de radio  $R=25\text{m}$ , entre el modelo original (azul) y el modelo con la barra estabilizadora delantera modificada (naranja).

**Figura VII.8.** Comparación de la velocidad máxima, para una curva de radio  $R=50\text{m}$ , entre el modelo original (azul) y el modelo con la barra estabilizadora delantera modificada (naranja).

**Figura VII.9.** Comparación de la velocidad máxima, para una curva de radio  $R=100\text{m}$ , entre el modelo original (azul) y el modelo con la barra estabilizadora delantera modificada (naranja).

**Figura VII.10.** Comparación de la velocidad, para una curva de radio  $R=200\text{m}$ , entre el modelo original (azul) y el modelo con la barra estabilizadora delantera modificada (naranja).

**Figura VII.11.** Posiciones del centro de balanceo en el eje vertical, en función del ángulo de balanceo del vehículo, para una altura de  $h=195\text{m}$ .

**Figura VII.12.** Posiciones del centro de balanceo en el eje vertical, en función del ángulo de balanceo del vehículo, para una altura de  $h=165\text{m}$ .

**Figura VII.13.** Comparación de la velocidad máxima, para una curva de radio  $R=10\text{m}$ , entre el modelo original (azul) y el modelo con la altura modificada (naranja).

**Figura VII.14.** Comparación de la velocidad máxima, para una curva de radio  $R=25\text{m}$ , entre el modelo original (azul) y el modelo con la altura modificada (naranja).

**Figura VII.15.** Comparación de la velocidad máxima, para una curva de radio  $R=50\text{m}$ , entre el modelo original (azul) y el modelo con la altura modificada (naranja).

# LISTADO DE FIGURAS

---

**Figura VII.16.** Comparación de la velocidad máxima, para una curva de radio  $R=100$  m, entre el modelo original (azul) y el modelo con la altura modificada (naranja).

**Figura VII.17.** Comparación de la velocidad máxima, para una curva de radio  $R=10$  m, entre el modelo original (azul) y el modelo con la altura modificada (naranja).

**Figura VII.18.** Comparación de la velocidad máxima una vez optimizado, para una curva de radio  $R=10$ m, entre el modelo original (azul) y el modelo con la altura modificada (naranja).

**Figura VII.19.** Comparación de la velocidad máxima una vez optimizado, para una curva de radio  $R=25$ m, entre el modelo original (azul) y el modelo con la altura modificada (naranja).

**Figura VII.20.** Comparación de la velocidad máxima una vez optimizado, para una curva de radio  $R=50$  m, entre el modelo original (azul) y el modelo con la altura modificada (naranja).

**Figura VII.21.** Comparación de la velocidad máxima una vez optimizado, para una curva de radio  $R=100$  m, entre el modelo original (azul) y el modelo con la altura modificada (naranja).

**Figura VII.22.** Comparación de la velocidad máxima una vez optimizado, para una curva de radio  $R=200$  m, entre el modelo original (azul) y el modelo con la altura modificada (naranja).

**Figura VIII.1.** Esquema de las distintas fuerzas que solicitan el brazo superior de suspensión.

**Figura VIII.2.** Primer rediseño del brazo de suspensión.

**Figura VIII.3.** Primer análisis estático del brazo de suspensión. Fuerzas aplicadas:  $F_{Bx}$ ,  $F_{By}$  y  $F_{Bz}$ . Representación de tensiones.

**Figura VIII.4.** Segundo rediseño del brazo de suspensión.

**Figura VIII.5.** Segundo análisis estático del brazo de suspensión. Fuerzas aplicadas:  $F_{Bx}$ ,  $F_{By}$  y  $F_{Bz}$ . Representación de tensiones.

**Figura VIII.6.** Rediseño definitivo del brazo de suspensión.

**Figura VIII.7.** Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerza aplicada:  $F_{By}$ . Representación de tensiones.

# LISTADO DE FIGURAS

---

**Figura VIII.8.** Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerza aplicada:  $F_{By}$ . Representación de desplazamientos.

**Figura VIII.9.** Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerza aplicada:  $-F_{By}$ . Representación de tensiones.

**Figura VIII.10.** Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerza aplicada:  $-F_{By}$ . Representación de desplazamientos.

**Figura VIII.11.** Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerza aplicada:  $F_{Bx}$ . Representación de tensiones.

**Figura VIII.12.** Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerza aplicada:  $F_{Bx}$ . Representación de desplazamientos.

**Figura VIII.13.** Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerza aplicada:  $-F_{Bx}$ . Representación de tensiones.

**Figura VIII.14.** Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerza aplicada:  $-F_{Bx}$ . Representación de desplazamientos.

**Figura VIII.15.** Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerza aplicada:  $F_{Bz}$ . Representación de tensiones.

**Figura VIII.16.** Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerza aplicada:  $F_{Bz}$ . Representación de desplazamientos.

**Figura VIII.17.** Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerza aplicada:  $-F_{Bz}$ . Representación de tensiones.

**Figura VIII.18.** Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerza aplicada:  $-F_{Bz}$ . Representación de desplazamientos.

**Figura VIII.19.** Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerzas aplicadas:  $F_{Bx}$ ,  $F_{By}$  y  $F_{Bz}$ . Representación de tensiones.

**Figura VIII.20.** Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerzas aplicadas:  $F_{Bx}$ ,  $F_{By}$  y  $F_{Bz}$ . Representación de desplazamientos.

**Figura VIII.21.** Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerzas aplicadas:  $-F_{Bx}$ ,  $-F_{By}$  y  $-F_{Bz}$ . Representación de tensiones.

**Figura VIII.22.** Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerzas aplicadas:  $-F_{Bx}$ ,  $-F_{By}$  y  $-F_{Bz}$ . Representación de desplazamientos.

## **LISTADO DE FIGURAS**

---

**Figura VIII.23.** Comparación de la geometría de ambos brazos. a) Brazo original. b) Brazos rediseño.

# **I. INTRODUCCIÓN**

## **INTRODUCCIÓN**

# I.INTRODUCCIÓN

---

La evolución de los automóviles, desde la primera unidad hasta el más novedoso disponible hoy en día ha sido extensa y llena de complicaciones. En un primer momento basaban su diseño en los antiguos carros de caballos, y a medida que pasaban los años se iban adaptando a las necesidades de la sociedad del momento.

Los primeros diseños consistían en ensamblar ruedas a una carrocería a la cual se le instalaba un sistema motriz capaz de mover todo el conjunto. Las ruedas eran de gran diámetro, pensadas para sobrepasar todas las irregularidades que se presentaran durante el trayecto. A medida que se conseguían mayores velocidades de desplazamiento, surgía la necesidad de implementar algún sistema que no transmitiera dichas irregularidades al propio vehículo. A partir de esta necesidad, se implementan distintos sistemas de suspensión encargados de absorber todas esas irregularidades, evitando así que el contenido de la carrocería (personas o mercancía) resultara afectado.

Cuando el automóvil se convirtió en un medio de transporte particular, al alcance de toda la sociedad, los sistemas de suspensiones que requerían los nuevos vehículos debían asegurar ciertas condiciones. Además de reducir la vibraciones producidas por la calzada, debía asegurar ciertos estándares de seguridad y maniobrabilidad.

Centrándose en la década de los ochenta, cuando el uso del automóvil ya estaba extendido entre los particulares y existía una tendencia paralela enfocada al ámbito competitivo, uno de los modelos característicos era el Renault 5. Este modelo disponía de características deportivas casi de carreras, sobre todo el modelo "Copa", con motorización superior a la del "TS", que incorporaba (igual que el "Copa") un sistema de suspensión independiente tanto en la parte delantera como trasera. Este hecho destacaba frente al resto de los vehículos de la época, que generalmente montaban unos sistemas más simples y económicos.

Debido a esa desviación hacia el ámbito deportivo de los dos modelos mencionados anteriormente, en la actualidad estos vehículos siguen teniendo relevancia, sobre todo cuando se relacionan con la competición y los rallyes. Generalmente, el uso de ambos modelos en el sector de la competición se limita a los rallyes de regularidad o a exhibiciones tipo "eslalon".

# I.INTRODUCCIÓN

---



**Figura I.1.** Imagen de exposición de tres modelos distintos de Renault 5.

*Nota.* Adaptado de *El automóvil en España. Atlas ilustrado* (p.236), por Manuel Lage et al., , 2014, Susaeta.

Este proyecto se centra en específico en el Renault 5 TS (igual que el expuesto en la figura I.1), realizando un análisis en profundidad de cómo es su comportamiento dinámico durante el paso por curva y realizando ciertas modificaciones que le permitan mejorarlo. Para ello, se pone el foco de atención en la suspensión, que al tratarse de un vehículo cuya finalidad principal era el uso particular, no está optimizada para una conducción deportiva. No obstante, gracias a que incorpora una suspensión independiente de paralelogramo deformable en el eje delantero, y una suspensión independiente de brazos arrastrados en el eje trasero (ambos junto a una barra estabilizadora), permite cierto margen de mejora.

Antes de llevar a cabo el análisis, se realiza una breve introducción de los distintos tipos de sistemas de suspensión, de sus componentes y de las geometrías características para establecer un contexto de trabajo.

## I.1. Sistemas de suspensión

Durante el desplazamiento de un vehículo sobre una calzada, se producen vibraciones debidas a las irregularidades de la misma, que se transmiten al automóvil y de forma seguida a los pasajeros, produciendo incomodidad y malestar, que ligados a un largo periodo de tiempo generan elevados niveles de fatiga. Por otro lado, en el caso



# I.INTRODUCCIÓN

---

del transporte de mercancías, unas vibraciones demasiado elevadas pueden provocar su deterioro. Por ello, la suspensión tiene como finalidad absorber en la medida de lo posible estas vibraciones.

Además de lo comentado anteriormente, por lo que respecta a la seguridad durante la marcha, el sistema de suspensión se encarga de mantener la rueda constantemente en contacto con la calzada, permitiendo así un agarre óptimo. Además, se encarga de gestionar la distribución de pesos del vehículo y de controlar la geometría de la dirección asegurando el máximo control en todo instante.

En resumen, el sistema de suspensión es de vital importancia para asegurar un buen agarre, control y estabilidad del vehículo.

En la actualidad existen diferentes sistemas de suspensión, cada uno de ellos enfocado a un ámbito de utilización distinto. Sobre ellos se ha realizado una breve descripción individual representativa de cada uno, sobre cómo se comportan, su campo de aplicación y finalmente una descripción de los componentes más representativos.

## **I.1.1. Suspensiones independientes**

Se denominan suspensiones independientes aquellas que no conectan las ruedas de un mismo eje de forma rígida, y por tanto el desplazamiento de una de ellas no afecta de manera directa a la opuesta. Este tipo de suspensión permite su instalación tanto en el eje delantero como trasero, y para que sea completamente funcional, debe cumplir una serie de requisitos que son aplicables a todos los distintos tipos.

En primer lugar, debe ser compatible con un sistema de dirección (en caso del eje delantero) que permita maniobrar sin perder la configuración geométrica. Además, debe estar configurada con amortiguadores telescópicos junto a un elemento elástico, bien sea un muelle helicoidal, ballestas o barras de torsión, y permitir la instalación de una barra antibalanceo en los casos que sea necesario. Y para el funcionamiento óptimo del vehículo, debe ser capaz de soportar todos los esfuerzos generados por este, sin afectar a los desplazamientos verticales de las ruedas.

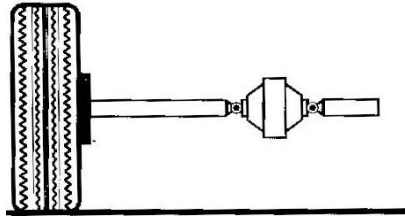
A lo largo del tiempo se han diseñado diversos tipos de estas suspensiones, que se explican a continuación.

# I.INTRODUCCIÓN

---

## I.1.1.1. Semiejes oscilantes

Se trata de una configuración sencilla, que tiene como objetivo, que la rueda y el brazo portante mantengan una posición de coaxialidad en todo momento, tal como se observa en la figura I.2.



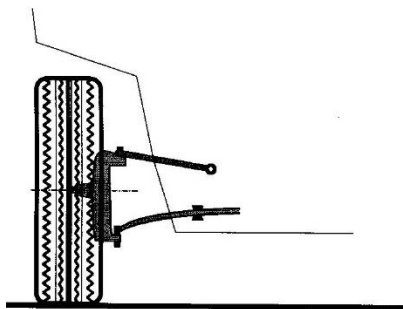
**Figura I.2.** Representación esquemática del sistema de suspensión de semiejes oscilantes.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.125), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

El inconveniente que presenta esta configuración es su geometría, ya que debido al radio de pivote de la rueda (equivalente a la longitud del brazo) se alcanza un ángulo de caída positivo para pequeños ángulos de balanceo.

## I.1.1.2. Ballestas transversales

Esta configuración surge de la idea de utilizar el brazo portante también como elemento elástico, tal como se encuentra representado en la figura I.3, donde se observa que en lugar de estar instalado un brazo, se halla una ballesta, suprimiendo así un componente y reduciendo el peso del conjunto.



**Figura I.3.** Representación esquemática del sistema de suspensión con ballestas transversales.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.126), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

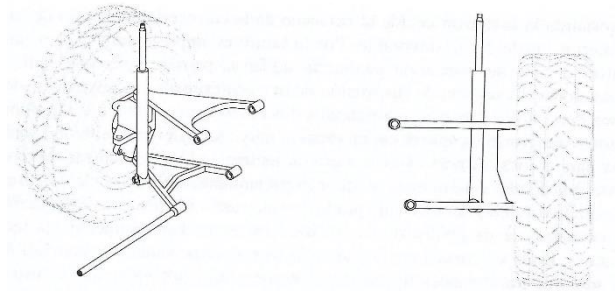
# I.INTRODUCCIÓN

---

El inconveniente que presenta esta configuración es que en las transferencias de cargas longitudinales, bien sea en frenadas o aceleraciones, aparecen tensiones en las uniones que afectan de manera negativa al vehículo. Además de no ser posible configurarla de manera que trabaje de forma óptima, tanto en lo referente a comportamiento dinámico como en confort, por esta razón actualmente su uso no está extendido.

## I.1.1.3. Paralelogramos deformables

Con el fin de conseguir un mayor rango de configuraciones, surgió este tipo de sistema, que consiste en unir la mangueta al bastidor mediante dos brazos independientes que basculan sobre un eje horizontal.



**Figura I.4.** Representación esquemática del sistema de suspensión de paralelogramo deformable.  
*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.127), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

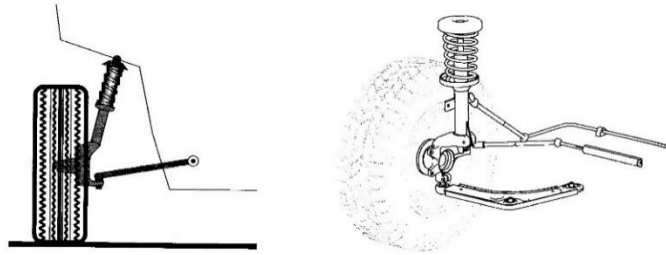
En un primer momento, el diseño de este tipo de suspensión consistía en utilizar dos brazos paralelos al suelo y de la misma longitud, como el modelo representado en la figura I.4, pero esto producía un balanceo excesivo, desconfigurando la geometría establecida inicialmente. Es por ello que con el paso del tiempo fue evolucionando, hasta que actualmente el diseño se basa mayoritariamente en el uso de dos brazos no paralelos y de distinta longitud. La principal ventaja que presenta este sistema es el amplio rango de configuraciones que permite, por la posibilidad de variar tanto inclinación como longitud de los brazos.

# I.INTRODUCCIÓN

---

## I.1.1.4. Suspensión Mc Pherson

Como se observa en la figura I.5, este diseño varía del anterior en que se sustituye el brazo superior por una articulación que une la mangueta con el amortiguador, instalado de forma coaxial al muelle, actuando como elemento estructural de la propia suspensión.



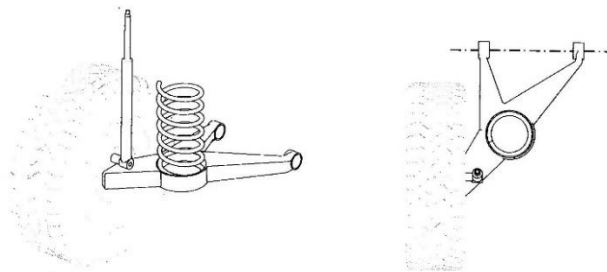
**Figura I.5.** Representación esquemática del sistema de suspensión de tipo Mc Pherson.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.128), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

La principal desventaja de una configuración de este tipo, es que como el propio amortiguador debe soportar los esfuerzos de flexión, aumentan las pérdidas por fricción debido a las fuerzas de rozamiento.

## I.1.1.5. Brazos arrastrados

Este tipo de suspensiones se instala principalmente en los ejes traseros de los vehículos. Consiste en que el eje sobre el que bascula el brazo, representado en la figura I.6, es perpendicular al vehículo, por lo que al comprimirse y descomprimirse la suspensión no hay variaciones angulares en la geometrías de las ruedas.



**Figura I.6.** Representación esquemática del sistema de suspensión de brazos arrastrados.

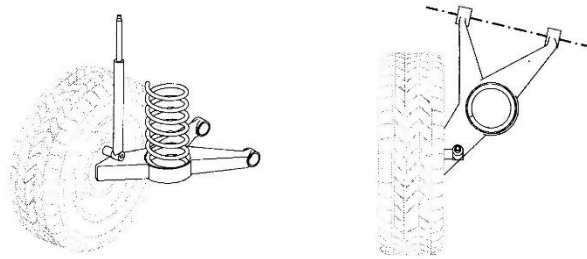
*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.129), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

# I.INTRODUCCIÓN

---

## I.1.1.6. Brazos semi arrastrados

En la figura I.7 se observa que se trata de una configuración muy similar a la anterior, pero con la característica de que en este caso el eje de pivote no es perpendicular al vehículo, sino que forma un ángulo que suele establecerse en el rango de entre  $18^\circ$  y  $25^\circ$ .



**Figura I.7.** Representación esquemática del sistema de suspensión de brazos semiarrastrados.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico (p.130)*, por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

La desventaja que presenta esta tipología de suspensión viene dada por el cambio de geometría que se genera durante los giros, ya que debido al ángulo del eje sobre el que bascula el brazo, se generan caídas perjudiciales para el control del vehículo.

## I.1.2. Suspensiones de eje rígido

Las suspensiones de eje rígido o dependientes se caracterizan por que el desplazamiento de una rueda afecta de manera directa a la posición de su opuesta, ya que estas están unidas de manera directa mediante un eje. La complejidad de este tipo de suspensiones radica en conseguir que el desplazamiento del eje sea lo más vertical posible en relación a la carrocería.

A continuación, se explican algunos tipos de suspensiones dependientes.

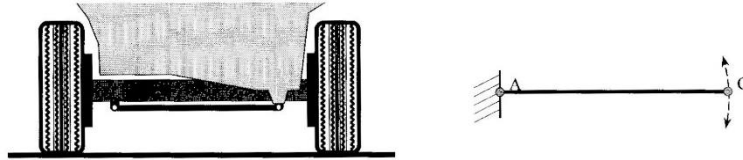
### I.1.2.1. Barra Panhard

Este tipo de suspensión se instala comúnmente junto a muelles helicoidales, y tiene como finalidad evitar el desplazamiento lateral del eje. Consiste en la instalación de una barra rígida (situada en el mismo plano vertical del eje), que está conectada

# I.INTRODUCCIÓN

---

mediante una articulación a un extremo del eje, y mediante otra articulación, al lado opuesto de la carrocería, tal como se representa en la figura I.8.



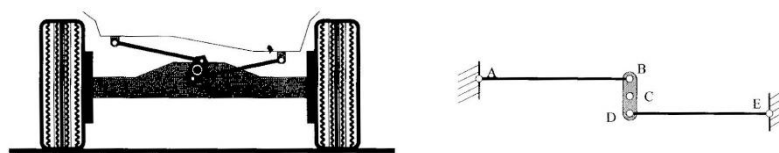
**Figura I.8.** Representación esquemática del sistema de suspensión con barra Panhard.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.132), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

La desventaja que presenta es que la trayectoria de desplazamiento de los puntos de pivote no es lineal, si no que forma un arco de circunferencia, por lo que aparece una asimetría en el balanceo del vehículo.

## I.1.2.2. Mecanismo de unión de Watt

Como solución a la barra Panhard, aparece la unión Watt, representada en la figura I.9. Este sistema sigue el mismo principio que el anterior, pero debido a que en este caso hay dos barras iguales pivotando desde cada extremo y unidas a una articulación central, se consigue un desplazamiento prácticamente vertical, corrigiendo así el error que presenta el sistema anterior.



**Figura I.9.** Representación esquemática del sistema de suspensión con mecanismo de Watt.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.133), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

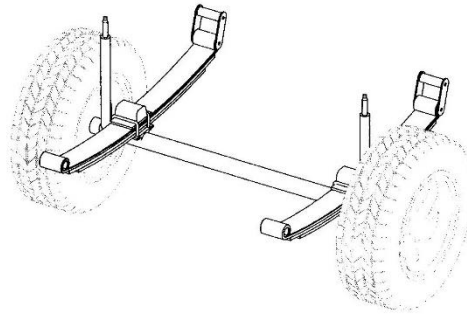
## I.1.2.3. Eje rígido con ballestas

Este sistema destaca por su sencillez y su capacidad para soportar altas sollicitaciones. Su configuración depende de si se trata de un eje motriz o no, pero el principio de funcionamiento es el mismo. Consiste en utilizar un eje rígido que conecta

# I.INTRODUCCIÓN

---

ambas ruedas, dejando suspendida sobre él, mediante el uso de ballestas, el peso de la carrocería, como se observa en la figura I.10. De este modo se consigue una rigidez muy buena tanto a las cargas longitudinales y verticales, como a los desplazamientos laterales del eje.



**Figura I.10.** Representación esquemática del sistema de suspensión de eje rígido con ballestas.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.134), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

A mediados del siglo pasado era una configuración muy utilizada en todos los vehículos debido a su sencillez, pero a medida que se requería aumentar los niveles de confort, en los vehículos turismo se sustituyeron por otros sistemas. En la actualidad se mantiene su uso en vehículos de transporte de cargas medias y elevadas

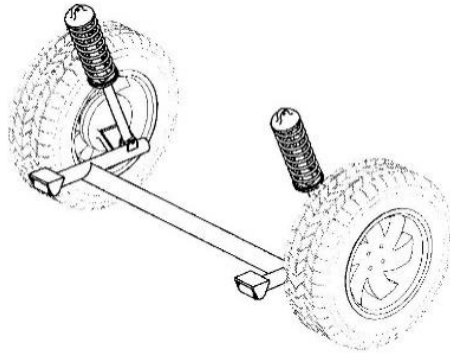
## **I.1.3. Suspensiones semindependientes**

### **I.1.3.1. Suspensión semindependiente de brazos arrastrados**

Con el fin de conseguir un comportamiento de la suspensión capaz de adaptarse a todos los ámbitos de la conducción, surge esta configuración, que se puede clasificar como una mezcla entre la suspensión de eje rígido y la suspensión de brazos arrastrados.

# I.INTRODUCCIÓN

---



**Figura I.11.** Representación esquemática del sistema de suspensión semindependiente de brazos arrastrados.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico (p.138)*, por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

El principio de este sistema está basado en el de brazos arrastrados, pero en este caso están unidos entre sí mediante un larguero transversal al vehículo, que es rígido a flexión pero no a torsión, tal como muestra la figura I.11, por lo que no restringe el efecto de balanceo. En función de la separación a la que se instale dicho larguero del eje de basculación del brazo, se consiguen unas características u otras. Si se instala en el propio eje de pivote, actúa como barra estabilizadora, mientras que a medida que se aleje, sobre la barra aparecerán mayores esfuerzos de flexión.

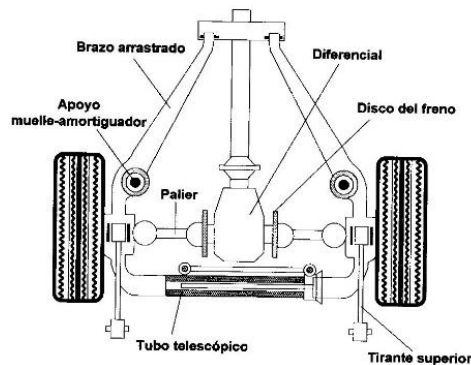
## **I. 1.3.2. Suspensión de Dion**

Esta configuración surge con la intención de reducir las masas no suspendidas en el tren trasero, ya que en este caso, el diferencial forma parte del conjunto de la carrocería, como muestra la figura I.12, pero la rigidez existente entre ambas ruedas es similar a la del eje rígido convencional.



# I.INTRODUCCIÓN

---



**Figura I.12.** Representación esquemática del sistema de suspensión de Dion.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.138), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

Este sistema destaca en que ambas ruedas se conectan con un sistema telescópico, representado en la figura I.12, que permite variar el ancho de vía ante ciertas sollicitaciones. En un principio, se estableció como la solución para conseguir que la geometría de las suspensiones no variara, pero presenta el problema de que cuando una única rueda se carga demasiado, cambia de dirección provocando así una pérdida de estabilidad.

## I.1.4. Suspensiones no pasivas

Todas las configuraciones expuestas anteriormente se caracterizan por poseer unos valores de amortiguamiento fijos, que se establecen junto al diseño del vehículo, adaptándolas a las necesidades previstas para el mismo. Como sus características no posibilitan un ajuste una vez instaladas, se busca un equilibrio entre confort y estabilidad, haciendo imposible la optimización para ambos aspectos.

El objetivo de las suspensiones no pasivas es adaptarse a las condiciones de conducción de forma simultánea a su uso, de este modo, se consiguen ajustar los parámetros de confort, control de estabilidad y aspectos aerodinámicos a los requeridos en cada instante.

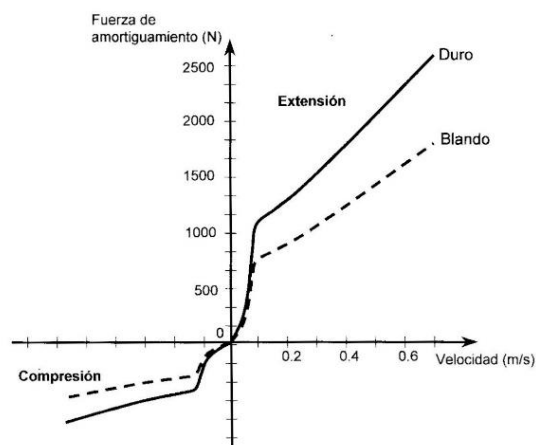
Los sistemas de suspensión semiactiva presentes actualmente en el mercado se exponen a continuación, con el fin de dar a conocer sus principios de funcionamiento.

# I.INTRODUCCIÓN

## I.1.4.1. Suspensiones semiactivas

Este tipo de suspensiones están formadas por un elemento elástico y otro disipativo, de igual forma que las tradicionales, pero con la diferencia de que en este caso, el amortiguador es capaz de modificar sus características funcionales de forma simultánea a la conducción.

El funcionamiento de los distintos tipos de suspensiones depende de cada fabricante, pero su principio está basado en la gestión electrónica del amortiguador y en la constante retroalimentación mediante sensores, capaces de captar la información del entorno. Generalmente se dotan con algunos mapas de parámetros, que actúan dependiendo de si la conducción requiere mayor o menor grado de amortiguamiento. Este factor depende principalmente de la carga del vehículo y de las cargas transversales y longitudinales que aparecen en los giros, frenadas o aceleraciones.



**Figura I.13.** Representación gráfica del comportamiento de una suspensión semiactiva con dos mapas de parámetros.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.157), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

En la figura I.13 se muestra un ejemplo genérico de un amortiguador adaptativo, donde se representan dos mapas de funcionamiento, que actuarán en caso de requerir mayor o menor dureza.

# I.INTRODUCCIÓN

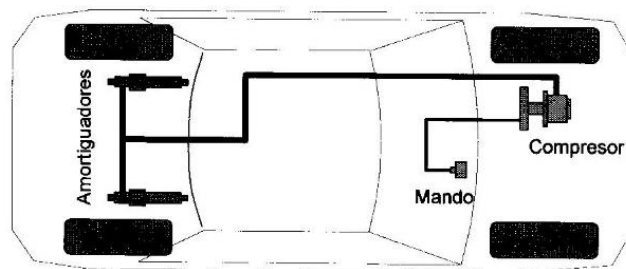
---

## I.1.4.2. Suspensiones con control estático de altura

Este tipo de sistemas tienen como principal objetivo corregir la altura del vehículo cuando en este se introduce una carga (en el maletero, por ejemplo), para así evitar empeorar la aerodinámica debido a la inclinación, evitar también ligeros desajustes en las geometrías de las suspensiones (debido a la compresión de las mismas) o evitar un levantamiento de los faros delanteros, reduciendo así la visibilidad del conductor.

La característica a destacar es que para la instalación de estos sistemas es necesario dotar al vehículo de un compresor que sea arrastrado por el motor, con la finalidad de almacenar en un calderín gas a presión, que será el responsable de variar las características del sistema. Además, se le dota completamente el vehículo de sensores, que estén constantemente proporcionando información a la central electrónica de gestión.

Un ejemplo de este sistema son los amortiguadores con compensador de carga (figura I.14), empleados generalmente en la parte trasera de los vehículos con el fin de controlar la altura. En caso de introducir una carga en el maletero, la parte trasera del vehículo desciende y un actuador (mecánico o electrónico) se abre para permitir el paso de aire a presión dentro del amortiguador, aumentando así la altura del vehículo.



**Figura I.14.** Representación esquemática de los componentes y su distribución de un sistema de suspensión con amortiguadores con compensación de carga.

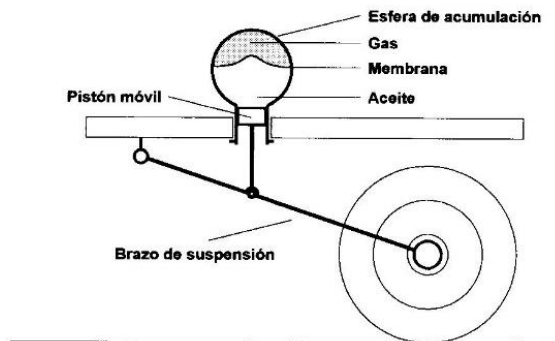
*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.158), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

Otro ejemplo de este tipo de suspensiones son las hidroneumáticas, caracterizadas por prescindir de elementos elásticos, tal como se observa en la figura I.15, ya que esta función la desempeña el gas a presión que se haya dentro del propio

# I.INTRODUCCIÓN

---

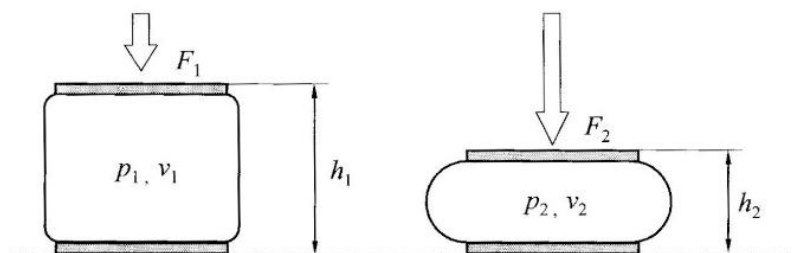
amortiguador. El principio de funcionamiento está basado en el desplazamiento de un pistón. Cuando la posición del pistón varía, desplaza consigo un volumen determinado de aceite que se encuentra almacenado junto al gas, pero separados por una membrana. Para corregir la altura del vehículo únicamente es necesario introducir o retirar aceite de la cámara.



**Figura I.15.** Representación esquemática del sistema de suspensión hidroneumática.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.159), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

Un sistema similar al anterior es el de suspensión neumática. En este caso se trata de un sistema de rigidez variable, que consiste en almacenar aire a presión en el interior de unos recipientes elásticos, similares a los representados en la figura I.16, variando dicha presión se consigue adaptar las características de funcionamiento a las necesidades de la conducción.



**Figura I.16.** Representación esquemática del comportamiento de un amortiguador neumático al recibir una carga vertical.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.164), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

# I.INTRODUCCIÓN

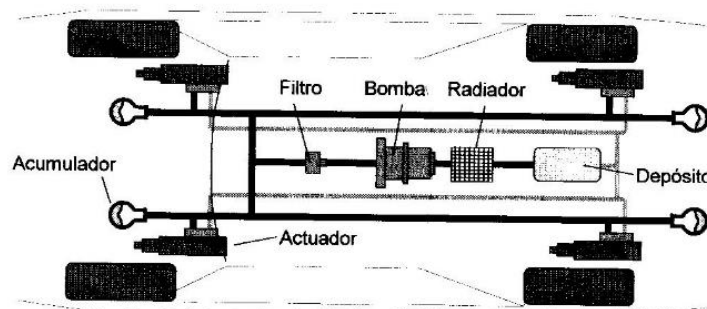
---

El principio de funcionamiento de los sistemas mencionados es el control de la altura, pero en función del fabricante y de la complejidad del diseño también es posible adaptarlos para que puedan variar sus propiedades durante la conducción en función de si se requiere un mayor o menor amortiguamiento.

## I.1.4.3. Suspensiones activas

El principio básico de funcionamiento de este tipo de suspensiones es sustituir el componente elástico y el componente disipativo por un amortiguador de doble efecto, en este caso, al contrario de los sistemas anteriores, se requiere una adaptación constante de la suspensión durante todo el recorrido.

Para ello, se instalan en el vehículo gran cantidad de sensores, capaces de captar esfuerzos longitudinales, transversales y de guiñada, además de captadores de carga y posición a cada una de las ruedas. Con toda la información constantemente recogida mediante control electrónico, se comanda una servo válvula que controla el paso y la presión de aceite requeridos en cada rueda.



**Figura I.17.** Representación esquemática del sistema de suspensiones activas y sus componentes.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.169), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

Para alcanzar los niveles de presión necesarios, es preciso que una bomba de aceite movida por el motor de combustión esté en continuo funcionamiento y almacenando el aceite en calderines a presión. Además, también es necesario un

# I.INTRODUCCIÓN

---

radiador de aceite, para evitar el sobrecalentamiento del fluido. En la figura I.17, se pueden observar los principales componentes que se instalan en esta configuración.

Debido a la complejidad del sistema y al elevado valor de los componentes que requiere este tipo de suspensiones, únicamente se instalan en vehículos de competición que requieran grandes prestaciones.

En función del tipo de configuración elegida, los componentes que los constituyen varían en tamaño, forma, características y complejidad, pero todos comparten los mismos principios. A continuación, se han recopilado aquellos que cumplen un papel principal en cualquiera de los sistemas explicados anteriormente.

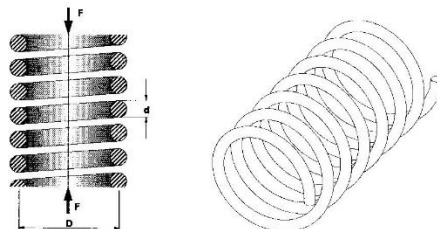
## I.2. Componentes

Los elementos que forman los distintos tipos de suspensiones se pueden clasificar en tres grandes grupos: elementos elásticos, disipativos, y estructurales. El diseño y las características de cada uno de ellos, varía en función de las necesidades del vehículo sobre el que se instale, pero comparten el principio de funcionamiento.

### I.2.1. Componentes elásticos

#### I.2.1.1. Muelles helicoidales

Un resorte helicoidal es un acumulador de energía con forma de hélice. El paso y el diámetro de la hélice pueden ser constantes, como en la figura I.18, o pueden variar en función de las características que requiera cada vehículo.



**Figura I.18.** Representación esquemática de un muelle helicoidal.

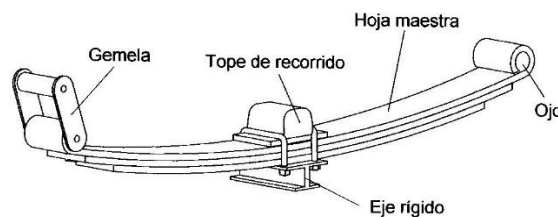
*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico (p.148)*, por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

# I.INTRODUCCIÓN

---

## I.2.1.2. Ballestas

Las ballestas están formadas por la unión de varias hojas esbeltas y de un espesor específico, curvadas y unidas entre sí mediante bridas metálicas (de forma no rígida), tal como representa la figura I.19, permitiendo cierto desplazamiento entre las hojas durante su flexión. Las dimensiones de estas varían en función de las cargas y las sollicitaciones que deban soportar, al igual que la cantidad de hojas o láminas que las constituyen, pero su diseño se basa en el mismo principio.



**Figura I.19.** Representación esquemática de un sistema de suspensión de ballestas con tres hojas.  
*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.140), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

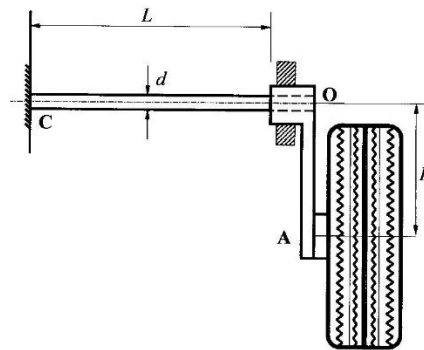
Este consiste en que hay una hoja principal (hoja maestra) que va unida mediante una articulación a la carrocería en sus dos extremos, para así conseguir una unión no rígida y permitir el movimiento. A esta, se le añaden más hojas de forma escalonada, es decir, la siguiente tendrá una longitud inferior a la anterior, para así conseguir una rigidez variable.

## I.2.1.3. Barras de torsión

La barra de torsión basa su funcionamiento en la capacidad elástica a torsión de una barra, que en uno de sus extremos está empotrada a la carrocería, y en el otro conectada a un brazo de suspensión que la solicita, como en la figura I.20. Generalmente son de sección circular, pese a que se pueden encontrar tanto cuadradas, como hexagonales, como laminas rectangulares (unidas entre sí) trabajando a torsión.

# I.INTRODUCCIÓN

---



**Figura I.20.** Representación esquemática del sistema de suspensión por barras de torsión.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.146), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

La principal ventaja que presentan es el poco volumen que ocupan, pero por contra, requieren el suficiente espacio para salvar su longitud. Principalmente se encuentra en dos tipos de configuraciones, en la parte delantera, de forma longitudinal al vehículo y conectadas al brazo inferior de la suspensión, y en la parte trasera, de forma transversal, instalada en brazos arrastrados. Esta última configuración puede requerir de una asimetría de la suspensión, debido a la imposibilidad de solapar ambas barras en la misma situación espacial dentro del vehículo.

## **I.2.1.4. Barra estabilizadora**

La barra estabilizadora tiene como objetivo unir ambos lados de la suspensión (izquierdo y derecho) de forma no rígida, con el fin de contrarrestar el balanceo de la carrocería. Generalmente son barras de sección circular, con forma similar a la de una "U" como la de la figura I.21.

Cada brazo ( $L$ ) se conecta a un brazo de suspensión, de este modo cuando el vehículo se balancea y los brazos se mueven, la barra se deforma (torsiona) almacenando energía elástica.



# I.INTRODUCCIÓN

---

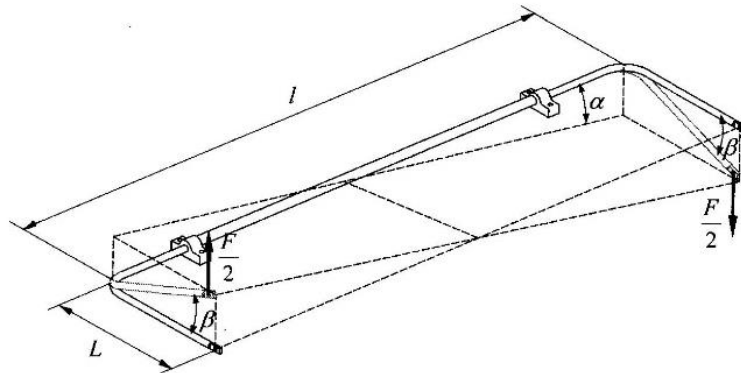


Figura I.21. Representación esquemática de una barra estabilizadora.

Nota. Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.147), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

## I.2.2. Componentes disipativos

### I.2.2.1. Amortiguadores

Los amortiguadores son componentes fundamentales en las suspensiones de los vehículos, ya que son los responsables de controlar los rebotes que generan los elementos elásticos, convirtiendo esa energía cinética en energía calorífica.

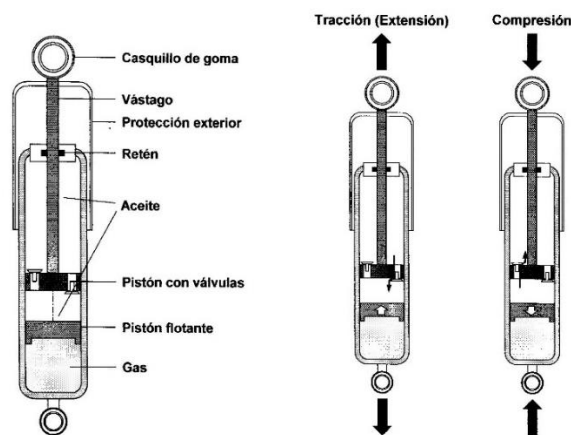


Figura I.22. Representación esquemática de los componentes y los desplazamientos de un amortiguador monotubo.

Nota. Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.153), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

# I.INTRODUCCIÓN

---

Actualmente, el funcionamiento de los amortiguadores empleados en automoción es de tipo viscoso. Su funcionamiento se basa en hacer pasar el aceite de su interior por orificios calibrados, como los de la figura I.22, durante los recorridos de compresión y extensión. Es necesario que la calibración sea coherente con las condiciones de trabajo a las que se van a someter, ya que un amortiguador que absorbe demasiado las oscilaciones puede propiciar una conducción poco confortable, e incluso llegar a generar que el neumático se separe de la calzada, mientras que un amortiguamiento demasiado pequeño, puede provocar excesivas oscilaciones, llegando a afectar incluso a la estabilidad o a la frenada del propio vehículo.

## I.2.3. Componentes estructurales

Los componentes estructurales tienen dimensiones y características distintas para cada tipo de vehículo y de configuración, es por ello que para la descripción de estos, se parte del modelo de una suspensión independiente de paralelogramo deformable, representada en la figura I.23.



**Figura I.23.** Representación esquemática de los principales componentes de suspensión independiente delantera de paralelogramo deformable.

*Nota.* Adaptado de *Suspensión de doble brazo* [Fotografía], de Jorge Blancarte, 2013, por Autocosmos (<https://noticias.autocosmos.com.ar/2013/08/27/cuales-son-las-suspensiones-mas-comunes>)

# I.INTRODUCCIÓN

---

## **I.2.3.1. Brazos de suspensión**

Los brazos de suspensión son los elementos estructurales encargados de unir el resto de componentes al bastidor, además de establecer ciertas geometrías características y controlar el movimiento de las ruedas en el rango de trabajo preestablecido.

En la figura I.23 se observa un brazo superior y otro inferior, a los que se les une la mangueta. Al brazo inferior se le conecta el amortiguador, que en este caso es coaxial al elemento elástico.

En función del tipo de suspensión existen diferentes tipos de brazos, pero todos deben compartir los mismos principios: ser rígidos e indeformables, ser resistentes y ser lo más ligeros posibles.

## **I.2.3.2. Manguetas**

La mangueta o cubo de rueda, es la conexión existente entre el conjunto llanta/neumático y los brazos de suspensión, tal como se representa en la figura I.23. Sobre ellas se instalan los sistemas de frenado, bien sea de disco o de tambor, los rodamientos sobre los que gira la rueda y en caso de tratarse de la parte delantera, conectan con el sistema de dirección, para permitir el control de su orientación.

## **I.2.3.3. “Silentblocks”**

Los “silentblocks” son elementos elásticos de poliuretano que se instalan en las uniones de elementos metálicos, como los de la figura I.24 y que permiten cierto movimiento relativo debido a su flexibilidad, tanto para permitir que haya juego entre ellos (para evitar roturas) como para absorber vibraciones.



**Figura I.24.** Representación esquemática de un “silentblock”.

*Nota.* Adaptado de *¿Qué es un silentblock?* [Fotografía], de Den, 2020, por Autodoc Club (<https://club.autodoc.es/magazin/silentblocks-de-la-suspension-sintomas-y-funcion>)

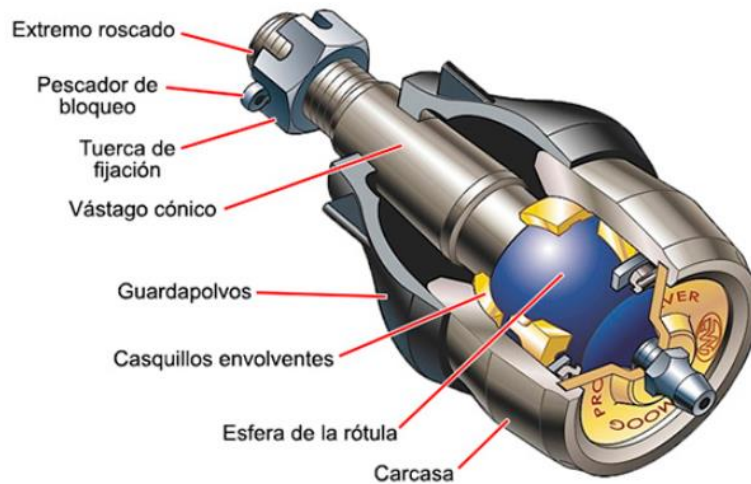
Un ejemplo son los “silentblocks” que se instalan en los ejes de unión de los brazos de suspensión, ya que a pesar de que el movimiento principal del brazo es pivotar únicamente algunos grados, los diversos esfuerzos que sufre un vehículo pueden hacer que aparezcan distintas solicitaciones perjudiciales para el eje.

### **I.2.3.4. Rótulas**

Las rótulas son elementos de unión mecánicos (figura I.25) encargados de transmitir el movimiento entre componentes. Están formadas por dos componentes principalmente. Uno de ellos es una bola unida a un espárrago cónico, que sirve para conectar un componente mediante unión mecánica. Mientras que el otro es la base que sujeta la bola y que permite la rotación.

# I.INTRODUCCIÓN

---



**Figura I.25.** Representación esquemática de una rótula.

*Nota.* Adaptado de *Rótulas de un vehículo* [Fotografía], 2019, por Blog Mecánicos ([http://www.blogmecanicos.com/2019/04/rotulas-de-un-vehiculo\\_17.html](http://www.blogmecanicos.com/2019/04/rotulas-de-un-vehiculo_17.html))

Una vez expuestos los diferentes sistemas y sus componentes, a continuación se recogen las distintas geometrías que se obtienen y que cada configuración debe adaptarlas a sus necesidades.

## I.3. Geometría del conjunto

### Dirección-Suspensión

Para asegurar la estabilidad y el manejo de un vehículo es imprescindible que haya cohesión entre el sistema de dirección y el de suspensión. Esto se consigue mediante el diseño de las geometrías del sistema, que deben ser precisas y capaces de adaptarse a las distintas situaciones de la conducción.

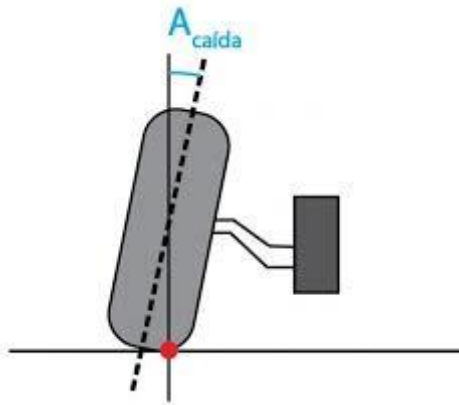
#### I.1.3.1. Ángulo de caída

El ángulo de caída es el que forma el plano medio longitudinal de la rueda con el plano perpendicular al suelo, como se representa en la figura I.26. Su función principal

# I.INTRODUCCIÓN

---

es la de disminuir el brazo de palanca de la rueda y adaptar mejor el neumático a la calzada.



**Figura I.26.** Representación del ángulo de caída visto desde la vista frontal del vehículo.

*Nota.* Adaptado de *Ángulo de caída o Camber* [Fotografía], de José Luis Gómez, 2020, por Diariomotor (<https://www.diariomotor.com/que-es/mecanica/angulos-de-la-direccion-coche/>)

Un factor importante que se relaciona directamente con el ángulo de caída es el desgaste de los neumáticos. Unos valores demasiado elevados producirán un desgaste excesivo de los hombros (exterior o interior) de los neumáticos.

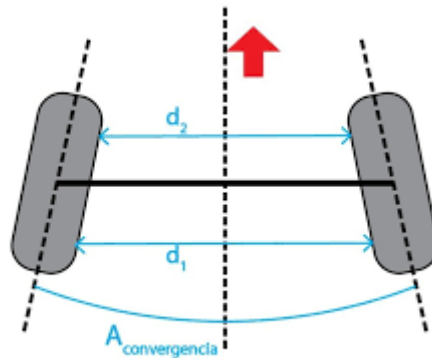
Cada tipo de suspensión y cada vehículo debe tener un ángulo de caída específico para sus características, además de ser un factor a tener en cuenta su variación en función del balanceo de la carrocería. Por lo que el correcto diseño de este parámetro, como el correcto diseño de la geometría de la suspensión, serán determinantes para el manejo, la estabilidad y la durabilidad de los neumáticos.

## I.1.3.2. Convergencia

El ángulo de convergencia se obtiene con la suma de los ángulos que forman los ejes longitudinales de las ruedas, con el eje longitudinal del vehículo, tal como se representa en la figura I.27.

# I.INTRODUCCIÓN

---



**Figura I.27.** Representación del ángulo de convergencia.

*Nota.* Adaptado de *Ángulo de convergencia* [Fotografía], de José Luis Gómez, 2020, por Diariomotor (<https://www.diariomotor.com/que-es/mecanica/angulos-de-la-direccion-coche/>)

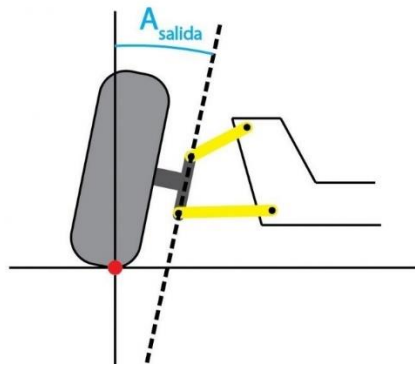
El diseño del vehículo se realiza con un ángulo de convergencia estático, para que la rueda se sitúe en dirección de avance (rectas) una vez el vehículo inicie la marcha. Esta variación de posición se debe a que aparece un momento sobre la rueda debido a la fuerza de resistencia al giro, que tiende a abrir las ruedas hacia fuera. Por ello, en la mayoría de vehículos se establece un ángulo de convergencia positivo (cuando la parte trasera de la rueda está desviada hacia el exterior).

### **I.1.3.3. Ángulo de salida**

El ángulo de salida es el ángulo que forma el eje de pivote de la mangueta con el eje vertical, como se observa en la figura I.28. Tiene como finalidad reducir la resistencia al giro de la rueda, por lo que facilita tanto la maniobrabilidad, como el retorno de la rueda a su posición inicial.

# I.INTRODUCCIÓN

---

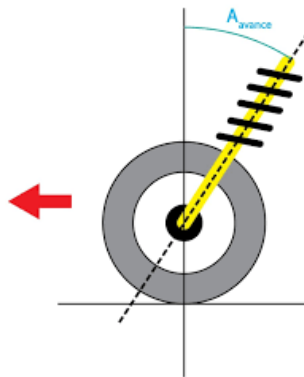


**Figura I.28.** Representación del ángulo de salida.

*Nota.* Adaptado de *Ángulo de salida o King pin* [Fotografía], de José Luis Gómez, 2020, por Diariomotor (<https://www.diariomotor.com/que-es/mecanica/angulos-de-la-direccion-coche/>)

## I.1.3.4. Ángulo de avance

El ángulo de avance es el ángulo que forma el eje de pivote de la mangueta con el eje vertical, tal como muestra la figura I.29. Gracias a este ángulo, se consigue que la fuerza de reacción del neumático con el suelo actúe desplazada con respecto a la fuerza lateral que aparece sobre la rueda, generándose un desequilibrio de fuerzas que auto alinea la rueda y mejora la estabilidad.



**Figura I.29.** Representación del ángulo de avance.

*Nota.* Adaptado de *Ángulo de avance* [Fotografía], de José Luis Gómez, 2020, por Diariomotor (<https://www.diariomotor.com/que-es/mecanica/angulos-de-la-direccion-coche/>)



Conocidas ya las distintas configuraciones que se pueden obtener combinando los distintos tipos de sistemas, componentes y geometrías, a continuación, se detallan los movimientos dinámicos que aparecen durante la conducción.

## I.4. Dinámica del vehículo

Durante el desplazamiento, los vehículos se ven sometidos a esfuerzos que implican que el chasis tienda a rotar respecto a sus ejes: longitudinal, transversal y vertical.

La magnitud de estos esfuerzos viene dada en función de su comportamiento y de la masa del automóvil. Dependiendo de si el vehículo está acelerando, frenando o en mitad de un giro, las fuerzas que actúan sobre él tenderán a balancearlo, a provocar movimientos de cabeceo o de guiñada.

Respecto a las masas que lo componen, se debe hacer el análisis de la masa total del vehículo y de su centro de gravedad, ya que sobre este punto recae la totalidad del peso. Además, también es necesario diferenciar entre la masa suspendida, que es la que soportan las suspensiones, y entre la masa no suspendida o semi suspendida, que constituye el conjunto de elementos estructurales y de suspensión que están en contacto con la calzada.

Un estudio preciso del comportamiento dinámico de un vehículo no es sencillo de realizar sin un software avanzado. Es por ello que para cada tipo de comportamiento, se suele realizar una simplificación del sistema global, proyectando las masas y las geometrías a puntos específicos (centro de gravedad), para así obtener una idea cuantitativa próxima al comportamiento real.

### I.4.1. Movimiento de balanceo

La figura I.30 muestra un vehículo afrontando un giro, el cual genera un movimiento de balanceo sobre el propio automóvil.

# I.INTRODUCCIÓN

---



**Figura I.30.** Representación del balanceo de un vehículo durante el paso por curva.

*Nota.* Adaptado de *Barras estabilizadoras* [Fotografía], 2021, por Ingemecánica (<https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn73.html>)

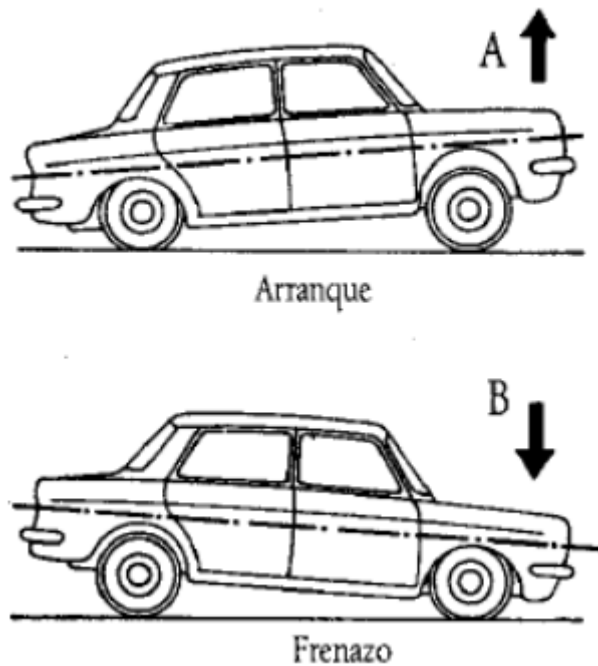
Como se puede apreciar en la figura I.30, el balanceo se describe como el movimiento de rotación en torno al eje longitudinal del vehículo. Durante este movimiento se produce una transferencia de cargas del lado interior hacia el exterior, debido a las fuerzas laterales. Estas fuerzas pueden aparecer debido al viento o a la fuerza centrífuga (que resulta al tomar una curva). Dichas fuerzas generan un momento volcador sobre el vehículo, mientras que el peso del propio vehículo genera el momento estabilizador que impide el vuelco de este.

## **I.4.2. Movimiento de cabeceo**

La figura I.31 muestra dos situaciones que propician un movimiento de cabeceo.

# I.INTRODUCCIÓN

---



**Figura I.31.** Representación del cabeceo de un vehículo durante una frenada de emergencia.

*Nota.* Adaptado de *Manual de automóviles, Manuel Arias-Paz, Ciedossat* .

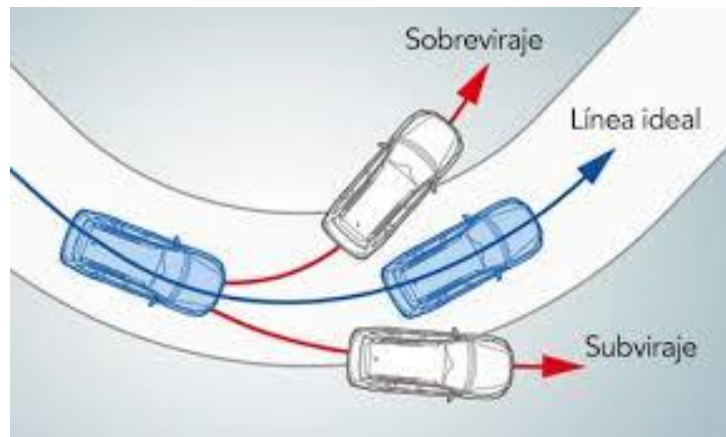
Se entiende como cabeceo, la rotación del vehículo en torno su eje transversal, produciendo así una transferencia de cargas a las ruedas delanteras (en caso de frenada), o hacia la parte trasera (en caso de aceleración). Este efecto combinado con el balanceo, genera desequilibrios entre las cargas de cada rueda, que ponen en peligro la tracción de los neumáticos. Por ejemplo, una curva a izquierdas, en bajada y decelerando, transfiere gran cantidad de peso del vehículo a la rueda delantera derecha y una posible consecuencia de esto es el derrapaje.

## I.4.3. Guiñada

En la figura I.32 se representan dos situaciones típicas de deriva que puede sufrir un vehículo en caso de derrapaje.

# I.INTRODUCCIÓN

---



**Figura I.32.** Representación de las dos posibilidades de viraje durante el paso por curva. Rojo) Subviraje. Negro) Sobreviraje

*Nota.* Adaptado de *Dinámica del vehículo* [Fotografía], 2020, por Ingeniería Mecánica y Automotriz (<https://www.ingenieriaymecanicaautomotriz.com/category/ingenieria/definiciones/dinamica-del-vehiculo/>)

Se entiende como guiñada o deriva a la rotación del vehículo en torno a su eje vertical. De este modo, se puede hacer una clasificación en tres grandes grupos:

- En primer lugar, si el vehículo tiende a rotar en sentido contrario al sentido de giro de la curva que está tomando, se le denomina subvirador ( Subviraje en la figura I.32).
- En segundo lugar, en caso de no sufrir ninguna desviación angular, se trata de un vehículo neutro (Línea ideal en la figura I.32).
- Y en tercer lugar, cuando la parte trasera del vehículo tiende a rotar hacia la parte exterior de la curva, se trata de un vehículo sobrevirador (Sobreviraje en la figura I.32).

Los vehículos generalmente están diseñados para tener un comportamiento neutro o subvirador, ya que facilita el control por ser más intuitivo.

Una vez se han presentado los distintos tipos de sistemas de suspensión, así como sus características y componentes, en los siguientes apartados se realiza un análisis y un posterior estudio de los sistemas independientes. En concreto de paralelogramo deformable y de brazos arrastrados (ambos con barras de torsión), ya que son los que incorpora el Renault 5 TS, objeto de este proyecto.

## **II. OBJETIVOS**

### **OBJETIVOS**

## **II.OBJETIVOS**

---

### **II.1. OBJETIVO GENERAL.**

El objetivo de este trabajo es analizar y rediseñar el sistema de suspensión original del vehículo estudiado, para así determinar las carencias que presente. Una vez establecidos los puntos sobre los que se debe trabajar, realizar las modificaciones oportunas para adaptar la suspensión para conseguir un aumento de velocidad en el paso por curva, sin realizar ninguna reforma que inhabilite al vehículo a circular por vía pública.

### **II.2. OBJETIVOS PARTICULARES.**

Para conseguir llevar a cabo el proyecto de modificación se debe pasar por diferentes fases.

En primer lugar, se establece el proceso a seguir para la realización de un análisis dinámico para un vehículo.

En segundo lugar, se genera un modelo lineal mediante la toma de datos directa sobre el vehículo, que debe incluir geometrías y masas características que permitan los posteriores cálculos.

A continuación, se realizan los cálculos necesarios siguiendo las indicaciones del análisis dinámico, y se obtienen las velocidades máximas de paso por curva, con cinco radios distintos, que abarcan suficiente rango como para ser representativos de cualquier situación.

Posteriormente, se analizan los resultados y se proponen modificaciones que mejoren el comportamiento del vehículo, para después estudiar su efectividad y la posibilidad de implementación en el modelo.

Finalmente, se realiza un rediseño de aquellos componentes que requieran alguna modificación para adecuar el vehículo a las modificaciones, asegurándose de que sean lo suficientemente resistentes para soportar todos los esfuerzos que se generan durante la conducción.

# **III. ANÁLISIS DINÁMICO**

## **ANÁLISIS DINÁMICO**

## III. ANÁLISIS DINÁMICO

---

El análisis dinámico se focaliza en el paso por curva, por lo que el movimiento objeto de estudio es el de balanceo. Las fórmulas obtenidas en los siguientes apartados son genéricas para cualquier vehículo que incorpore un sistema de suspensiones independientes de brazos arrastrados en la parte trasera, y un sistema de paralelogramo deformable en el tren anterior (eje motriz). De este modo se establece el proceso a seguir para el estudio y los cálculos del Renault 5 TS, objeto de este proyecto.

### III.1. Centros de gravedad

El correcto análisis de cualquier comportamiento dinámico de un vehículo requiere conocer con la mayor precisión posible de qué forma se distribuyen las masas, y para ello, se debe diferenciar entre las masas suspendidas y las masas semisuspendidas que conforman el automóvil.

En primer lugar, se conoce como masa suspendida ( $m_s$ ), al sumatorio de todas las cargas que son soportadas por los elementos de suspensión. Y por otro lado, se denominan masas semisuspendidas ( $m_{ss}$ ) a aquellos componentes (estructurales, sistema de dirección o amortiguadores) que tienen un movimiento relativo respecto a la carrocerías.

Pese a que el vehículo en su conjunto (vehículo, pasajeros y carga) tiene un centro de gravedad propio ( $c_g^T$ ), se necesita diferenciar entre el centro de gravedad de las masas suspendidas ( $c_{g_{ms}}$ ) y el centro de gravedad de las masas semisuspendidas ( $c_{g_{mss}^d}$  y  $c_{g_{mss}^t}$ ), siendo necesario conocer en qué proporción recaen sobre cada uno de los ejes. En el caso de las masas semisuspendidas, el total de cada una de ellas recae sobre su eje, sin tener influencia alguna en el contrario, mientras que en el caso de la masa suspendida, su transferencia de carga hacia cada eje tiene relación directa con su posición respecto a la batalla (B), tal como se observa en la figura III.1.

#### III.1.1. Localización del centro de gravedad de un vehículo

Si se supone un vehículo completamente simétrico, tanto geoméricamente como en la distribución de cargas se refiere, las coordenadas que localizan el centro de

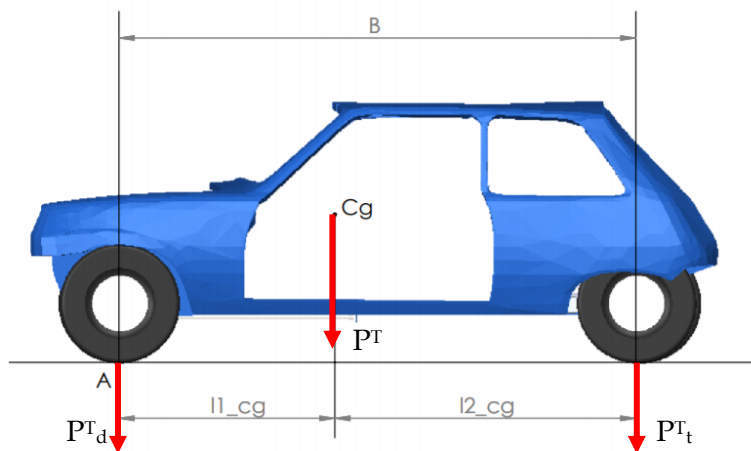


### III. ANÁLISIS DINÁMICO

---

gravedad de un vehículo son dos, la posición a lo largo del eje longitudinal ( $l_{cg-x^T}$ ) y la altura ( $h_{cg-y^T}$ ).

Para la localización de la primera coordenada, es necesario conocer el peso total del vehículo ( $P^T$ ), y el peso que soporta cada eje en posición horizontal ( $P_d^T$  y  $P_t^T$ ). Una vez conocidos, mediante el equilibrio de momentos (tomando como referencia el punto A) se puede hallar su disposición en sentido longitudinal. El esquema del pesaje se representa en la figura III.1.



**Figura III.1.** Representación genérica de la distribución de pesos y la ubicación del centro de gravedad en el pesaje horizontal.

$$l_{1\_cg}^T = \frac{P_t^T \cdot B}{P^T} \quad (III.1)$$

$$l_{2\_cg}^T = \frac{P_d^T \cdot B}{P^T} \quad (III.2)$$

Mientras que la localización de la altura del centro de gravedad requiere hacer un pesaje con el vehículo inclinado, figura III.2. Para así conocer cómo se transfieren las cargas de un eje al otro.

### III. ANÁLISIS DINÁMICO

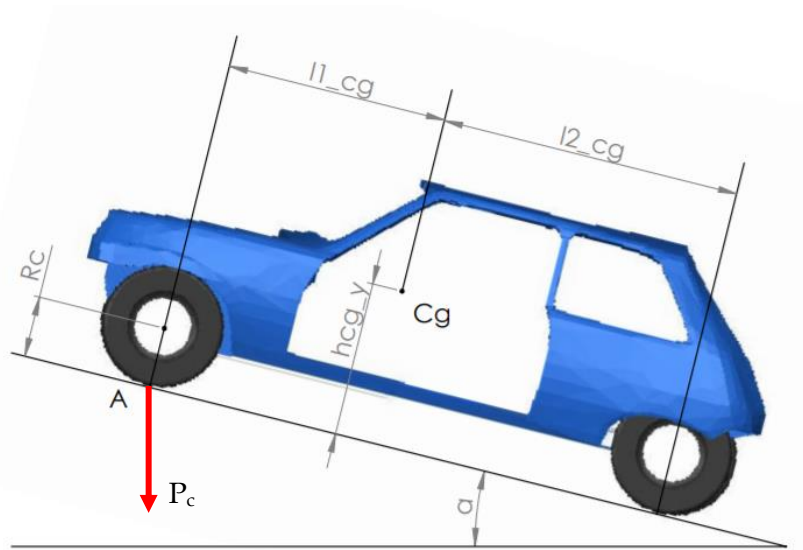


Figura III.2. Representación genérica de la distribución de pesos y la ubicación del centro de gravedad en el pesaje sobre plano inclinado.

$$h_{cg,y}^T = \frac{P^T \cdot (R_c \cdot tg\alpha + l_{2,cg}^T) - P_d^T \cdot B}{P^T \cdot tg\alpha} \quad (III.3)$$

De este modo queda localizado el centro de gravedad total del vehículo para poder implementarlo al modelo lineal.

#### III.1.2. Localización de los centros de gravedad parciales del vehículo

El estudio de las masas semisuspendidas se realiza eje por eje. A modo de simplificación, todas las masas se proyectan sobre el plano frontal que contiene el eje de rotación de las ruedas. Como el vehículo se considera completamente simétrico, el centro de gravedad de las masas semisuspendidas delanteras ( $c_{g\_mss^d}$ ) y el de las traseras ( $c_{g\_mss^t}$ ) se localizarán en el plano medio longitudinal del vehículo, a la altura del eje delantero y trasero respectivamente.

Por otro lado, y debido a la imposibilidad de pesar únicamente las masas suspendidas, la posición del centro de gravedad de estas se obtiene de manera teórica, mediante las relaciones existentes entre las masas que forman un determinado cuerpo. Para establecer dicha relación se hace uso de la fórmula (III.4) empleada para el cálculo de centroides, ya que, en este caso, las masas se focalizan sobre puntos adimensionales.

## III. ANÁLISIS DINÁMICO

---

$$\vec{r}_{cm} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i \cdot \vec{r}_i}{m_{total}} \quad (III.4)$$

De este modo, queda establecido el método de análisis y obtención de los distintos centros de gravedad que constituyen un automóvil, para así poder implementarlos sobre el modelo lineal.

### III.2. Eje de balanceo

Si se analiza el comportamiento de balanceo desde un punto cualquiera del vehículo, se observa que realiza un movimiento de rotación en torno a otro punto situado en su mismo plano. Si dicho análisis se realiza del conjunto completo, la rotación la realiza en torno a un eje longitudinal respecto al vehículo, denominado eje de balanceo.

Para su localización es necesario hacer un análisis individualizado del conjunto de suspensión delantero y trasero, ya que pasa por los centros instantáneos de rotación de cada uno de ellos

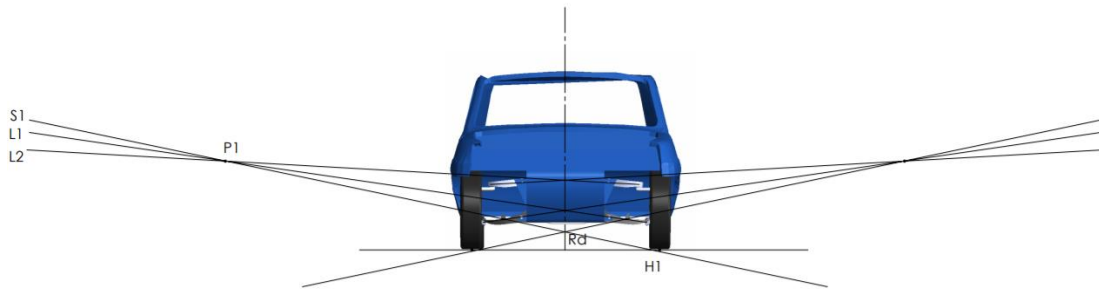
Los centros instantáneos de rotación son propios de la geometría de cada sistema, así como de la posición de los componentes para cada ángulo de balanceo del chasis, razón por la que se denominan instantáneos.

El procedimiento a seguir para la obtención del centro de balanceo se explica a continuación y se representa de manera gráfica en la figura III.3.

1. Trazar líneas colineales a los brazos de suspensión (L1,L2,L3 y L4).
2. Localizar el punto en que intersectan las de sus respectivos lados (P1 y P2).
3. Localizar el punto central de la huella de contacto entre neumático y calzada (H1 y H2).
4. Unir el primer punto obtenido con el punto de la huella del mismo lado (P1 con H1 y P2 con H2, y se obtiene S1 y S2)
5. La intersección de S1 y S2 determina el centro de balanceo (Rd) para esa inclinación y altura del chasis.

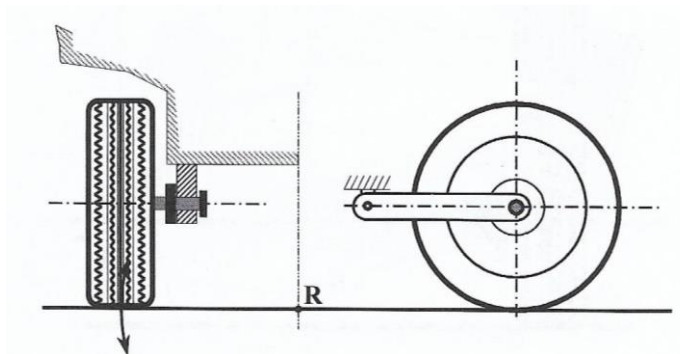
### III. ANÁLISIS DINÁMICO

---



**Figura III.3.** Representación del proceso a seguir para la obtención del centro instantáneo de rotación de un sistema de suspensión de paralelogramo deformable.

Por otro lado, la obtención del centro de balanceo del tren trasero de un sistema de brazos arrastrados sigue el mismo procedimiento teórico, pero en este caso, el centro instantáneo de rotación se sitúa en todo momento a la altura del suelo, figura III.4, debido a su geometría.



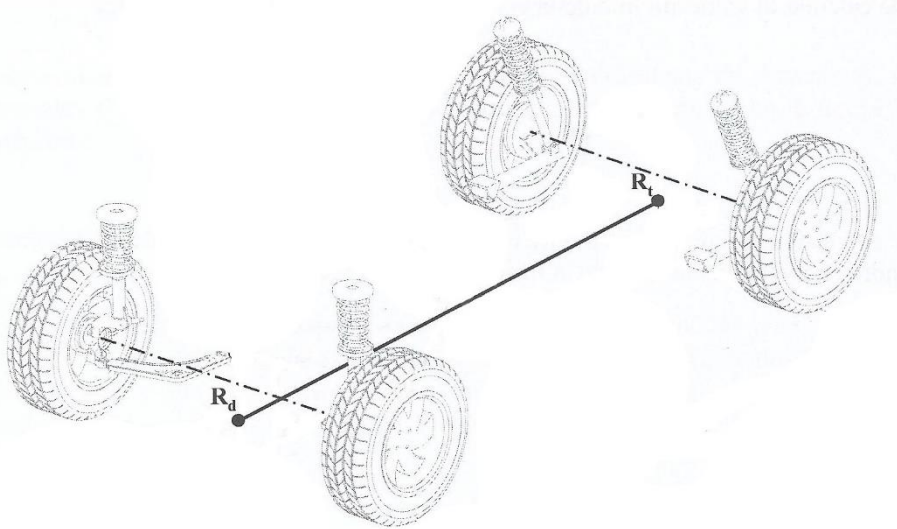
**Figura III.4.** Representación del proceso a seguir para la obtención del centro instantáneo de rotación de un sistema de suspensión de brazos arrastrados.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.195), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

Una vez localizados en el espacio ambos centros instantáneos de rotación ( $R_a$  y  $R_t$ ), se traza una línea que pase por ambos, siendo esta el eje de balanceo ( $e_B$ ) del vehículo, tal como representa la figura III.5.

## III. ANÁLISIS DINÁMICO

---



**Figura III.5.** Representación esquemática de la situación espacial del eje de balanceo en un vehículo con suspensiones independientes en ambos ejes.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.206), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

Una vez caracterizado el eje de balanceo, ya se puede implementar sobre el modelo lineal de estudio, siendo el siguiente objetivo conocer la rigidez de los componentes elásticos del vehículo.

### III.3. Rigidez de la suspensión.

La rigidez del sistema de suspensión viene dada de manera directa por las características de los componentes elásticos, cada uno de ellos respectivos a su eje.

Durante la compresión simétrica de alguno de los ejes, las únicas responsables de almacenar energía elástica para devolver el vehículo a su posición inicial son las barras de torsión, pero en el caso de que aparezca un movimiento de balanceo, ya comienzan a actuar las barras estabilizadoras, por lo que la rigidez total de un eje será la suma de las rigideces de las barras de torsión y las barras estabilizadoras.

En primer lugar, se procede a la caracterización de la rigidez de las barras de torsión, tomando como ejemplo genérico, una barra empotrada en uno de sus extremos (figura III.6), a la cual se le aplica un momento torsor en el extremo libre, que equivaldría al esfuerzo generado por el brazo de suspensión.

### III. ANÁLISIS DINÁMICO

---

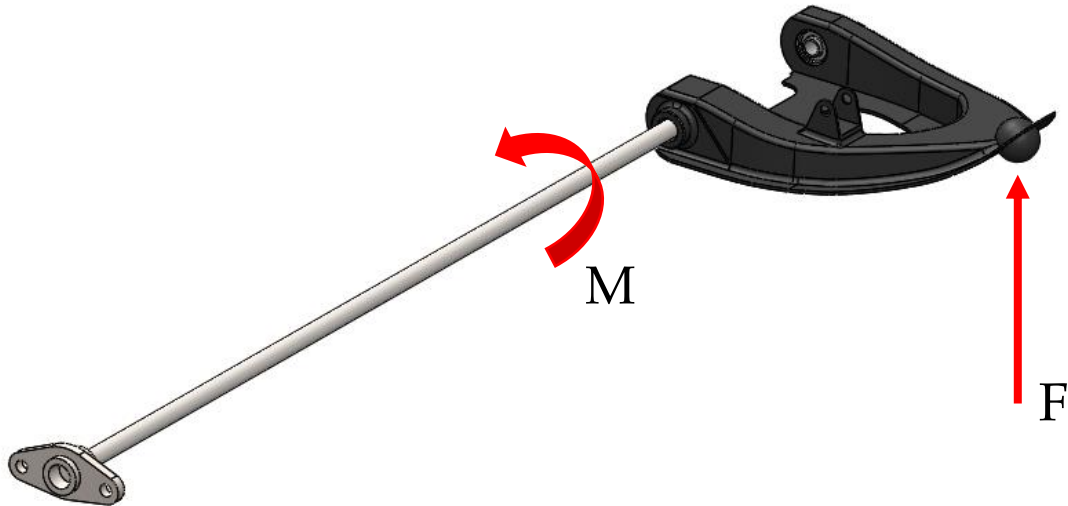


Figura III.6. Representación esquemática del comportamiento y las solicitaciones de una barra de torsión.

Al aplicar una determinada fuerza, se genera un momento torsor, haciendo rotar la barra sobre su eje longitudinal un determinado número de grados. La expresión que relaciona la solicitación aplicada con la variación angular es la siguiente:

$$\theta = \frac{M \cdot l}{G \cdot I_0} \quad (III.5)$$

- Siendo
  - $\theta$ : Ángulo de torsión [radianes].
  - M: Momento torsor [kg · mm].
  - l: Longitud de la barra [mm]
  - G: Módulo de elasticidad cortante [kg/mm<sup>2</sup>]
  - $I_0$ : Momento polar de inercia de la barra [mm<sup>4</sup>]

$$I_0 = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad (III.6)$$

- d: Diámetro de la barra [mm].

### III. ANÁLISIS DINÁMICO

---

Por tanto, a medida que se traslade más carga hacia un determinado brazo, aumentará el momento torsor que debe soportar la barra y por consiguiente la variación angular de la barra de torsión.

Por otro lado, se caracteriza el comportamiento de la barra estabilizadora, tomando como ejemplo una barra en forma de U, representada en la figura III.7.



**Figura III.7.** Representación esquemática del comportamiento y las solicitaciones de una barra estabilizadora.

*Nota.* Adaptado de *Principio de funcionamiento de la barra estabilizadora* [Fotografía], 2021, por Ingemecánica (<https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn73.html>)

En el caso de la barra estabilizadora la configuración es distinta, pero el principio de funcionamiento es el mismo. Según el ejemplo de la figura III.7 la barra estabilizadora consta de dos partes: el cuerpo y los brazos. Los brazos de la barra estabilizadora se conectan a los brazos de suspensión, de modo que cuando el vehículo circula sin balancearse, ambos brazos permanecen horizontales. Pero en el momento en que la carrocería se inclina (balanceo) los brazos de suspensión varían su posición y arrastran con ellos los brazos de la barra estabilizadora (tal como se observa en la figura III.7), torsionando el cuerpo de la propia barra y acumulando energía elástica.

$$\beta = \frac{l \cdot \alpha}{2 \cdot L} \quad (III.7)$$

- Siendo
  - $\beta$ : Ángulo de torsión [radianes].
  - $l$ : Longitud efectiva a torsión [mm].
  - $L$ : Longitud de los brazos de conexión [mm].
  - $\alpha$ : Variación angular de un brazo de conexión [radianes].

### III. ANÁLISIS DINÁMICO

---

Finalmente, conociendo el comportamiento a torsión que sufren los componentes elásticos, se debe aclarar cómo interviene cada uno de ellos en la rigidez total del vehículo.

La rigidez de las barras viene dada por el módulo de elasticidad cortante del material empleado en su fabricación, por su diámetro y su longitud, relacionados en la siguiente expresión:

$$k = \frac{G \cdot I_0}{l} \quad (III.8)$$

De este modo, la rigidez total de la suspensión cuando intervienen tanto las barras de torsión, como las barras estabilizadoras, se obtiene con la suma de las rigideces de cada elemento:

$$K_t = k_{BT}^d + k_{BE}^d + k_{BT}^t + k_{BE}^t \quad (III.9)$$

#### III.4. Resistencias que se oponen al avance.

Para el análisis de cualquiera de los sistemas que constituyen un vehículo (motriz, de frenado, de dirección, de suspensión, etc.), es necesario conocer los tipos de resistencias que el automóvil ha de superar y que se relacionan de manera directa con la capacidad de adherencia del mismo.

Los cuatro tipos de resistencias son los siguientes:

##### 1. Resistencia por rodadura ( $R_r$ ).

Se origina debido a la deformación del neumático cuando entra en contacto con el suelo. Cuando el vehículo está estático, la reacción del suelo al neumático recae justo en la vertical del eje de rotación de la rueda, pero al empezar a girar, dicha reacción se desplaza en sentido de avance, tal como se representa en la figura III.8, generando un momento que se opone al movimiento de rotación de la rueda y cuyo valor es independiente de que la rueda sea motriz o arrastrada.



### III. ANÁLISIS DINÁMICO

---



**Figura III.8.** Representación gráfica del desplazamiento de las fuerza de reacción en el neumático en situación de avance.

*Nota.* Adaptado de *Resistencia a la rodadura* [Fotografía], de Alberto Martos, 2017, por Blog Mecánicos ([http://www.blogmecanicos.com/2017/12/la-resistencia-la-rodadura-y-la\\_5.html](http://www.blogmecanicos.com/2017/12/la-resistencia-la-rodadura-y-la_5.html))

La ecuación que caracteriza la resistencia por rodadura es:

$$R_r = P \cdot \frac{d}{r} \quad (III.10)$$

- Siendo:
  - P: Peso que transmite la rueda al suelo [kg].
  - d: Desviación de la reacción normal respecto a la vertical[mm].
  - r: Radio de rodadura bajo carga[mm].

Los valores de “d” y “r” los fija el fabricante y son característicos de cada tipo de neumático, para una presión y carga determinadas, siendo la relación existente entre ellos el coeficiente de resistencia a la rodadura (f).

$$f = \frac{d}{r}$$

Como los valores de “f” varían en función del neumático y sus condiciones de funcionamiento (carga, presión, temperatura y características del suelo) se acepta el uso de valores estandarizados, recogidos en la tabla III.1, en función del suelo por el que se circula (Carcajosa, n.d.) .

### III. ANÁLISIS DINÁMICO

---

Tabla III.1. Valores estandarizados del coeficiente de rodadura expresados en kg/tonelada.

Tipo de suelo	Coeficiente de rodadura en kg/kg
Asfalto	0,0012/0,0017
Hormigón	0,0015
Adoquinado	0,0055
Tierra compacta	0,0050
Tierra suelta	0,0010

#### 2. Resistencia por pendiente ( $R_p$ ).

Esta resistencia se debe a que al afrontar una pendiente de subida, cierto porcentaje del peso total del vehículo tiende a “empujar” el conjunto hacia abajo, por tratarse de un cuerpo en un plano inclinado. El valor total de esta resistencia es directamente proporcional a la pendiente que se está subiendo.

$$R_p = P \cdot x \quad (III.11)$$

- Siendo:
  - P: Peso total del vehículo [kg].
  - x: Pendiente de subida [%].

#### 3. Resistencia por inercia ( $R_j$ )

Se origina por la resistencia que oponen las masas a la variación de energía cinética, bien sea por un incremento o una reducción de velocidad, y se caracteriza por la siguiente fórmula:

$$R_j = \frac{P \cdot j}{g} \quad (III.12)$$

- Siendo:
  - P: Peso total del vehículo [kg]
  - j: Aceleración del vehículo [ $m/s^2$ ].
  - g: Valor de la gravedad [ $9.81 m/s^2$ ]

### III. ANÁLISIS DINÁMICO

---

#### 4. Resistencia por el aire ( $R_a$ )

Esta resistencia se debe a la oposición que presenta el aire para ser atravesado. Las fórmulas utilizadas para su caracterización se obtienen de forma empírica, mediante ensayos en túneles de viento en diferentes condiciones, y viene dada por:

$$R_a = K_a \cdot S \cdot v^2 \quad (III.13)$$

- Siendo
  - $K_a$ : Coeficiente de resistencia al aire [Adimensional]
  - $S$ : Superficie maestra [ $m^2$ ]
  - $v$ : Velocidad [m/s]

El valor de  $K$  se obtiene mediante la expresión:

$$K = \sigma \cdot \frac{C}{2 \cdot g} \quad (III.14)$$

- Siendo:
  - $\sigma$ : Peso específico del aire [ $kg/m^3$ ]
  - $g$ : Valor de la gravedad [ $m/s^2$ ]
  - $C$ : Constante adimensional (Para turismos entre 0,25 y 0,7).

El valor de  $S$  se obtiene mediante la expresión:

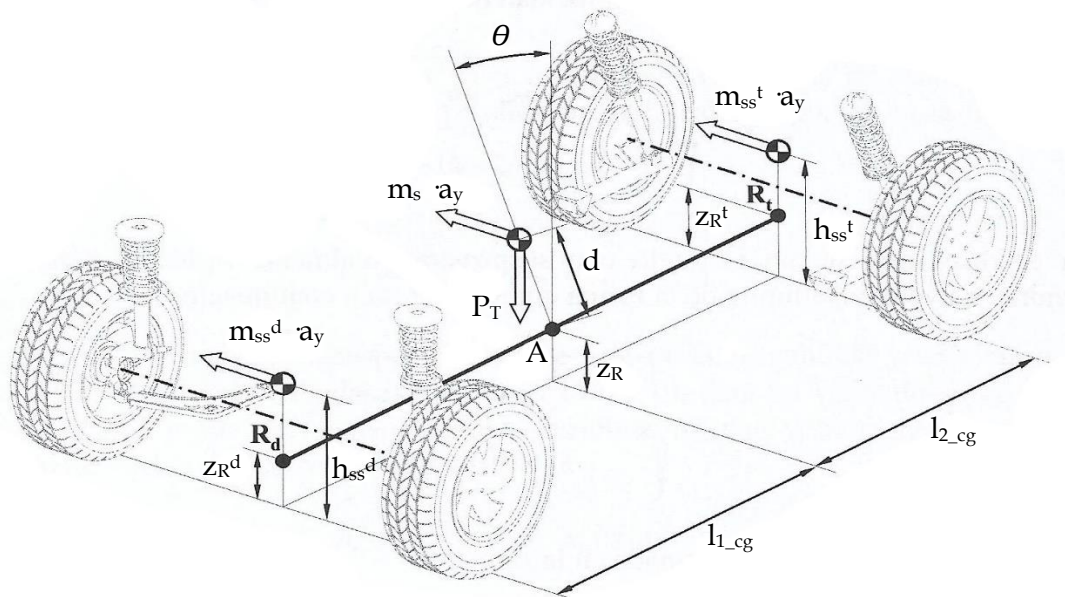
$$S = 0.8 \cdot a \cdot a' \quad (III.15)$$

- Siendo:
  - $a$ : Altura del vehículo en vista frontal [m].
  - $a'$ : Ancho del vehículo en vista frontal [m].

#### III.5. Transferencia lateral de cargas.

Para el análisis de la transferencia lateral de cargas se toma como ejemplo el modelo genérico representado en la figura III.9. Sobre él se muestran las distintas fuerzas y distancias relevantes para el estudio.

### III. ANÁLISIS DINÁMICO



**Figura III.9.** Representación del modelo genérico con el eje de balanceo, centros de gravedad, fuerzas laterales y distancias relevantes.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.206), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

Sobre el modelo lineal, figura III.9, se establece la expresión para calcular el ángulo de balanceo en función de la aceleración lateral y la rigidez de la suspensión.

Al tratarse de un modelo en el cual se han aislado las distintas masas del conjunto, las aceleraciones laterales se aplican sobre cada uno de los tres centros de gravedad, obteniendo así un total de tres fuerzas que generan una transferencia de cargas de la rueda interior a la rueda exterior. Las fuerzas de las masas semisuspendidas únicamente generan esta transferencia en su par de neumáticos, mientras que la fuerza debida a la masa suspendida se reparte de manera proporcional entre ambos ejes, en función de su posición.

El primer paso es obtener el coeficiente de balanceo del vehículo, que proporciona la relación entre el ángulo de inclinación de la carrocería con la rigidez de la suspensión.

Para el cálculo, se deben trasladar las fuerzas y el momento que genera la masa suspendida al punto A, situado en el eje de balanceo. El momento que soportan los elementos elásticos del conjunto de suspensión completo es:

### III. ANÁLISIS DINÁMICO

---

$$M_{\beta_s} = m_s \cdot a_y \cdot d \cdot \cos\beta + m_s \cdot g \cdot d \cdot \sin\beta$$

Como los ángulos de balanceo no adquieren un valor demasiado elevado se aproxima el valor del coseno a la unidad, y el valor del seno al valor del ángulo, quedando la expresión de la siguiente forma:

$$M_{\beta_s} = m_s \cdot a_y \cdot d + m_s \cdot g \cdot d \cdot \beta$$

Por otro lado, si se considera que el valor del momento resistente es lineal (aproximación para simplificar el cálculo) se obtiene:

$$M_{\beta_s} = K_{\beta_s} \cdot \beta_s$$

Y si se igualan ambas ecuaciones por el equilibrio de momentos:

$$m_s \cdot a_y \cdot d + m_s \cdot g \cdot d \cdot \beta = K_{\beta_s} \cdot \beta_s$$

$$\theta = \frac{m_s \cdot d \cdot a_y}{K_{\beta_s} - m_s \cdot g \cdot d} \quad (III.16)$$

Finalmente se obtiene la expresión del coeficiente de balanceo:

$$k = \frac{d\theta}{da_y} = \frac{m_s \cdot d}{K_{\beta_s} - m_s \cdot g \cdot d} \quad (III.17)$$

Para esta aproximación, se establece que la carrocería es completamente rígida y que no sufre ninguna deformación al someterla a los diferentes esfuerzos. Además, también se ha obviado la elasticidad de los neumáticos, hecho que descarta el balanceo de la masa semisuspendida. En caso de tratarse de un cálculo de un vehículo de elevada rigidez sí que sería necesario tenerla en cuenta, pero para un vehículo de estas características no es relevante.

Una vez establecida la expresión que proporciona el ángulo de balanceo en función de la rigidez (III.16), se determinan las expresiones de las transferencias de cargas de las ruedas interiores a las ruedas exteriores.

En primer lugar y relacionado de manera directa con la fórmula anterior, se tiene la transferencia de cargas debido al ángulo de balanceo, que viene dada de la siguiente forma:

$$\Delta F_{z\theta_s}^d = \frac{K_{\theta_s}^d \cdot \theta_s}{A_v^d} \quad (III.18)$$

### III. ANÁLISIS DINÁMICO

---

$$\Delta F_{z\theta s}^t = \frac{K_{\theta s}^t \cdot \theta_s}{A_v^t} \quad (III.19)$$

A continuación, se obtiene la expresión que considera la fuerza lateral que actúa sobre el punto A. Si bien dicha fuerza se aplica sobre A, se debe trasladar al eje delantero y trasero de forma equitativa, para determinar la transferencia de cargas debida a la altura del eje de balanceo.

El reparto de cargas entre ejes tiene relación directa con la posición del centro de gravedad a lo largo del eje longitudinal del vehículo, por lo que:

$$B = l_{1\_cg}^T + l_{2\_cg}^T \quad (III.20)$$

Por tanto, atendiendo al equilibrio de momentos se obtiene la cantidad de masa suspendida que actúa sobre cada eje:

$$m_s^d = \frac{m_s \cdot l_{2\_cg}^T}{B} \quad (III.21)$$

$$m_s^t = \frac{m_s \cdot l_{1\_cg}^T}{B} \quad (III.22)$$

Y de este modo, sabiendo que dicha masa actúa sobre el centro de balanceo respectivo de cada eje, se obtiene la expresión de la transferencia de cargas debido a la altura del eje de balanceo:

$$\Delta F_{zs}^d = \frac{m_s^d \cdot a_y \cdot z_R^d}{A_v} = m_s^d \cdot a_y \cdot f_{\Delta zs} \quad (III.23)$$

$$\Delta F_{zs}^t = \frac{m_s^t \cdot a_y \cdot z_R^t}{A_v} = m_s^t \cdot a_y \cdot f_{\Delta zs} \quad (III.24)$$

Siendo  $f_{\Delta zs} = \frac{z_R}{A_v}$  el factor de transferencia de carga.

Y finalmente, por lo que respecta a las masas semisuspendidas en cada eje, generan una transferencia de cargas debido a la altura de su centro de gravedad, que se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$\Delta F_{zss}^d = \frac{m_{ss}^d \cdot a_y \cdot h_{ss}^d}{A_v^d} \quad (III.25)$$

$$\Delta F_{zss}^t = \frac{m_{ss}^t \cdot a_y \cdot h_{ss}^t}{A_v^t} \quad (III.26)$$

Por tanto, se obtiene que la transferencia total de cargas viene dada por el sumatorio de las transferencias de cargas parciales:

### III. ANÁLISIS DINÁMICO

---

$$\Delta F_{zT}^d = \Delta F_{z\theta s}^d + \Delta F_{zs}^d + \Delta F_{zss}^d \quad (III.27)$$

De este modo, quedan establecidas las fórmulas y el proceso a seguir para el cálculo de la transferencia lateral de cargas.

#### III.6. Transferencia de carga entre ejes.

El traspaso de pesos de un eje a otro puede ocurrir por la acción aerodinámica, por la inercia del propio vehículo (por estar acelerando o decelerando) y por la pendiente de la calzada.

En primer lugar, la relacionada con la carga aerodinámica se denomina resistencia al aire, que es la fuerza que ejerce el aire sobre el vehículo por el hecho de avanzar a través de él. El peso trasladado hacia el eje trasero (conducción en sentido de avance) relaciona la resistencia al aire, con la batalla del vehículo y la altura equivalente de aplicación de dicha fuerza:

$$\Delta P_a = R_a \cdot \frac{h'}{B} \quad (III.28)$$

- Siendo
  - $R_a$ : La resistencia al aire ().
  - $h'$ : altura de aplicación de la fuerza resultante del aire.
  - $B$ : Batalla del vehículo.

En segundo lugar, la fuerza de inercia traslada el peso hacia el eje trasero (aceleración) o hacia el eje delantero (deceleración), y su magnitud viene dada por la expresión:

$$\Delta P_j = \frac{P \cdot j \cdot h}{g \cdot B} \quad (III.29)$$

- Siendo
  - $P$ : Peso total del vehículo [kg].
  - $j$ : Aceleración [ $m/s^2$ ].
  - $h$ : Altura centro de gravedad del conjunto [mm].
  - $g = 9,81$  [ $m/s^2$ ].
  - $B$ : batalla [mm].

### III. ANÁLISIS DINÁMICO

Por otro lado, relacionado con lo anterior aparece el par de encabritamiento, debido a la acción del motor, que tiene relación directa con el par que este genera:

$$\Delta P_c = \frac{C}{B} \quad (III.30)$$

- Siendo
  - C: Par motor [kg · mm]
  - B: Batalla [mm].

Por último, la transferencia de carga debida a la pendiente de la calzada sobre la que se circula que, en caso de ser descendente, trasladará el peso del eje trasero al delantero, y si es ascendente, cargará más el eje trasero.

$$\Delta P_p = P \cdot x \cdot \frac{h}{B} \quad (III.31)$$

- Siendo
  - x: Pendiente [%].
  - h: Altura del centro de gravedad [mm].
  - B: Batalla [mm].

Por tanto, a modo de resumen, en la tabla III.2 se recogen las situaciones habituales y qué fuerzas son las que afectan al traslado de cargas.

**Tabla III.2.** Resumen de la transferencia de cargas entre ejes para casos distintos.

Situación	Peso total	Peso eje delantero	Peso eje trasero
Parado	P	Pd	Pt
Velocidad constante (Horizontal)	P	Pd - Pa - Pc	Pt + Pa + Pc
Acelerando (Horizontal)	P	Pd - Pa - Pj - Pc	Pt + Pa + Pj + Pc
Frenando (Horizontal)	P	Pd - Pa + Pj	Pt + Pa - Pj
Acelerando (Subida)	P	Pd - Pa - Pj - Pc - Pp	Pt + Pa + Pj + Pc + Pp



# III. ANÁLISIS DINÁMICO

---

## III.7. Fuerzas laterales y de tracción

Todas las fuerzas que actúan sobre el vehículo se transmiten a la calzada a través de los neumáticos, por lo que las distintas fuerzas que estos deben soportar son:

### 1. Debidas a la curva.

Esta fuerza se denomina Fuerza centrífuga y actúa de manera lateral al vehículo debido a la aceleración lateral ( $a_y$ ) que aparece cuando un cuerpo realiza un movimiento circular. Esta fuerza es directamente proporcional a la velocidad e inversamente proporcional al radio de la circunferencia que se traza durante el giro.

$$F_c = \frac{m \cdot v^2}{R} \quad (III.32)$$

$$a_y = \frac{v^2}{R} \quad (III.33)$$

### 2. Debidas a la acción del viento.

Cuando el viento sopla de forma transversal al vehículo, genera una presión sobre el lateral, que se traduce en una fuerza que tiende a empujar al conjunto.

Para el cálculo de esta fuerza:

Conociendo la expresión de la energía cinética del viento por unidad de peso:

$$E = \frac{v_v^2}{2 \cdot g}$$

Y la expresión de la energía cinética en forma de presión por unidad de peso:

$$E = \frac{p}{\rho}$$

De igualarlas, se obtiene la expresión que define la presión generada por el viento:

$$p = \frac{\rho \cdot v_v^2}{2}$$

Finalmente conociendo la presión y la superficie lateral del vehículo:

$$F_{vl} = p \cdot S_l \cdot \cos\beta = \frac{\rho \cdot v_v^2 \cdot S_l}{2} \cdot \cos\beta \quad (III.34)$$

### III. ANÁLISIS DINÁMICO

---

Por otro lado, en caso de que exista un peralte que haga que el vehículo se incline respecto al plano horizontal, parte de la presión ejercida por el viento actuará sobre la superficie del techo:

$$F_{vt} = p \cdot S_t \cdot \text{sen}\beta = \frac{\rho \cdot v_v^2 \cdot S_t}{2 \cdot g} \cdot \text{sen}\beta \quad (III.35)$$

Siendo la fuerza total de viento ( $F_v$ ), la suma del empuje sobre el lateral y sobre el techo.

$$F_v = F_{vl} + F_{vt} \quad (III.36)$$

#### 3. Debidas a la tracción o la frenada.

Se deben al esfuerzo que hacen los neumáticos para avanzar o frenar el vehículo, y en caso de las condiciones de conducción, adquieren unos valores u otros.

En primer lugar, considerando una conducción a velocidad constante:

$$F_T = R_r + R_a + R_p \quad (III.37)$$

En segundo lugar, en caso de que el vehículo acelere:

$$F_T = R_r + R_a + R_p + R_j \quad (III.38)$$

En tercer lugar, en caso de realizar una frenada:

$$-F_T = -R_j \quad (III.39)$$

Por último, en caso de que circule sin traccionar y sin frenar:

$$F_T = 0 \quad (III.40)$$

Dependiendo del tipo de vehículo (tracción delantera, trasera o integral) dichas fuerzas se reparten de forma distinta entre los ejes.

En caso de un vehículo de un solo eje, toda la fuerza debida a la tracción recaerá sobre el eje motriz, mientras que en un vehículo de tracción integral (o en situación de frenada), estas fuerzas resistentes se repartirán entre ambos ejes.

La distribución de fuerzas se realiza según las expresiones:

$$F_1 = F \cdot k \quad (III.41)$$

$$F_2 = F \cdot (1 - k) \quad (III.42)$$

## III. ANÁLISIS DINÁMICO

---

Para el cálculo preciso del coeficiente “ $k$ ”, sería necesario el estudio del sistema de frenado del vehículo, para determinar cómo se realiza el reparto de frenada, pero para un cálculo aproximado se considera válida la siguiente aproximación:

$$k = \frac{2}{3}$$

El total de todas estas fuerzas actúan en el punto de contacto que existe entre el neumático y la calzada, en sentido longitudinal las debidas a la tracción ( $F_t$ ), y de forma transversal las debidas al giro y al viento ( $F_L$ ), siendo la resultante la responsable de que el neumático tienda a deslizar.

### III.8. Adherencia

La adherencia es la encargada de contrarrestar las fuerzas de tracción y de evitar el deslizamiento. La fuerza adherente es directamente proporcional al peso normal al suelo (en el punto de contacto de la rueda) y al coeficiente de rozamiento existente entre el neumático y la calzada, y viene dada por la siguiente expresión:

$$A = \mu \cdot N \quad (III.43)$$

El coeficiente de rozamiento depende exclusivamente del tipo de neumático y del tipo de calzada, según un informe del Real Automóvil Club de España (RACE-Goodyear, 2014), los valores mínimos de dicho coeficiente se sitúan en 0,60 para pavimentos normales y 0,65 en pavimentos drenantes. En la tabla III.3 se recogen los valores estandarizados del coeficiente de rozamiento, según tipo de calzada y condiciones de humedad.

### III. ANÁLISIS DINÁMICO

---

Tabla III.3. Valores de los coeficientes de rozamiento genéricos en función del tipo de calzada.

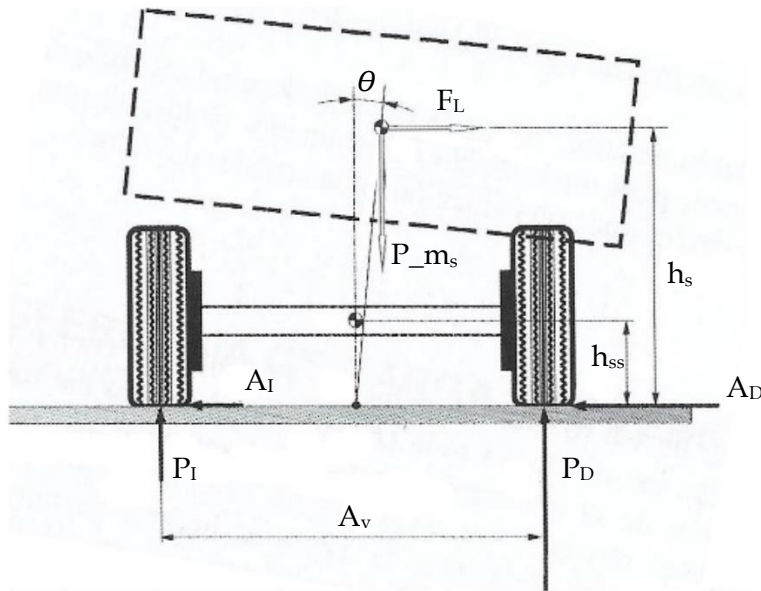
Superficie	Suelo seco	Suelo húmedo
Carretera de cemento	0,8	0,5
Asfalto seco	0,6	0,4
Adoquín o empedrado	0,6	0,4
Cemento o asfalto (Inicio de lluvia)	-	0,25
Suelo fangoso	-	0,16
Carretera con hielo	-	0,1

#### III.9. Velocidad máxima de giro.

La aparición de las distintas fuerzas que actúan de forma lateral al vehículo generará una serie de sollicitaciones que pueden generar el vuelco o el derrapaje, ambas situaciones fatales, siendo imperativo no llegar a ellas para asegurar una conducción segura. La diferencia entre ambas es la relación existente entre los momentos volcadores y los estabilizadores, junto a la fuerza de rozamiento máxima existente en los neumáticos.

Si se toma como ejemplo el modelo plano de la figura III.10, donde se representan todas las fuerzas que aparecen sobre el vehículo, se observa que existe una fuerza lateral ( $F_L$ ) responsable de generar los momentos volcadores, el peso del vehículo ( $P^T$ ) encargado de generar los momentos estabilizadores y las fuerzas resultantes que aparecen en los neumáticos ( $A_I$  y  $A_D$ ) encargadas de evitar el deslizamiento del vehículo.

### III. ANÁLISIS DINÁMICO



**Figura III.10.** Representación de una situación de balanceo donde una fuerza lateral inclina el vehículo produciendo una transferencia lateral de cargas.

*Nota.* Adaptado de *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico* (p.203), por Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera, 2012, Paraninfo.

En función de la magnitud de cada una de estas sollicitaciones, variará el comportamiento del vehículo, pudiéndose generar las siguientes situaciones:

#### 1. El vehículo derrapa.

Momentos estabilizadores mayores a momentos volcadores.

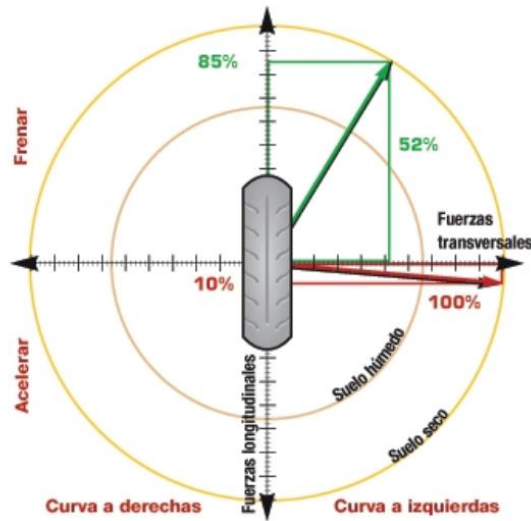
$$\Sigma M_e \geq \Sigma M_v \quad (III.44)$$

Y fuerza lateral total, mayor que la fuerza de rozamiento

$$A^2 \leq F_T^2 + (F_v + F_c)^2 \quad (III.45)$$

Un modo visual de representar las condiciones de derrape es mediante el círculo de Kamm, representado en la figura III.11.

### III. ANÁLISIS DINÁMICO



**Figura III.11.** Representación gráfica del círculo de Kamm.

*Nota.* Adaptado de *El círculo de Kamm* [Fotografía], 2017, por Ingeniería Mecánica y Automotriz (<https://www.ingenieriaymecanicaautomotriz.com/que-es-el-circulo-de-kamm-y-como-funciona/>)

El radio del círculo adquiere el valor de la adherencia (A). La fuerza vertical representa la tracción del vehículo ( $F_T$ ), y la horizontal las fuerzas debidas a la carga lateral del viento y a la fuerza centrífuga ( $F_v$  y  $F_c$ ). De modo que mientras la resultante de ambas no supere el valor del radio, no habrá derrape.

Para los ejes motrices se deben considerar tanto fuerzas las debidas a la tracción como las laterales, mientras que para los ejes arrastrados únicamente se consideran las laterales.

#### 2. El vehículo vuelca.

Existen condiciones de no derrape:

$$A^2 \geq F_T^2 + (F_v + F_c)^2 \tag{III.46}$$

Y los momentos volcadores mayores que los estabilizadores

$$\Sigma M_v > \Sigma M_e \tag{III.47}$$

### **III. ANÁLISIS DINÁMICO**

---

El límite en este caso aparece cuando una de las ruedas interiores deja de estar en contacto con el suelo, transfiriéndose toda la carga soportada por el eje a la rueda exterior.

Una vez finalizado el análisis dinámico teórico, se procede a la creación del modelo lineal del Renault 5 TS, con el fin de obtener todos los parámetros necesarios para los cálculos.

**IV. CARACTERIZACIÓN DEL  
MODELO LINEAL**

**CARACTERIZACIÓN DEL  
MODELO LINEAL**



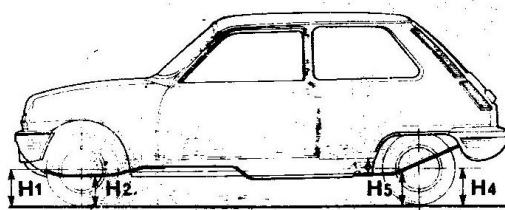
### IV.1. Análisis geométrico del modelo.

Este apartado recoge la toma de datos de manera directa sobre el vehículo y sus componentes, con el fin de determinar las geometrías que afectan al comportamiento para poder analizarlo. De este modo se consigue un modelo lineal simplificado del vehículo, que sirve de referencia.

Las mediciones se han realizado de forma manual y posteriormente se han contrastado con las proporcionadas por el (Manual de Taller. Renault 5, 1986), en los casos en que este las indicara.

A modo de referencia, se establece un espacio tridimensional, que facilita la localización de cada punto, y se le asigna el origen de coordenadas al lugar donde intersectan el plano medio longitudinal del vehículo (Plano XY), el plano vertical de tren delantero (Plano YZ) y el plano de rodadura (Plano XZ).

Para la toma de datos, se sitúa el vehículo sobre una superficie plana, y se asegura que las alturas bajo el casco que marca el manual sean las correctas. En el caso de este modelo, la altura de referencia del tren delantero debe ser de 190 mm (H2) y se mide sobre los largueros longitudinales delanteros, situados en los laterales de la caja de cambios. Por otro lado, la altura de referencia trasera debe ser de 248,1 mm (H5), que se mide sobre los largueros inferiores traseros, sobre los que se anclan las sujeciones de los brazos. La figura IV.1 es la que proporciona el manual para la localización de las referencias.



**Figura IV.1.** Ilustración del manual de taller para la localización de los puntos de referencia.

*Nota.* Adaptado de *Manual de Taller. Renault 5 (p.118), 1986, Guía de Tasaciones.*

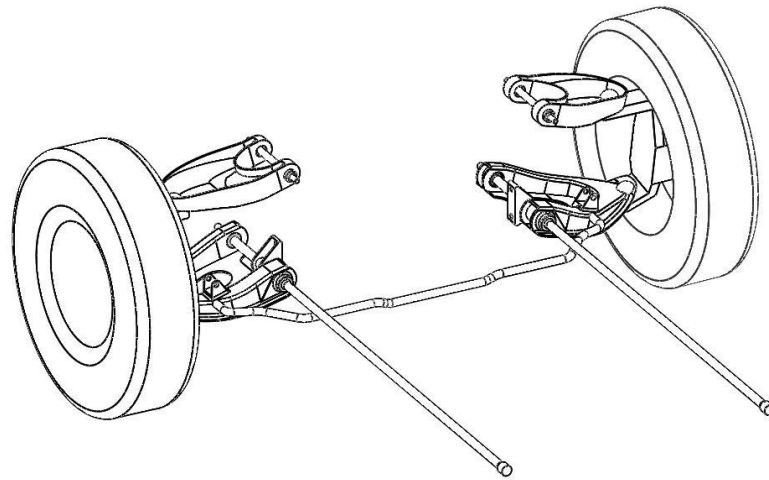
## IV. CARACTERIZACIÓN DEL MODELO DE LINEAL

---

### IV.1.1. Suspensión delantera.

La tipología de suspensión utilizada en el vehículo es:

- Suspensión de ruedas independientes por barras de torsión longitudinales.
- Barra estabilizadora montada sobre cojinetes elásticos.
- Amortiguadores hidráulicos de doble efecto.

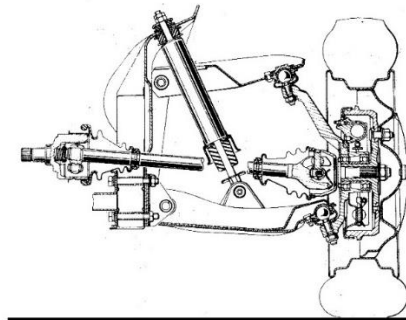


**Figura IV.2.** Representación esquemática de los componentes del sistema de suspensión delantero (Sin amortiguadores).

Se trata de una suspensión de tipo cuadrilátero articulado de brazos no paralelos. Los brazos (superior e inferior) pivotan alrededor de un eje longitudinal al vehículo. La mangueta une ambos brazos y conecta con la rueda. Las barras de torsión se unen al brazo inferior mediante un estriado, y la barra estabilizadora mediante unos casquillos poliméricos que se anclan junto al soporte inferior del amortiguador. La figura IV.2 representa de manera esquemática el ensamblaje de los distintos componentes, mientras que la figura IV.3 expone de forma detallada los distintos componentes que forman el conjunto del cuadrilátero articulado.

## IV. CARACTERIZACIÓN DEL MODELO DE LINEAL

---



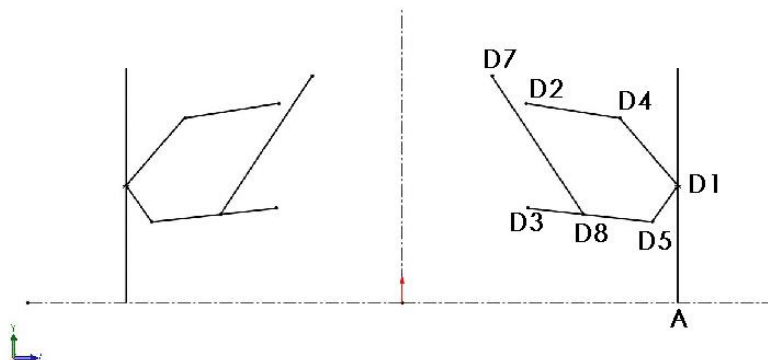
**Figura IV.3.** Vista frontal detallada de los componentes del lado derecho de la suspensión delantera.

*Nota.* Adaptado de *Manual de Taller. Renault 5 (p.136), 1986, Guía de Tasaciones.*

En primer lugar, se realiza una toma de datos directamente sobre el vehículo, para así poder establecer un modelo geométrico en dos dimensiones (uno para cada eje).

Los puntos de referencia seleccionados han sido: el punto central de la rueda, las conexiones de los brazos con la mangueta y el chasis y las uniones del amortiguador.

La tabla IV.1 recoge la situación de todos ellos y la figura IV. 4 representa el modelo geométrico lineal del tren delantero en dos dimensiones proyectado sobre un eje de coordenadas para facilitar el análisis de los datos en apartados posteriores. Se asume que el modelo es perfectamente simétrico, por lo que las coordenadas que únicamente representan la parte derecha del vehículo se aplican de igual forma en el lado opuesto.



**Figura IV.4.** Modelo geométrico lineal del tren delantero.

## IV. CARACTERIZACIÓN DEL MODELO DE LINEAL

Tabla IV.1. Localización sobre el plano YZ de los puntos característicos del modelo geométrico lineal delantero

Descripción	Punto	Posición Y (mm)	Posición Z (mm)
Punto central rueda	D1	274,1	644,0
Anclaje brazo superior	D2	466,0	289,0
Anclaje brazo inferior	D3	221,0	294,0
Conexión brazo superior/mangueta	D4	432,0	508,0
Conexión brazo inferior/mangueta	D5	198,0	584,0
Unión superior amortiguador	D7	530,0	210,0
Unión inferior amortiguador	D8	206,6	424,0

Las características de los componentes activos de la suspensión (Barra de torsión, barra estabilizadora y amortiguador) se recogen en la tabla IV. 2

Tabla IV.2. Características geométricas de los componentes activos de la suspensión delantera.

Barras torsión		
Diámetro	16,6	mm
Longitud	1004,0	mm
Estriado brazo	20,0	Estrías
Estriado anclaje	21,0	Estrías
Barra estabilizadora		
Diámetro	16,0	mm
Longitud (a torsión)	599,0	mm
Longitud brazos	151,6	mm
Amortiguador		
Carrera total	59,0	mm
Posición de reposo*	29,5	mm

\*Punto de referencia: anclaje inferior

## IV. CARACTERIZACIÓN DEL MODELO DE LINEAL

Una vez conocida la disposición en el espacio de todos los componentes, se debe ubicar el centro instantáneo de rotación. Para ello, se utiliza el software (Vsusp, 2020) que permite modelar el sistema de suspensión delantera y mediante una función que incorpora, analizar cómo varía el centro de balanceo para cada ángulo de inclinación de la carrocería.

El modelo generado con el software se representa en la figura IV.5.

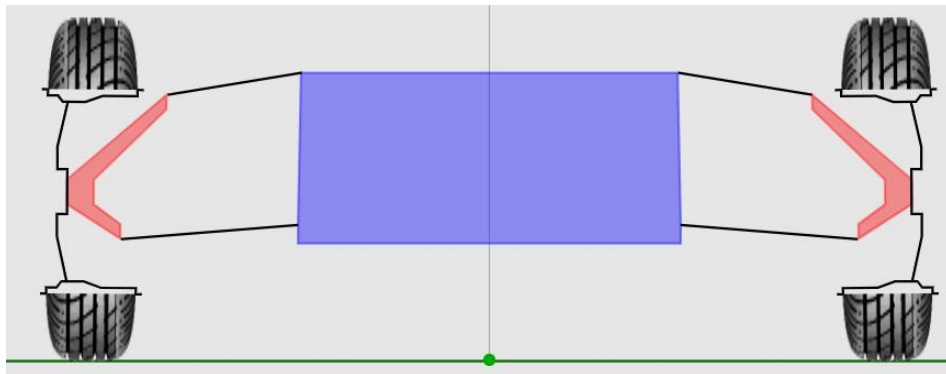


Figura IV.5. Modelo generado con el software Vsusp de la suspensión delantera.

Tal como se observa, para la posición de reposo el centro de balanceo se sitúa prácticamente en el suelo, a 2 mm por encima de la calzada. En la siguiente gráfica (Figura IV.6.), se representa cómo evoluciona la posición de este punto a medida que el vehículo se balancea.

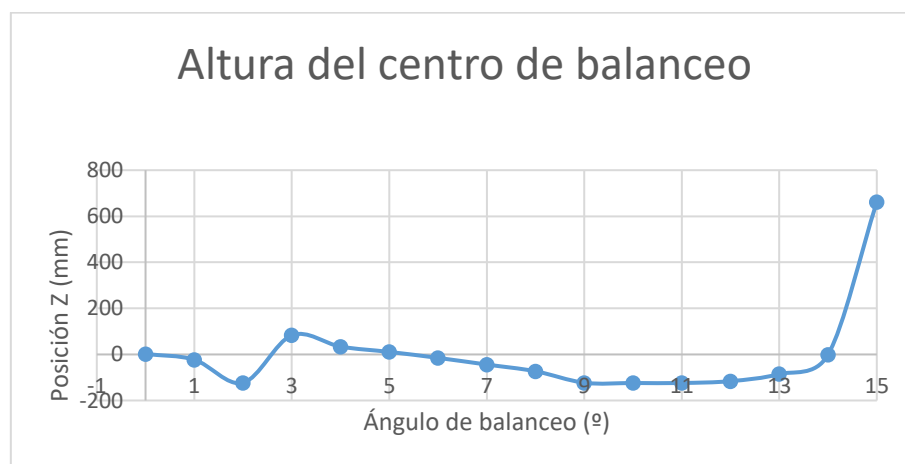


Figura IV.6. Representación de la evolución de la altura del centro instantáneo de rotación del tren delantero en función del ángulo de balanceo de la carrocería.

## IV. CARACTERIZACIÓN DEL MODELO DE LINEAL

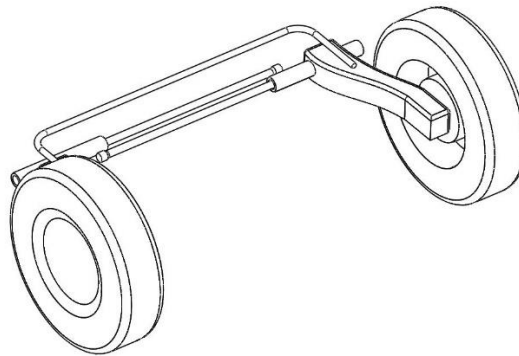
---

Para el cálculo se considera que la posición se mantiene constante para facilitar el análisis, ya que pese a que sí que varía de posición, no lo hace de forma significativa.

### IV.1.2. Suspensión trasera.

La tipología de suspensión utilizada es:

- Suspensión de ruedas independientes por barras de torsión transversales.
- Barra estabilizadora.
- Amortiguadores hidráulicos de doble efecto.
- Articulación de los brazos de suspensión mediante cojinetes elásticos.

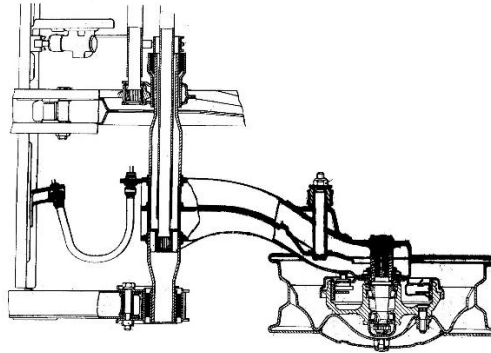


**Figura IV.7.** Representación esquemática de los componentes de suspensión trasero (Sin amortiguadores).

Se trata de una suspensión de brazos arrastrados que pivotan en torno a un eje transversal al vehículo. La estructura consta de tres componentes principales. El primero de ellos es el brazo, encargado de conectar con la rueda y de guiarla durante la compresión y descompresión de la suspensión, y que va unido al bastidor mediante dos “silentblocks” (uno a cada lado del propio brazo). El “silentblock” exterior se sujeta a la parte externa del vehículo, y el interior en la parte central mediante un soporte metálico, que a su vez hace de empotramiento para la barra de torsión del brazo opuesto. En este caso la barra estabilizadora se une de manera rígida a cada brazo. La figura IV.7 representa de manera esquemática el ensamblaje de los distintos componentes, mientras que la figura IV.8 expone de forma detallada los distintos componentes que forman el brazo arrastrado.

## IV. CARACTERIZACIÓN DEL MODELO DE LINEAL

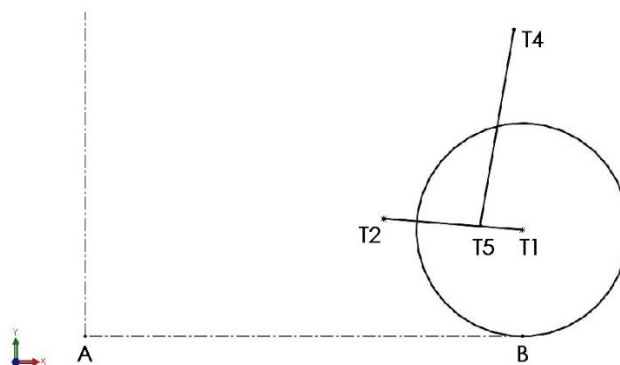
---



**Figura IV.8.** Vista superior detallada del brazo izquierdo trasero de suspensión.

*Nota.* Adaptado de *Manual de Taller. Renault 5 (p.145), 1986, Guía de Tasaciones.*

De igual forma que en el tren delantero, se realiza una toma de datos directa sobre el vehículo a fin de localizar los puntos característicos que definen el modelo geométrico lineal. En esta ocasión, se toma como referencia el eje de rotación de las ruedas delanteras y se proyecta la vista lateral del vehículo sobre un eje de coordenadas. Tal como representa la figura IV.9.



**Figura IV.9.** Modelo geométrico lineal del tren trasero.

La tabla IV. 3 recoge los resultados de la toma de datos y la figura IV.9 representa la situación espacial de cada uno de estos puntos.

## IV. CARACTERIZACIÓN DEL MODELO DE LINEAL

---

**Tabla IV.3.** Localización sobre el plano YX de los puntos característicos del modelo geométrico lineal trasero.

Descripción	Punto	Posición X (mm)	Posición Y (mm)
Punto central rueda	T1	2419,0	274,1
Punto anclaje brazo	T2	2060,0	303,1
Unión superior amortiguador	T4	2397,0	789,1
Unión inferior amortiguador	T5	2309,4	282,9

En este caso, al contrario que en el tren delantero, la distribución de los distintos elementos, así como sus dimensiones, no son iguales en cada lado. Esto se debe a la distribución de los componentes, ya que las barras de torsión se sitúan sobre el mismo plano horizontal. Por este motivo es necesario desplazar un brazo con respecto al otro, y razón por la cual el vehículo presenta una asimetría en la batalla. Mientras que el lado izquierdo alcanza los 2434,0 mm, el derecho mide tan solo 2404,0 mm. Es por ello que para la realización del modelo de estudio, se utiliza un valor de batalla de 2419,0 mm, que representa el punto medio y simplifica el análisis manual.

Debido a esta asimetría, los brazos de suspensión tampoco tienen las mismas dimensiones, por lo que se ha realizado la misma simplificación que para la batalla. En este caso, el punto de anclaje del brazo izquierdo se sitúa a 2080,0 mm del eje de rodadura delantero, mientras que el derecho a 2040,0 mm. De esta forma se ha tomado el punto medio de ambos, situando el eje de pivote de los brazos traseros (T2) a 2060,0 mm. De este modo se consigue una longitud media de los brazos de 360,2mm.

Las características de los componentes activos de la suspensión (Barra de torsión, barra estabilizadora y amortiguador) se recogen en la tabla IV. 4



## IV. CARACTERIZACIÓN DEL MODELO DE LINEAL

---

Tabla IV.4. Características geométricas de los componentes activos de la suspensión delantera.

Barras torsión		
Diámetro (brazo derecho)	19,7	mm
Diámetro (brazo izquierdo)	18,5	mm
Longitud	868,0	mm
Estriado brazo	25,0	Estrías
Estriado anclaje	24,0	Estrías
Barra estabilizadora		
Diámetro	14,0	mm
Longitud (a torsión)	880,0	mm
Longitud brazos	251,3	mm
Amortiguador		
Carrera total	165,0	mm
Posición de reposo	82,5	mm

Por lo que respecta al centro de balanceo del tren delantero, en posición de reposo se sitúa a la altura del suelo. Debido a la naturaleza teórica de este análisis, se supone que dicho punto no se desplaza cuando balancea la carrocería, pese a que en el comportamiento real sí que sufre cierta desviación debida a la deformación de los casquillos elásticos sobre los que se montan los brazos.

### IV.2. Análisis de masas

El objetivo del análisis de los pesos del vehículo es llegar a conocer los centros de gravedad de las masas suspendidas y semisuspendidas. Para su obtención se han seguido dos métodos distintos, ambos aproximativos debido a la dificultad que presenta el cálculo manual de este tipo de parámetros.

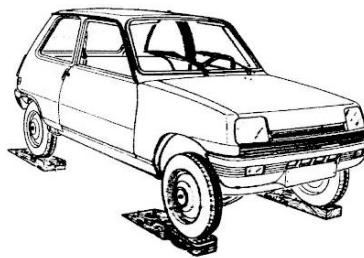
En primer lugar, para la obtención del centro de gravedad del vehículo se ha realizado mediante el pesaje directo del mismo y siguiendo el procedimiento establecido en el apartado III.4.1.1.

## IV. CARACTERIZACIÓN DEL MODELO DE LINEAL

---

### IV.2.1. Centro de gravedad del vehículo.

Para llevar a cabo el pesaje directo del vehículo se coloca sobre cuatro básculas que proporcionan el peso que soporta cada una de las ruedas, tal como marca el procedimiento establecido. En la figura IV.10 se observa la ilustración del procedimiento a seguir que marca manual. Se realiza el pesaje en las condiciones expuestas a continuación.



**Figura IV.10.** Ilustración del método de pesaje a seguir según el manual de taller.

*Nota.* Adaptado de *Manual de Taller. Renault 5 (p.146), 1986, Guía de Tasaciones.*

Las condiciones de pesaje son:

- Nivel del depósito al 50%
- Nivel de aceite de motor 3 litros
- Nivel de aceite de caja de cambios 1,8 litros.
- Presión de los neumáticos 1,8 bar (delanteros) y 1,9 bar (traseros).
- Vehículo en vacío (Sin carga ni conductor).

En primer lugar, se pesa el vehículo en plano para la obtención de la posición en el eje longitudinal del centro de masas, obteniendo los siguientes resultados:

## IV. CARACTERIZACIÓN DEL MODELO DE LINEAL

---

Tabla IV.5. Resultados del pesaje en plano horizontal.

Rueda	Pesaje (kg)	Ejes (kg)	Total (kg)
Delantera izquierda	248,0	465,0	788,0
Delantera derecha	217,0		
Trasera izquierda	150,0	323,0	
Trasera derecha	173,0		

De los resultados obtenidos del pesaje (representados en la tabla IV.5), se observa que la distribución de pesos no es simétrica en ninguno de los dos ejes. Mientras que en el eje delantero la rueda izquierda soporta 31,0 kg más que la opuesta, en el eje trasero la rueda derecha soporta 23,0 kg más que su contraria.

En el caso del eje delantero, pese a que la disposición del motor y la caja de cambios es longitudinal, los colectores, el sistema de escape, el radiador y el sistema de frenado se sitúan en la parte izquierda. Y en el caso del eje trasero, el depósito se sitúa ligeramente desplazado hacia la derecha y el brazo de suspensión derecho tiene mayores dimensiones que el izquierdo. Por estas razones se obtiene tal asimetría.

Debido a la complejidad que supone realizar un cálculo manual con esta asimetría, se obvia este hecho y se considera que el eje delantero soporta un total de 465,0 kg y el eje trasero 323,0 kg, repartidos de forma simétrica entre ambas ruedas con un peso total del vehículo de 788,0 kg.

Para obtener la posición del centro de gravedad en el eje longitudinal, se hace uso de las fórmulas (III.1) y (III.2).

Datos conocidos:

- $B = 2419,0 \text{ mm}$
- $P^T = 788,0 \text{ kg}$
- $P_d^T = 465,0 \text{ kg}$
- $P_t^T = 323,0 \text{ kg}$

$$l_{1.cg}^T = \frac{P_t^T \cdot B}{P^T} = \frac{465,0[kg] \cdot 2419,0[mm]}{788,0[kg]} = 1427,5 \text{ mm}$$

## IV. CARACTERIZACIÓN DEL MODELO DE LINEAL

---

$$l_{2\_cg}^T = \frac{P_d^T \cdot B}{P^T} = \frac{323,0[kg] \cdot 2419,0[kg]}{788,0[kg]} = 991,5 \text{ mm}$$

Para obtener la altura del centro de masas, se procede al pesaje del vehículo sobre un plano inclinado. Para la obtención de un valor exacto de este punto, sería necesario el pesaje en unas condiciones especiales. En primer lugar, el vehículo no debería estar provisto ni de carburante ni de lubricantes, ya que al inclinarse desplazan el peso hacia el eje no levantado. Y por otro lado sería necesario el bloqueo de las suspensiones, para evitar el desplazamiento de la masa suspendida.

Debido a imposibilidad de realizar el pesaje bajo estas condiciones, se asume que el lugar geométrico resultante sufrirá cierta desviación respecto al real. Los cálculos se han realizado según el procedimiento del apartado III.1 haciendo uso de la fórmula (III.3).

Los valores del pesaje se recogen en la tabla IV.6. Las condiciones de pesaje son las mismas que en el caso anterior.

**Tabla IV.6.** Resultados obtenidos del pesaje en plano inclinado.

	Pesaje (kg)	Ejes (kg)	Total (kg)
Delantera izq.	246,5	455,5	788,0
Delantera der.	209,0		
Trasera izq.	151,5	332,5	
Trasera der.	181,0		

- Datos conocidos (medida directa):
  - $P^T = 788,0 \text{ kg}$
  - $P_d^T = 455,5 \text{ kg}$
  - $R_c = 281,1 \text{ mm}$
  - $l_{2\_cg}^T = 1427,5 \text{ mm}$
  - $B = 2419,0 \text{ mm}$
  - $\alpha = 4,74^\circ = 0,083 \text{ rad}$

## IV. CARACTERIZACIÓN DEL MODELO DE LINEAL

---

$$h_{cg}^T = \frac{P^T \cdot (R_c \cdot \operatorname{tg}\alpha + l_{2\_cg}^T) - P_d^T \cdot B}{P^T \cdot \operatorname{tg}\alpha} =$$
$$= \frac{788,0[\text{kg}] \cdot (274,0[\text{mm}] \cdot \tan(4,74 [^\circ]) + 1427,5[\text{mm}]) - 455,5[\text{kg}] \cdot 2419,0[\text{mm}]}{788,0[\text{kg}] \cdot \operatorname{tg}(4,74 [^\circ])}$$

$$h_{cg}^T = 632,6 \text{ mm}$$

Por tanto, la altura del centro de gravedad del vehículo se sitúa a 632,4 mm del suelo. Combinando este dato con los resultados de las fórmulas (III.1) y (III.2), se localiza la situación espacial del centro de masas del conjunto en  $c_g^T$ .

Pese a que el vehículo tiene un centro de gravedad específico, dicho punto no se puede aplicar a los estudios dinámicos ya que el peso del conductor no consta reflejado. De modo que es necesaria la corrección de este valor considerando que el conductor se trata de una persona de 70,0 kg.

En primer lugar, se procede al cálculo del reparto de pesos del conductor sobre cada uno de los ejes. Como se ha mencionado anteriormente, el reparto de pesos se considera únicamente entre el eje trasero y delantero, y no entre las cuatro ruedas, por lo que no se tiene en cuenta que el peso del conductor se sitúe en la parte izquierda del vehículo y no en el plano medio.

Para calcular el reparto del peso entre los ejes, se hace uso de las fórmulas (IV.1) y (IV.2) siguiendo el mismo procedimiento que en el caso del conjunto completo. En la tabla IV.7 se muestran los datos relacionados con la posición del centro de masas del conductor considerando que se localiza en el plano medio del conjunto.

**Tabla IV.7.** Datos referentes a la posición del centro de gravedad del conductor.

Peso conductor			
Peso conductor	$P_{\text{conductor}} =$	70,0	kg
Distancia eje delantero	$a' =$	1360,0	mm
Distancia eje trasero	$b' =$	1059,0	mm

En primer lugar, la fórmula (IV.1) representa la distribución del peso del conductor entre ambos ejes:

## IV. CARACTERIZACIÓN DEL MODELO DE LINEAL

$$P_{Conductor} = P_{Trasero} + P_{Delantero} \quad (IV.1)$$

Y en segundo lugar, la fórmula III.2 representa el sumatorio de momentos respecto al eje delantero (A).

$$M_A = P_{Conductor} \cdot a' = P_{Trasero} \cdot (a' + b') \quad (IV.2)$$

A partir del sistema de ecuaciones se obtiene:

$$M_A = P_{Conductor} \cdot a' = P_{Trasero} \cdot b' = 70,0 \cdot 1360,0 = P_{Trasero} \cdot (1360 + 1059,0) \rightarrow$$

$$P_{Trasero} = 39,4 \text{ kg}$$

$$P_{Conductor} = P_{Trasero} + P_{Delantero}$$

$$P_{Delantero} = P_{Conductor} - P_{Trasero} = 70 - 39,36 = 30,6 \text{ kg}$$

Por tanto, el peso total por eje es de:

$$P_d^T = 465,0[\text{kg}] + 30,6 \text{ kg}[\text{kg}] = 495,6 \text{ kg}$$

$$P_t^T = 323,0[\text{kg}] + 39,4[\text{kg}] = 362,4 \text{ kg}$$

$$P^T = P_d^T + P_t^T = 495,6 [\text{kg}] + 362,4 [\text{kg}] = 858,0 \text{ kg}$$

Una vez calculado el de peso por ejes referente al conductor, es necesario corregir la posición del centro de gravedad del vehículo. Conociendo que la nueva distribución de pesos por eje es:

Tabla IV.8. Masas características del modelo de estudio.

Distribución de masas del modelo de estudio			
Peso eje delantero	Pd	495,6	kg
Peso eje trasero	Pt	362,4	kg
Peso masa semisuspendida delantera	Pdmss	61,6	kg
Peso masa semisuspendida trasera	Ptmss	61,6	kg
Peso masa suspendida delantera	Pdms	434,0	kg
Peso masa suspendida trasera	Ptms	300,8	kg

## IV. CARACTERIZACIÓN DEL MODELO DE LINEAL

---

La tabla IV.9 recopila los pesos y las ubicaciones de ambos centros de gravedad de ambos cuerpos para corregir el resultado. Dicha corrección es necesaria ya que al tratarse de un vehículo que en vacío apenas alcanza los 800,0 kg, el peso del conductor representa un 8,2% del total. De este modo los resultados obtenidos en los análisis dinámicos son más próximos a la realidad. Para realizar la corrección se hace uso de la fórmula (III.4) utilizada para el cálculo de centroides.

La tabla IV.9 recoge los valores de los centros de gravedad y su situación espacial.

**Tabla IV.9.** Características y coordenadas de los centros de gravedad del vehículo y del conductor.

Parámetros	Valores	Unidades
Peso vehículo (Pv)	788,0	kg
Peso conductor (Pc)	70,0	kg
Posición Eje X Cg Vehículo (Xcgv)	991,9	mm
Posición Eje Y Cg Vehículo (Ycgv)	632,6	mm
Posición Eje X Cg Conductor (Xcgc)	1360,0	mm
Posición Eje Y Cg Conductor (Ycgc)	650,0	mm

Con la aplicación de la fórmula (III.4), se obtienen de manera directa las coordenadas del sistema formado por ambos cuerpos, tanto en el eje horizontal (H) como en el vertical (V):

$$c_{g_H} = \frac{\sum x \cdot P}{\sum P} = \frac{1360,0 \cdot 70,0 + 991,5 \cdot 788,0}{70,0 + 788,0} = 1021,6 \text{ mm}$$

$$c_{g_V} = \frac{\sum y \cdot P}{\sum P} = \frac{650,0 \cdot 70,0 + 632,6 \cdot 788,0}{70,0 + 788,0} = 634,0 \text{ mm}$$

La coordenada "z" no se considera ya que como anteriormente se ha mencionado, el modelo se simplifica asumiendo que es perfectamente simétrico en cuanto la distribución de pesos por ruedas del mismo eje.

## **IV. CARACTERIZACIÓN DEL MODELO DE LINEAL**

---

Finalmente, una vez conocida la posición del centro de gravedad del vehículo en condiciones reales de conducción, se determinan los centros de gravedad de las masas suspendidas y semisuspendidas tal como recogen los siguientes apartado, a fin de poder completar el modelo lineal.

### **IV.2.2. Centros de gravedad de las masas semisuspendidas.**

Se entiende como masas semisuspendidas a los pesos de todos aquellos componentes que forman parte del sistema de suspensión y que de manera directa o indirecta están en contacto con el suelo. Algunos ejemplos pueden ser las ruedas, los amortiguadores, el sistema de frenado, los brazos y demás componentes estructurales que no están fijados de forma rígida a la carrocería.

El objetivo de este apartado es obtener dos puntos (Delantero y trasero) que representen el centro de gravedad equivalente a todos los componentes. Sobre el plano vertical del eje delantero se representa el equivalente a todas las masas no suspendidas referentes al tren delantero y de igual forma en la parte trasera.

Las masas de todos los componentes y sus ubicaciones se obtienen mediante la medición directa de los mismos, y se recogen en la tabla IV.10.



## IV. CARACTERIZACIÓN DEL MODELO DE LINEAL

Tabla IV.10. Pesos de los componentes de las masas no suspendidas.

Componente	Punto	Peso	Posición X (mm)	Posición Y (mm)	Posición Z (mm)
Suspensión delantera					
Neumático	Pdss1	5,9	0	274,1	644,0
Llanta	Pdss2	5,2	0	274,1	644,0
Mangueta (Sistema de frenado)	Pdss3	10,2	0	274,1	644,0
Brazo superior delantero	Pdss4	3,9	0	449,0	398,5
Brazo inferior delantero	Pdss5	4,2	0	209,5	439,0
Amortiguador delantero	Pdss6	1,4	0	368,3	317,0
Suspensión trasera					
Neumático	Ptss1	5,9	2419,0	274,1	622,0
Llanta	Ptss2	5,2	2419,0	274,1	622,0
Brazo trasero derecho	Ptss3	13,2	2239,5	288,6	622,0
Conjunto freno de tambor	Ptss5	4,7	2419,0	274,1	622,0
Amortiguador trasero	Ptss6	1,6	2353,2	536,0	622,0

En primer lugar, se estudia el tren delantero tal como se observa en la figura IV.11.

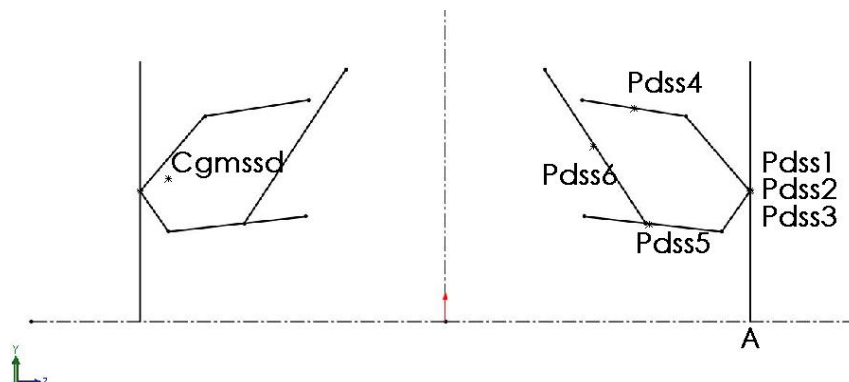


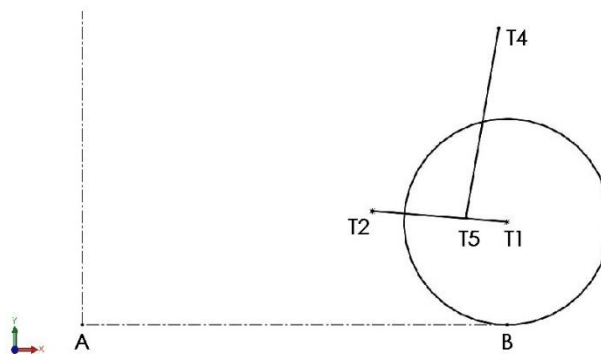
Figura IV.11. Posición geométrica sobre el plano vertical del tren delantero de los centros de masas de los componentes no suspendidos.

## IV. CARACTERIZACIÓN DEL MODELO DE LINEAL

---

Debido a la imposibilidad de conocer de manera exacta el centro de masas de cada componente, se considera que este recae justo en el punto medio de cada una de las barras que forman el sistema. Por otro lado, tal como se ha mencionado anteriormente, todos los pesos se proyectan sobre el plano vertical del eje delantero (YZ), por lo que para el análisis final cuando se analicen ambos lados a la vez, el centro de gravedad equivalente ( $C_{gmssd}$ ) recaerá justo en el plano medio, ya que ambos lados se compensan.

Y en segundo lugar se estudia el tren trasero como se representa en la figura IV.12.



**Figura IV.12.** Posición geométrica sobre el plano lateral del tren trasero de los centros de masas de los componentes no suspendidos.

En este caso, al tratarse de un sistema de brazos arrastrados, el análisis se realiza desde la vista lateral izquierda, procediendo de igual forma que en el caso anterior. Se simplifica el conjunto a un modelo geométrico, se aplica el total de la masa de los componentes a los puntos intermedios y se obtienen las ubicaciones de los centros de gravedad de cada componente. Finalmente, de igual forma que en el caso anterior, estas se proyectan sobre el plano vertical del eje de rotación de las ruedas para la creación del modelo definitivo.

Una vez conocidos las ubicaciones de los centros de gravedad de cada componente, y sabiendo que se proyectan sobre los planos verticales de sus respectivos ejes, se procede al cálculo del centro de masas equivalente en cada eje mediante la aplicación de la fórmula III.4 para el cálculo de centroides.

En primer lugar, para el tren delantero resulta lo siguiente:

## IV. CARACTERIZACIÓN DEL MODELO DE LINEAL

---

$$c_{gmssd\_y} = \frac{\sum y \cdot P}{\sum P} =$$
$$= \frac{(274,1 \cdot 5,9) + (274,1 \cdot 5,2) + (274,1 \cdot 10,2) + (449 \cdot 3,9) + (209,5 \cdot 4,2) + (368,3 \cdot 1,4)}{(5,9) + (5,2) + (10,2) + (3,9) + (4,2) + (1,4)}$$
$$c_{gmssd\_y} = \mathbf{291,7 \text{ mm}}$$

Y en segundo lugar para el tren trasero se obtiene:

$$c_{gmssd\_y} = \frac{\sum y \cdot P}{\sum P} =$$
$$= \frac{(274,1 \cdot 5,9) + (274,1 \cdot 5,2) + (288,6 \cdot 13,2) + (274,1 \cdot 4,7) + (536 \cdot 1,6)}{(5,9) + (5,2) + (13,2) + (4,7) + (1,6)}$$
$$c_{gmssd\_y} = \mathbf{294,8 \text{ mm}}$$

De este modo quedan localizadas las alturas de los centros de gravedad de ambos ejes, que actúan en el plano medio longitudinal del vehículo y en el plano vertical de sus respectivos ejes por tratarse de un modelo completamente simétrico tal como representa la figura IV.13.

### IV.2.3. Centro de gravedad de la masa suspendida

Se sigue el procedimiento marcado en el apartado III.1. Ya que no es posible aislar el conjunto suspendido, se parte de los centros de gravedad previamente determinados y haciendo uso de nuevo de la fórmula III.4, se obtiene el centro de masas, que queda situado en el plano longitudinal del vehículo.

$$c_{gms\_y} = \frac{\sum y \cdot P}{\sum P} = \frac{634 \cdot 858,0 - 291,7 \cdot 61,6 - 294 \cdot 61,2}{858 - 61,6 - 61,2} = \mathbf{691,2 \text{ mm}}$$
$$c_{gms\_x} = \frac{\sum y \cdot P}{\sum P} = \frac{1021,6 \cdot 858 + (-0 \cdot 61,6) + (-2419,0 \cdot 61,2)}{858 - 61,6 - 61,2} = \mathbf{990,1 \text{ mm}}$$

Una vez localizado se implementa en el modelo geométrico, quedando así localizados todos los puntos clave referentes a las masas del vehículo: el centro de gravedad de las masas no suspendidas del eje delantero, el centro de gravedad de las masas no suspendidas del eje trasero y el dentro de gravedad de las masas suspendidas, todos ellos recogidos en la tabla IV.11.

El siguiente apartado recoge todos los resultados obtenidos y establece el modelo definitivo para el cálculo dinámico posterior.

### IV.3. Modelo de estudio

A partir del modelo geométrico lineal y de los centros de gravedad obtenidos se establece el modelo simplificado del vehículo que se muestra en la figura III.13.

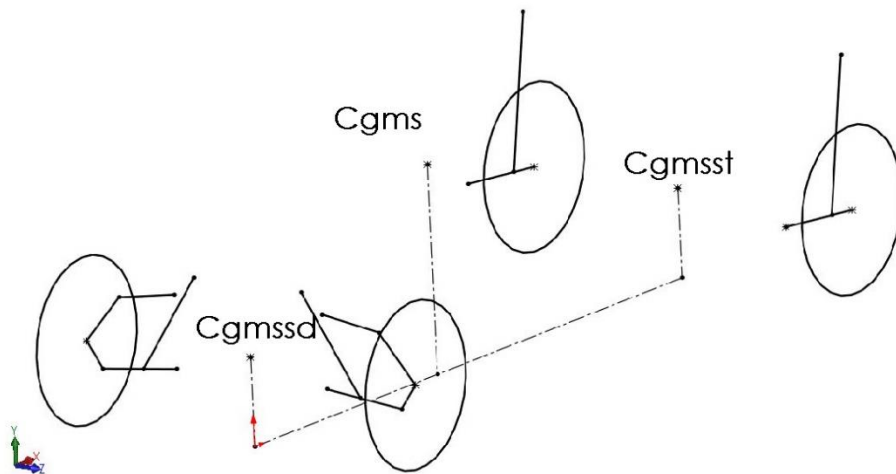


Figura III.13. Modelo de estudio simplificado del vehículo.

Se trata de una simplificación ya que para el cálculo manual no es posible estudiar las infinitas fuerzas que actúan sobre el vehículo, por lo que es necesario concentrarlas sobre ciertos puntos característicos. Las localizaciones de dichos puntos se recogen en la tabla IV.11.

## IV. CARACTERIZACIÓN DEL MODELO DE LINEAL

---

Tabla IV.11. Localización de los centros de gravedad de las masas suspendidas y semisuspendidas.

Descripción	Punto	Peso (kg)	Posición X (mm)	Posición Y (mm)	Posición Z (mm)
Centro de gravedad conjunto	Cg	858,0	1021,6	633,8	0
Centro de gravedad mss delantero	Cgmss d	61,6	0,0	291,7	0
Centro de gravedad mss trasero	Cgmsst	61,2	2338,1	294,0	0
Centro de gravedad ms	Cgms	735,2	997,6	690,7	0

Las simplificaciones que se han realizado para la obtención del modelo, junto a sus justificaciones se recogen a continuación.

- Se establece que el modelo es completamente simétrico.
- Se establece que centro de gravedad de cada componente de la suspensión recae exactamente en su centro geométrico.
- Se proyectan todas las masas semisuspendidas a los planos verticales de sus respectivos ejes.
- Los tres puntos finales se proyectan sobre el plano medio longitudinal.

Estas simplificaciones hacen posible el estudio sin el uso de un software específico. De este modo se consigue un modelo al cual se le puede realizar un análisis dinámico y sobre el cual se pueden realizar las comparaciones posteriores a las modificaciones, obteniendo así unos resultados cuantitativos a modo de referencia.

# **V. CÁLCULOS**

## **CÁLCULOS**

## V.CÁLCULOS

---

Los cálculos referentes a este apartado tienen como objetivo determinar cómo se trasladan las cargas entre las distintas ruedas durante el paso por curva. De este modo se determina el comportamiento virador del vehículo, así como su estabilidad.

En primer lugar, se determinan las condiciones de contorno:

1. El vehículo circula a velocidad constante  $v_c$ .
2. El vehículo circula trazando una trayectoria circular de radio  $R$ .
3. El vehículo se encuentra trazando una curva hacia la izquierda.
4. El pavimento es completamente horizontal, no hay peralte.
5. Se circula sobre asfalto seco.
6. La trayectoria es completamente horizontal, no hay pendiente.
7. El par motor es constante y el máximo alcanzable por el vehículo.
8. No hay viento.

El estudio se realiza partiendo para un total de diez radios de giro distintos, con el objetivo de determinar la velocidad máxima en cada uno de ellos. Los valores de los radios de giro establecidos son: 10 m, 25 m, 50 m, 100 m y 200 m.

Una vez establecidas las condiciones para el estudio se establece el valor de la rigidez de la suspensión del vehículo.

### **V.1. Caracterización de la rigidez de la suspensión.**

El mayor inconveniente es obtener un valor preciso de la rigidez de los componentes elásticos, debido a las grandes deformaciones a las que están sometidos. Esto se debe a que el valor de la rigidez evoluciona de manera lineal cuando las variaciones torsionales son de pequeños grados, pero en el caso del vehículo de estudio las deformaciones son las siguientes:

# V.CÁLCULOS

Tabla V.1. Valores de recorrido angular de los componentes elásticos del vehículo.

Componente	Ángulo en reposo	Ángulo máximo
Barra de torsión delantera	34°	59°
Barra estabilizadora delantera	0°	25°
Barra de torsión trasera	20°	45°
Barra estabilizadora trasera	0°	25°

Por tanto, se parte de la premisa de que la rigidez de cada componente se mantiene constante durante todo su recorrido de trabajo. Para ello se parte de la fórmula III.5 y del análisis de pesos realizado. Se estudian las sollicitaciones según la figura V.1, siendo la masa suspendida que recae en cada lado la que solicita la barra de torsión, generando un momento torsor en función de la longitud del brazo de suspensión.

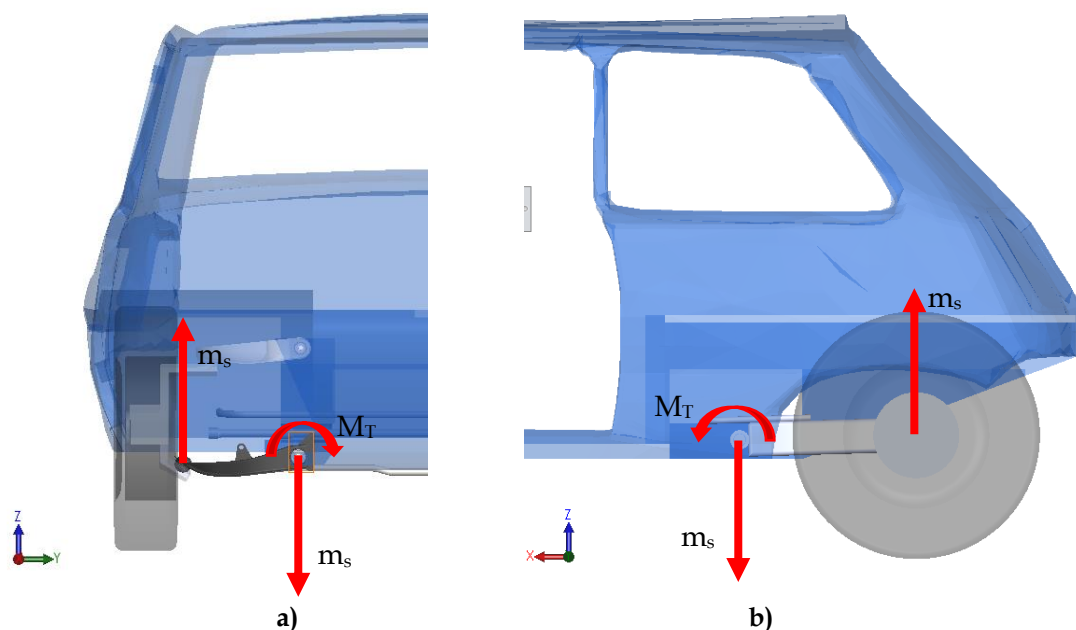


Figura V.1. Esquema de los momentos generados sobre las barras de torsión. a) Suspensión delantera. b) suspensión trasera.



## V.CÁLCULOS

---

Por lo que respecta a las barras de torsión delanteras, tomando como referencia la parte derecha, se obtiene que el valor de módulo cortante de rigidez para la posición de reposo es:

$$G_d = \frac{M_T \cdot l}{\theta \cdot I_0} = \frac{536,3[N \cdot m] \cdot 1,004[m]}{0,593 [rad] \cdot 7,45 \cdot 10^{-9}[m^4]} = 12,2 \cdot 10^{10} \frac{N}{m^2}$$

- Siendo:
  - $M_T = m_s \cdot L_{\text{Brazo}} = 186,2 \cdot 0,288 = 53,63 \text{ kg} \cdot \text{m} = 536,3 \text{ N} \cdot \text{m}$ .
  - $l = 1,004 \text{ m}$ .
  - $\theta = 40^\circ = 0,690 \text{ rad}$ .
  - $I_0 = I_0 = \frac{\pi \cdot (16,6 \cdot 10^{-3})^4}{32} = 7,45 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4$ .

Por otro lado, para la parte trasera se toma como referencia la barra de torsión derecha, ya que es la que torsiona durante el giro, quedando el valor del módulo elástico cortante para la posición de reposo:

$$G_t = \frac{M_T \cdot l}{\theta \cdot I_0} = \frac{497,7[N \cdot m] \cdot 0,868[m]}{0,279 [rad] \cdot 14,78 \cdot 10^{-9}[m^4]} = 10,5 \cdot 10^{10} \frac{N}{m^2}$$

- Siendo:
  - $M_T = m_s \cdot L_{\text{Brazo}} = (173,0 - 30,8) \cdot 0,350 = 49,77 \text{ kg} \cdot \text{m} = 497,7 \text{ N} \cdot \text{m}$
  - $l = 0,868 \text{ m}$
  - $\theta = 16 = 0,279 \text{ rad}$
  - $I_0 = I_0 = \frac{\pi \cdot (19,7 \cdot 10^{-3})^4}{32} = 14,78 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4$

Una vez aproximados los módulos de elasticidad cortante de la parte delantera y trasera, se aplica cada módulo tanto a la barra estabilizadora como a la barra de torsión de sus respectivos ejes. De este modo, ya se puede calcular la rigidez de cada uno de los componentes elásticos para su posición de reposo mediante la fórmula (III.8).

$$k_{b_{tor\_est}}^d = \frac{G_d \cdot I_0}{l} = \frac{12,2 \cdot 10^{10}[N/m^2] \cdot 7,5 \cdot 10^{-9} [m^4]}{1,004 [m]} = 904 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$k_{b_{est\_est}}^d = \frac{G_d \cdot I_0}{l} = \frac{12,2 \cdot 10^{10}[N/m^2] \cdot 6,4 \cdot 10^{-9} [m^4]}{0,599 [m]} = 1308 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$k_{b_{tor\_est}}^t = \frac{G_t \cdot I_0}{l} = \frac{10,5 \cdot 10^{10}[N/m^2] \cdot 14,8 \cdot 10^{-9} [m^4]}{0,868 [m]} = 1782 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$k_{b_{est\_est}}^d = \frac{G_d \cdot I_0}{l} = \frac{10,5 \cdot 10^{10}[N/m^2] \cdot 3,8 \cdot 10^{-9} [m^4]}{0,880 [m]} = 448 \text{ N} \cdot \text{m}$$

## V.CÁLCULOS

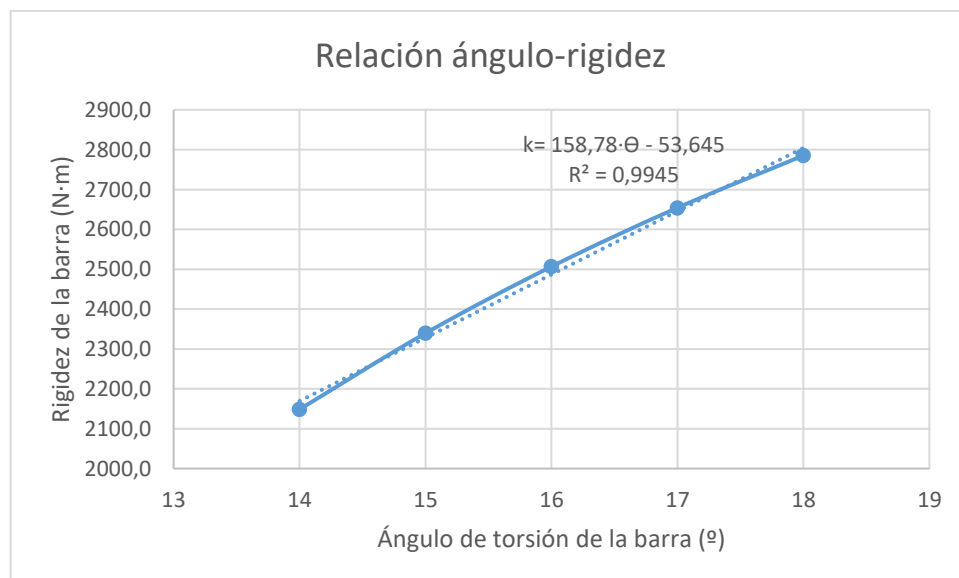
A continuación, se necesita calcular la tendencia que sigue la rigidez a medida que se torsionan las barras, para ello se realiza un ensayo de torsión sobre la barra trasera izquierda, utilizando el vehículo como base y el brazo de suspensión como brazo de palanca para aplicar las cargas. Después de realizar un total de cinco mediciones aumentando el momento torsor en cada una de ellas, se recogen los resultados en la tabla V.2.

**Tabla V.2** Valores de la torsión de la barra en función del momento aplicado durante el ensayo de la barra de torsión trasera.

Medida	1	2	3	4	5
Momento torsor (N·m)	525,0	612,5	700,0	787,5	875,0
Ángulo de torsión (°)	14	15	16	17	18

Mediante las fórmulas III.5 y III.8 se puede calcular el valor de la rigidez que presenta la barra para cada ángulo de torsión.

Este incremento se encuentra representado en la figura V.2.



**Figura V.2.** Tendencia del incremento de rigidez en función del ángulo de la barra de torsión trasera.

## V.CÁLCULOS

---

Tal como se observa, el aumento es prácticamente lineal (1° por cada 87 N·m aproximadamente), por lo que se puede caracterizar según la línea de tendencia  $k=158,78 \cdot \Theta - 53,645$  a partir de la zona de trabajo. El crecimiento medio de la rigidez por cada incremento del ángulo de torsión es del 5,5%, que a modo de simplificación se puede aplicar a todos los componentes elásticos.

Partiendo de la tabla V.1, que recoge la variación angular máxima, se puede calcular de forma aproximada el valor máximo que alcanzará el valor de la rigidez en cada componente, sabiendo que el incremento es de un 5,5% por cada grado de torsión:

$$k_{b\_tor\_max}^d = 3268 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$k_{b\_est\_max}^d = 4727 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$k_{b\_tor\_max}^t = 6442 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$k_{b\_est\_max}^d = 1621 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Y finalmente, para que los valores de rigidez simulen el comportamiento real de la manera más fiel posible se realiza la media entre el valor de reposo y el valor máximo, siendo los resultados:

$$k_{b\_tor}^d = 2086 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$k_{b\_est}^d = 3018 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$k_{b\_tor}^t = 4112 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$k_{b\_est}^d = 1035 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Con los valores de rigidez de cada uno de los componentes ya establecidos, se procede a calcular cómo evoluciona la transferencia de cargas de las ruedas interiores a las exteriores, en función de la velocidad en una curva de radio R.

# V.CÁLCULOS

---

## V.2. Cálculo de la fuerza lateral.

Se entiende por fuerza lateral el sumatorio de todas aquellas que actúan de forma perpendicular al plano medio longitudinal del vehículo, y pueden tener dos naturalezas distintas.

Una de ellas es la debida a la acción del viento ( $F_{v1}$  y  $F_{vt}$ ) que en este caso es nula, ya que  $v_v = 0$  m/s. Y la restante es la a la aceleración centrífuga generada por el giro. Esta última es directamente proporcional a la masa del vehículo y a la aceleración centrífuga que aparece durante los giros III.33. Como la masa se mantiene constante en todo momento, el valor de la fuerza centrífuga se puede dejar en función de la velocidad para cada uno de los radios de giro. La expresión III.32 utilizada para los cálculos es:

$$F_c = m \cdot \frac{v^2}{R_n}$$

Y conociendo el valor de la masa total que se traslada a cada eje del vehículo:

$$F_c^d(v) = 495,6 \cdot \frac{v^2}{R_n} \text{ N}$$

$$F_c^d(v) = 49,6 \cdot \frac{v^2}{R_n} \text{ kg}$$

$$F_c^t(v) = 362,3 \cdot \frac{v^2}{R_n} \text{ N}$$

$$F_c^t(v) = 36,2 \cdot \frac{v^2}{R_n} \text{ kg}$$

Por tanto, la fuerza lateral que actúa sobre el vehículo queda definida por  $F_c(v)$  para cada uno de los radios de giro estudiados.

## V.3. Cálculo de la transferencia total entre ruedas.

A partir del pesaje en estático del vehículo se determina como se distribuyen los pesos durante el paso por curva.

En primer lugar, se establecen los pesos sobre cada rueda en estáticos

- Rueda delantera izquierda:  $P_{dI}^{est} = \frac{P_{d.eje}^{est}}{2} = 495,60/2$

## V.CÁLCULOS

---

$$P_{d,I}^{est} = 247,82 \text{ kg}$$

○ Rueda delantera derecha:  $P_{d,D}^{est} = \frac{P_{d,eje}^{est}}{2} = 495,60/2$

$$P_{d,D}^{est} = 247,82 \text{ kg}$$

○ Rueda trasera izquierda:  $P_{t,I}^{est} = \frac{P_{t,eje}^{est}}{2} = 362,4/2$

$$P_{t,I}^{est} = 181,18 \text{ kg}$$

○ Rueda trasera derecha:  $P_{t,D}^{est} = \frac{P_{t,eje}^{est}}{2} = 362,4/2$

$$P_{t,D}^{est} = 181,18 \text{ kg}$$

A continuación, se calcula la transferencia de carga del eje delantero al eje trasero debido a:

- **La carga aerodinámica (III.28):**

Los valores de ancho (b) y alto (h), se obtienen del (Manual de Taller. Renault 5, 1986), siendo 1403,0 mm y 1525,0 mm respectivamente.

El valor del peso específico del aire ( $\rho$ ), se utiliza el proporcionado por ("Air Density and Specific Weight Table, Equations and Calculator", 2021), siendo  $1,225 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$  para una temperatura de 15°C a nivel del mar.

El valor de la constante adimensional (C) se establece que sea de 0,7, debido a la geometría rectangular que presenta la cara frontal.

Por tanto:

$$\begin{aligned} P_a(v) &= R_a \cdot \frac{h'}{L} = K_a \cdot S \cdot v^2 \cdot \frac{h'}{L} = \rho \cdot \frac{C}{2 \cdot g} \cdot 0,8 \cdot b \cdot h \cdot v^2 \cdot \frac{h'}{L} = \\ &= 1,225 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \cdot \frac{0,7}{2 \cdot 9,81 \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]} \cdot 0,8 \cdot (1,403)[\text{m}] \cdot (1,525)[\text{m}] \cdot v^2 \cdot \frac{(0,762)[\text{m}]}{(2,419)[\text{m}]} \end{aligned}$$

$$P_a(v) = 0,0236 \cdot v^2 [\text{m/s}] \text{ kg}$$

- **Al par de encabritamiento (III.30):**

(Par máximo según ficha técnica = 9,6 kg · m)

$$P_c = \frac{C}{L} = \frac{9,6 [\text{kg} \cdot \text{m}]}{2,419[\text{m}]} = 3,96 \text{ kg}$$

## V.CÁLCULOS

---

$$P_c = 3,96 \text{ kg}$$

- A la fuerza inercial (III.29):

$$P_j = \frac{P \cdot j \cdot h}{g \cdot L} = \frac{858[\text{kg}] \cdot 0[\text{m/s}^2] \cdot 0,634[\text{m}]}{9,81[\text{m/s}^2] \cdot 2,419[\text{m}]}$$

$$P_j = 0 \text{ kg}$$

- A la pendiente (III.31):

$$P_p = x \cdot \frac{h}{L} = 0 [\%] \cdot \frac{0,634[\text{m}]}{2,419[\text{m}]}$$

$$P_p = 0 \text{ kg}$$

Por tanto, la masa total transferida del eje delantero al eje trasero es de:

$$\Sigma P = P_a + P_c + P_j + P_p = 0,0236 \cdot v^2 + 3,96 + 0 + 0$$

$$\Sigma P = 0,0236 \cdot v^2 + 3,96 \text{ kg}$$

Y como se considera un modelo simétrico, el reparto hacia cada rueda se realiza de manera equitativa, quedando el reparto entre ruedas:

- Rueda delantera izquierda:  $P'_{dl} = P_{dl}^{est} - \Sigma P / 2$

$$P'_{dl}(v) = 243,85 - \frac{0,0236 \cdot v^2 + 3,96}{2} \text{ kg}$$

- Rueda delantera derecha:  $P'_{dd} = P_{dd}^{est} - \Sigma P / 2$

$$P'_{dd}(v) = 243,85 - \frac{0,0236 \cdot v^2 + 3,96}{2} \text{ kg}$$

- Rueda trasera izquierda:  $P'_{tl} = P_{tl}^{est} + \Sigma P / 2$

$$P'_{tl} = 181,18 + \frac{0,0236 \cdot v^2 + 3,96}{2} \text{ kg}$$

- Rueda trasera derecha:  $P'_{td} = P_{td}^{est} + \Sigma P / 2$

$$P'_{td} = 181,18 + \frac{0,0236 \cdot v^2 + 3,96}{2} \text{ kg}$$

## V.CÁLCULOS

Y finalmente se calculan las transferencias de carga debidas a las fuerzas laterales. En este caso, los resultados se representan en función de “v” para un radio R, tal como se observa a continuación:

- Debido al balanceo (III.16) y (III.18 y III.19):

$$\Delta F_{z\theta_s}^d(v) = \frac{K_{\theta_s}^d \cdot \theta_s}{A_v^d} = \frac{K_{\theta_s}^d \cdot \left( \frac{m_s \cdot d \cdot \frac{v^2}{R}}{K_{\beta_s} - m_s \cdot g \cdot d} \right)}{A_v^d}$$

$$\Delta F_{z\theta_s}^d(v) = \frac{5104[N \cdot m] \cdot \left( \frac{734,8[kg] \cdot 0,69[m] \cdot \frac{v^2}{R[m]}}{10250[N \cdot m] - 738,4[kg] \cdot 9,81[\frac{m}{s^2}] \cdot 0,69[m]} \right)}{1,288[m]} = 382,3 \cdot \frac{v^2}{R} N$$

$$\Delta F_{z\theta_s}^d(v) = 38,23 \cdot \frac{v^2}{R} kg$$

$$\Delta F_{z\theta_s}^t(v) = \frac{K_{\theta_s}^t \cdot \theta_s}{A_v^t} = \frac{K_{\theta_s}^t \cdot \left( \frac{m_s \cdot d \cdot \frac{v^2}{R}}{K_{\beta_s} - m_s \cdot g \cdot d} \right)}{A_v^t}$$

$$\Delta F_{z\theta_s}^t(v) = \frac{5147[N \cdot m] \cdot \left( \frac{734,8[kg] \cdot 0,69[m] \cdot \frac{v^2}{R[m]}}{10250[N \cdot m] - 738,4[kg] \cdot 9,81[\frac{m}{s^2}] \cdot 0,691[m]} \right)}{1,244[m]} = 399,2 \cdot \frac{v^2}{R} N$$

$$\Delta F_{z\theta_s}^t(v) = 39,92 \cdot \frac{v^2}{R} kg$$

- Debido a la altura del centro de balanceo (III.23 y III.24):

$$\Delta F_{z_s}^d(v) = \frac{m_s^d \cdot \frac{v^2}{R} \cdot z_R^d}{A_v} = \frac{434,0[kg] \cdot \frac{v^2}{R[m]} \cdot 0,002[m]}{1,288[m]} = 0,67 N$$

$$\Delta F_{z_s}^d(v) = 0,07 \cdot \frac{v^2}{R} kg$$

$$\Delta F_{z_s}^t(v) = \frac{m_s^t \cdot \frac{v^2}{R} \cdot z_R^t}{A_v} = \frac{300,8[kg] \cdot \frac{v^2}{R[m]} \cdot 0[m]}{1,244[m]} = 0 N$$

$$\Delta F_{z_s}^t(v) = 0 \cdot \frac{v^2}{R} kg$$

## V.CÁLCULOS

---

- Debido a la altura del centro de gravedad de la masa semisuspendida (III.25 y III.26):

$$\Delta F_{zss}^d(v) = \frac{m_{ss}^d \cdot \frac{v^2}{R} \cdot h_{ss}^d}{A_v^d} = \frac{61,6[kg] \cdot \frac{v^2}{R[m]} \cdot 0,292[m]}{1,288[m]} = 13,9 \cdot \frac{v^2}{R} N$$

$$\Delta F_{zss}^d(v) = 1,40 \cdot \frac{v^2}{R} kg$$

$$\Delta F_{zss}^t(v) = \frac{m_{ss}^t \cdot \frac{v^2}{R} \cdot h_{ss}^t}{A_v^t} = \frac{61,6[kg] \cdot \frac{v^2}{R[m]} \cdot 0,295[m]}{1,244[m]} = 14,6 \cdot \frac{v^2}{R} N$$

$$\Delta F_{zss}^t(v) = 1,46 \cdot \frac{v^2}{R} kg$$

Por tanto, la transferencia total de cargas queda determinada por la expresión:

$$\Delta F_T^d(v) = \Delta F_{z\theta s}^d(a_y) + \Delta F_{zs}^d(a_y) + \Delta F_{zss}^d(a_y) = 38,23 \cdot \frac{v^2}{R} + 0,070 \cdot \frac{v^2}{R} + 1,40 \cdot \frac{v^2}{R} kg$$

$$\Delta F_T^d(a_y) = 39,69 \cdot \frac{v^2}{R} kg$$

$$\Delta F_T^t(v) = \Delta F_{z\theta s}^t(a_y) + \Delta F_{zs}^t(a_y) + \Delta F_{zss}^t(a_y) = 39,92 \cdot \frac{v^2}{R} + 0 \cdot \frac{v^2}{R} + 1,46 \cdot \frac{v^2}{R} kg$$

$$\Delta F_T^t(v) = 41,38 \cdot \frac{v^2}{R} kg$$

Quedando el reparto total entre ruedas en función de la velocidad:

- Rueda delantera izquierda:  $P''_{d_I}(v) = P'_{d_I}(v) - \Delta F_T^d(v)$

$$P''_{d_I}(v) = 247,82 - \frac{0,0236 \cdot v^2 + 3,96}{2} - 39,69 \cdot \frac{v^2}{R}$$

- Rueda delantera derecha:  $P''_{d_D}(v) = P'_{d_D}(v) + \Delta F_T^d(v)$

$$P''_{d_D}(v) = 247,82 + \frac{0,0236 \cdot v^2 + 3,96}{2} + 39,69 \cdot \frac{v^2}{R}$$

- Rueda trasera izquierda:  $P''_{t_I}(v) = P'_{t_I}(v) - \Delta F_T^t(v)$

$$P''_{t_I}(v) = 181,18 + \frac{0,0236 \cdot v^2 + 3,96}{2} - 41,38 \cdot \frac{v^2}{R}$$



## V.CÁLCULOS

---

○ Rueda trasera derecha:  $P''_{t_D}(v) = P'_{t_D}(v) + \Delta F_T^t(v)$

$$P''_{t_D} = 181,18 + \frac{0,0236 \cdot v^2 + 3,96}{2} + 41,38 \cdot \frac{v^2}{R}$$

De este modo quedan establecidos las cargas que soporta cada rueda ( $P''$ ) en función de la velocidad de circulación.

### V.4. Cálculo de la adherencia.

Tal como se expresa en el apartado III.8, la capacidad adherente de cada neumático depende exclusivamente del peso que soporta y el coeficiente de rozamiento con el suelo. Para este análisis, como en las condiciones de cálculo se establece que la calzada sobre la que se circula es asfalto seco, se toma como valor para el coeficiente de rozamiento  $\mu=0.6$ .

Por tanto, partiendo de la fórmula III.43, la adherencia para cada neumático es:

$$A_I^d = P''_{d_I}(v) \cdot \mu \quad \rightarrow A_I^d(v) = 0,6 \cdot \left[ 247,82 - \frac{0,0236 \cdot v^2 + 3,96}{2} - 39,69 \cdot \frac{v^2}{R} \right] \text{ kg}$$

$$A_D^d = P''_{d_D}(v) \cdot \mu \quad \rightarrow A_D^d(v) = 0,6 \cdot \left[ 247,82 - \frac{0,0236 \cdot v^2 + 3,96}{2} + 39,69 \cdot \frac{v^2}{R} \right] \text{ kg}$$

$$A_I^t = P''_{t_I}(v) \cdot \mu \quad \rightarrow A_I^t(v) = 0,6 \cdot \left[ 181,18 + \frac{0,0236 \cdot v^2 + 3,96}{2} - 41,38 \cdot \frac{v^2}{R} \right] \text{ kg}$$

$$A_D^t = P''_{t_D}(v) \cdot \mu \quad \rightarrow A_D^t(v) = 0,6 \cdot \left[ 181,18 + \frac{0,0236 \cdot v^2 + 3,96}{2} - 41,38 \cdot \frac{v^2}{R} \right] \text{ kg}$$

De este modo quedan establecidas las expresiones que proporcionan la adherencia de cada neumático, en función de la velocidad de circulación.

### V.5. Cálculo de las fuerzas de tracción

Las fuerzas originadas debidas a la tracción son consecuencia de las distintas resistencias que se oponen al avance, apareciendo únicamente en los ejes motrices.

Para el caso de estudio, dichas fuerzas son las siguientes:

## V.CÁLCULOS

---

- Debida a la resistencia a la rodadura ( $R_r$ ).

Esta fuerza se origina (de igual magnitud) para superar la resistencia por rodadura, por lo que a partir de la fórmula III.10 con un valor estándar de  $f=0.015$ :

$$F_{dD}^r = R_r^{dD} = P_{dD}''(v) \cdot f$$

$$F_{dD}^r(v) = 0,015 \cdot \left[ 247,82 - \frac{0,0236 \cdot v^2 + 3,96}{2} + 39,69 \cdot \frac{v^2}{R} \right] \text{ kg}$$

$$F_{dI}^r = R_r^{dI} = P_{dI}''(v) \cdot f$$

$$F_{dI}^r(v) = 0,015 \cdot \left[ 247,82 - \frac{0,0236 \cdot v^2 + 3,96}{2} - 39,69 \cdot \frac{v^2}{R} \right] \text{ kg}$$

- Debida a la pendiente ( $P_p$ )

Para las situaciones en que se deba superar una pendiente, se origina una fuerza de igual magnitud a la resistencia por pendiente según la fórmula III.11. Para este estudio, al circular sobre una calzada completamente horizontal, dicha fuerza es nula:

$$F_{dD}^p = R_p \quad \rightarrow \quad F_{dD}^p = 0 \text{ kg}$$

$$F_{dI}^p = R_p \quad \rightarrow \quad F_{dI}^p = 0 \text{ kg}$$

- Debida a la resistencia al aire ( $R_a$ ).

Esta fuerza se origina debido al impedimento que presenta el aire para ser atravesado, y se define según la fórmula III.13, por ser de igual magnitud que la resistencia al aire. Al ser dos las ruedas motrices, dicha fuerza se reparte de manera equitativa entre ambas, según se expresa a continuación:

$$F_{dD}^p = \frac{R_a}{2} = \frac{6 \cdot \frac{C}{2 \cdot g} \cdot 0,8 \cdot b \cdot h \cdot v^2}{2} = \frac{1,225 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \cdot \frac{0,7}{2 \cdot 9,81 \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]} \cdot 0,8 \cdot 1,4[\text{m}] \cdot 1,5[\text{m}] \cdot v^2}{2}$$

$$F_{dD}^a = 0,036 \cdot v^2 \text{ kg}$$

$$F_{dI}^p = \frac{R_a}{2} = \frac{6 \cdot \frac{C}{2 \cdot g} \cdot 0,8 \cdot b \cdot h \cdot v^2}{2} = \frac{1,225 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \cdot \frac{0,7}{2 \cdot 9,81 \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]} \cdot 0,8 \cdot 1,4[\text{m}] \cdot 1,5[\text{m}] \cdot v^2}{2}$$

$$F_{dI}^a = 0,036 \cdot v^2 \text{ kg}$$

## V.CÁLCULOS

---

- Debida a la inercia (Rj).

Al realizar un cambio de velocidad (aceleración o frenada) se genera una fuerza debido a la resistencia del vehículo a variar su energía cinética. Dicha fuerza es de igual magnitud a la resistencia por inercia, según la fórmula III.12. Para este estudio, al circular a velocidad constante esta fuerza es nula.

$$F_{dD}^j = 0 \text{ kg}$$

$$F_{dI}^j = 0 \text{ kg}$$

Por tanto, se puede determinar que para este estudio las fuerzas generadas debido a la tracción son:

$$F_{TD}^T = F_{dD}^r(v) + F_{dD}^p + F_{dD}^a(v) + F_{dD}^j$$

$$F_{TD}^T(v) = 0,015 \cdot \left[ 247,82 - \frac{0,0236 \cdot v^2 + 3,96}{2} + 39,69 \cdot \frac{v^2}{R} \right] + 0 + 0,036 \cdot v^2 + 0$$

$$F_{TD}^T(v) = 0,015 \cdot \left[ 247,82 - \frac{0,0236 \cdot v^2 + 3,96}{2} + 39,69 \cdot \frac{v^2}{R} \right] + 0,036 \cdot v^2 \text{ kg}$$

$$F_{TI}^T = F_{dI}^r(v) + F_{dI}^p + F_{dI}^a(v) + F_{dI}^j$$

$$F_{TI}^T(v) = 0,015 \cdot \left[ 247,82 - \frac{0,0236 \cdot v^2 + 3,96}{2} - 39,69 \cdot \frac{v^2}{R} \right] + 0 + 0,036 \cdot v^2 + 0$$

$$F_{TI}^T(v) = 0,015 \cdot \left[ 247,82 - \frac{0,0236 \cdot v^2 + 3,96}{2} - 39,69 \cdot \frac{v^2}{R} \right] + 0,036 \cdot v^2 \text{ kg}$$

### V.6. Cálculo de la velocidad máxima de giro

Una vez obtenidas todas las expresiones que proporcionan tanto la carga que soporta cada rueda y su límite de adherencia, se obtiene la velocidad máxima para los distintos radios de giro que se han establecido.

Dicho límite tiene lugar cuando se supera el límite de adherencia, por lo que se debe caracterizar un círculo de Kamm para cada uno de los ejes, en función de si es motriz o portante.

## V.CÁLCULOS

- Eje delantero (Motriz).

Al tratarse de un eje motriz la relación que se establece entre la adherencia es:

$$A^2 \geq F_T^2 + (F_v + F_c)^2$$

$$(A_I^d + A_D^d)^2 \geq (F_{TD}^T(v))^2 + (\mathbf{0} + F_c^d(v))^2 \quad (V.1)$$

- Eje trasero (Portante)

Por ser un eje únicamente portante, las fuerzas de tracción son nulas:

$$A^2 \geq F_T^2 + (F_v + F_c)^2$$

$$(A_I^t + A_D^t)^2 \geq (\mathbf{0})^2 + (\mathbf{0} + F_c^t(v))^2 \quad (V.2)$$

Para cada uno de los radios de giro se calcula la velocidad máxima que admite cada eje, siendo el que soporte la menor velocidad el que se tome como referencia, por ser el más restrictivo. Los resultados son los siguientes:

**Tabla V.3.** Valores máximos de velocidad en función del radio de giro.

Velocidad máxima de giro (km/h)					
Radio (m)	Por derrape		Por vuelco		Máxima
	Eje delantero	Eje trasero	Eje delantero	Eje trasero	
10	27,0	28,1	28,1	23,8	23,8
25	42,1	44,3	44,3	37,8	37,8
50	58,7	63,0	62,6	53,6	53,6
100	79,9	90,4	88,2	76,7	76,7
200	105,5	130,3	122,8	110,2	105,5

Tal como se observa en la tabla V.3, el factor limitante de velocidad es el vuelco del tren trasero para velocidades inferiores a 80 km/h, donde el tren delantero pierde

## V.CÁLCULOS

---

tracción y el factor limitante pasa a ser el derrape del tren delantero. Esto es debido a que a medida que aumenta la velocidad, el efecto del aire empieza a ser significativo.

Si se analiza el comportamiento de cada uno de los ejes, se observa que el agarre del tren trasero es siempre mayor que el delantero, pero la tendencia al vuelco aparece mucho antes. Por lo que, en condiciones óptimas de agarre, la velocidad máxima que podría alcanzar el vehículo sería la máxima del tren delantero frente a vuelco, que en todos los casos se sitúa en torno a los  $6 \text{ m/s}^2$  de aceleración lateral.

Una vez calculadas las velocidades máximas para cada radio de giro establecido, se procede al análisis de los datos, así como los factores que intervienen en ellos, para poder realizar las modificaciones que se consideren oportunas a fin de conseguir un aumento de velocidad.

### **V.7. Influencia de los diversos factores en la transferencia de cargas**

Después de realizar los cálculos que determinan en qué medida se transfieren las cargas entre ejes y entre las propias ruedas, en la tabla V.4. y V.5. se recogen los valores de las masas desplazadas en función de la velocidad para cada radio de giro estudiado, a fin de determinar la influencia que tienen en el comportamiento dinámico del vehículo.

Por lo que respecta a la transferencia de cargas del eje delantero y trasero, los únicos factores que entran en consideración son: la carga aerodinámica y el par de encabritamiento. Ya que al circular sobre superficie horizontal y al mantener una velocidad constante, tanto la carga por inercia como por pendiente son nulas. En la tabla V.4. se representa la magnitud y el porcentaje respecto al peso total del vehículo.

## V.CÁLCULOS

---

**Tabla V.4.** Proporción de la masa total del vehículo que se traslada al eje trasero para cada situación límite.

Radio (m)	Velocidad (Km/h)	Transferencia del eje delantero al trasero (para la velocidad máxima)			
		Carga aerodinámica		Encabritamiento	
		Carga transferida (kg)	% del total	Carga transferida (kg)	% del total
10	23,76	1,0	0,1	4,0	0,5
25	37,8	2,6	0,3	4,0	0,5
50	53,64	5,2	0,6	4,0	0,5
100	76,68	10,7	1,2	4,0	0,5
200	105,48	20,2	2,4	4,0	0,5

Por otro lado, la transferencia de cargas debida a las fuerzas laterales se representa en la tabla V.5, que recoge la magnitud y la relación con el peso total del vehículo.

## V.CÁLCULOS

**Tabla V.5.** Proporción de la masa total del vehículo que se traslada de las ruedas interiores a las exteriores para cada situación límite.

Radio (m)	Velocidad (Km/h)	Transferencia de las rueda interiores a las exteriores (para la velocidad máxima)					
		Por balanceo		Por altura del eje de balanceo		Por altura de la masa semisuspendida	
		Carga transferida (kg)	% del total	Carga transferida (kg)	% del total	Carga transferida (kg)	% del total
10	23,76	340,4	39,7	0,3	0,0	11,8	1,4
25	37,8	344,6	40,2	0,3	0,0	12,0	1,4
50	53,64	347,0	40,4	0,3	0,0	12,1	1,4
100	76,68	354,6	41,3	0,3	0,0	12,3	1,4
200	105,48	335,5	39,1	0,3	0,0	11,7	1,4

Con estos resultados, en el siguiente apartado se realiza un resumen a modo de conclusión, con la finalidad de dejar claro el comportamiento del vehículo, qué le afecta y cómo se puede mejorar.

**VI. DISCUSIÓN DE  
RESULTADOS  
DISCUSIÓN DE  
RESULTADOS**



## **VI.DISCUSIÓN DE RESULTADOS**

---

En este apartado se realiza el análisis de los resultados obtenidos de los cálculos para caracterizar el comportamiento dinámico del vehículo durante los giros. Además, se analizan los factores que afectan a su comportamiento con la finalidad de realizar ciertas modificaciones que permitan una mejora dinámica.

### **VI.1. Comportamiento dinámico.**

Por lo que respecta a la tendencia de viraje del vehículo, se observa que tiene una tendencia subviradora, es decir, el eje delantero tiende a derrapar antes que el trasero, por lo que si durante la conducción se inicia el derrape, el vehículo se desviará de la trayectoria siguiendo una línea recta.

De los resultados referentes a las velocidades máximas de giro de cada caso, se observa que a medida que aumenta el radio de giro, se incrementa la velocidad límite. Esto se debe a que la fuerza lateral que interviene sobre el vehículo es debida a la aceleración centrífuga III.33, por lo que, a mayor radio de giro, mayor velocidad para la misma aceleración.

Por otro lado, en lo referente al límite de velocidad, se observa que para velocidades inferiores a 80 km/h, las velocidades máximas las limita el factor de vuelco y no el de derrape, lo que significa el vehículo volcará antes de derrapar. Para las situaciones planteadas, el derrape por exceso de velocidad sólo ocurre en la curva más rápida, debido a que a esa velocidad el efecto aerodinámico ya comienza a tener relevancia.

### **VI.2. Influencias en la transferencia de cargas.**

Al analizar la tabla V.4. se observa que la transferencia de carga hacia el eje trasero se debe principalmente a la resistencia aerodinámica, incrementándose a medida que se aumenta la velocidad, por lo que, a mayor velocidad, mayor transferencia de carga hacia el eje trasero.

Por otro lado, respecto a la tabla V.5, se observa que la mayor influencia en el traslado de cargas laterales, es debida al balanceo de la masa suspendida, manteniéndose en torno a un 40% del peso total del vehículo al llegar a la situación límite. Esto indica

## **VI.DISCUSIÓN DE RESULTADOS**

---

que, para estas situaciones, prácticamente toda la carga de la parte interior es soportada por las ruedas exteriores. Además, el hecho de que la transferencia lateral límite se mantenga constante, pese a que la velocidad incrementa, indica que el traspaso de cargas de las ruedas interiores a las exteriores no depende de la velocidad, si no de la aceleración centrífuga.

### **VI.3. Posibilidades de mejora**

Debido a que la transferencia de carga más significativa se debe a la fuerza centrífuga que sufre el vehículo, para la optimización de este factor se debe conseguir un mejor ajuste de la rigidez del conjunto, una reducción del ángulo de balanceo y un aumento del ancho de vía del vehículo. Estos factores relacionados con la estabilidad ante el vuelco.

Por lo que respecta a la adherencia, conseguir un comportamiento virador neutro supondría aumentar la velocidad límite, ya que de este modo ninguno de los ejes la restringiría.

De los dos factores anteriores (estabilidad y adherencia), el de estabilidad prioriza ante la adherencia, ya que este último depende de las condiciones de la calzada, mientras que el primero únicamente del vehículo, por tanto, en condiciones óptimas de agarre, siempre habrá mejora

# **VII. OPTIMIZACIÓN**

## **OPTIMIZACIÓN**

## **VII.OPTIMIZACIÓN**

---

A partir de los resultados y las conclusiones alcanzadas, se realiza un análisis teórico de los principales factores a mejorar, se estudia en qué medida mejoran el modelo original y se evalúa si es viable la implantación en el vehículo.

### **VII.1. Análisis de factores.**

#### **VII.1.1. Análisis del comportamiento virador**

A partir de los resultados, se observa que el vehículo tiende a subvirar en las situaciones límite, factor que viene establecido por el fabricante, ya que depende de la distribución de masas del vehículo y de la capacidad de adherencia.

Para conseguir un comportamiento neutro, sería necesario el rediseño completo del vehículo para conseguir una nueva posición del centro de gravedad, hecho que escapa de los límites de este proyecto, ya que requeriría una remodelación completa del vehículo. Además, el factor de adherencia tiene influencia directa del coeficiente de rozamiento, siendo este específico para cada situación, por lo que se establece que el factor de derrape no se considera para la optimización del modelo. Por lo que el objetivo se centra en la mejora del vehículo para condiciones óptimas de agarre, es decir, mejorar el factor de vuelco.

#### **VII.1.2. Análisis de la estabilidad**

De los resultados obtenidos, se observa que el factor limitante en caso de que haya suficiente adherencia es el vuelco, en concreto del tren trasero, ya que se inicia antes que en el delantero. Este factor surge cuando la rueda interior deja de tocar el suelo, trasladando toda su carga a la rueda exterior, y tal como se ha analizado, la principal causa de este efecto es el balanceo de la masa semisuspendida, por lo que este es el objetivo de mejora.

Partiendo de las ecuaciones (III.16) y (III.18 y III.19):

## VII.OPTIMIZACIÓN

---

$$\theta = \frac{m_s \cdot d \cdot a_y}{K_{\beta s}^{total} - m_s \cdot g \cdot d}$$

$$\Delta F_{z\theta s}^{eje} = \frac{K_{\theta s}^{eje} \cdot \theta_s}{A_v^d}$$

Se observa que la transferencia de cargas por eje, depende únicamente de la rigidez al balanceo de dicho eje, mientras que el ángulo de balanceo depende de la rigidez total, por lo que:

- Mayor rigidez total → Menor ángulo de balanceo
- Mayor rigidez en eje → Mayor transferencia de cargas en eje

Por otro lado:

- Menor ángulo de balanceo → Menor transferencia de cargas en eje

De modo que se debe reducir el ángulo de balanceo incrementando la rigidez total, pero sin incrementar la rigidez de eje trasero. Para ello se debe incrementar únicamente la rigidez del eje delantero.

Para llevarlo a cabo sin modificar las características de confort de la suspensión, se debe incrementar la rigidez de la barra estabilizadora, de este modo, durante la conducción normal, las características de la suspensión no variarán, pero al iniciarse un movimiento de balanceo (paso por curva) sí que se incrementará la rigidez.

Con esta modificación se consigue incrementar la transferencia en el eje delantero para mitigar la del tren trasero, consiguiendo así aumentar la velocidad máxima de vuelco del conjunto.

### VII.1.3. Análisis de masas y geometría

Otro factor importante que debe ser objeto de estudio es cómo afectan las masas y la geometría del modelo al comportamiento dinámico.

En primer lugar, analizando las transferencia laterales de cargas con las fórmulas (III.18 y III.19),(III.23 y III.24) y (III.25 y III.26), se observa que son inversamente

## VII.OPTIMIZACIÓN

---

proporcionales al ancho de vía de cada eje, por lo que un aumento de este repercutirá en un descenso directo de dicha transferencia lateral.

Por otro lado, a partir de la expresión (III.23 y III.24) se observa que la posición del eje de balanceo también influye en la transferencia lateral, por lo que a medida que la altura de este se reduzca, disminuirá tal transferencia, pero en este caso también se relaciona con el balanceo, por lo que, si se sitúa demasiado bajo, el balanceo aumentará repercutiendo en la transferencia lateral debida al ángulo de balanceo.

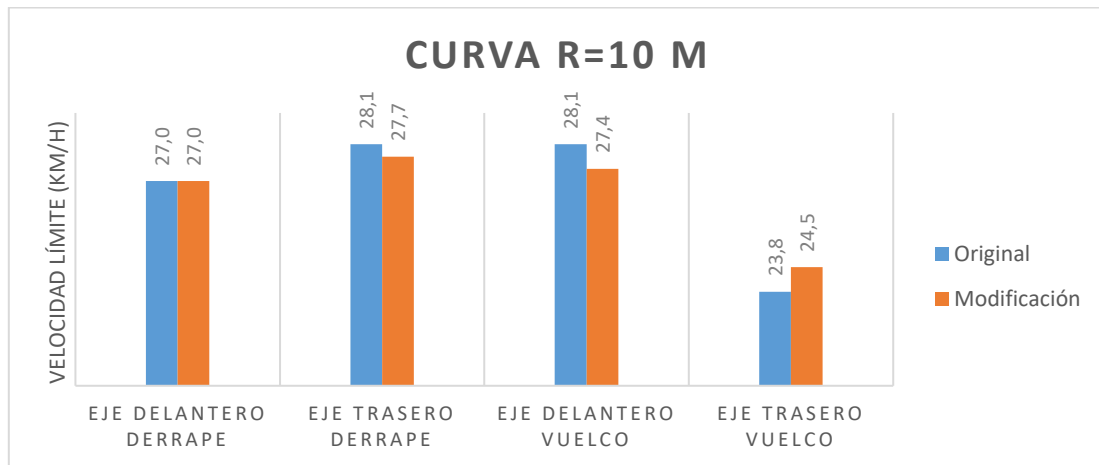
A partir de este análisis teórico, se pueden estudiar las modificaciones comentadas y evaluar hasta qué punto es posible realizarlas y en qué medida mejoran el comportamiento dinámico. Centrándose principalmente en aumentar la velocidad máxima por vuelco del eje trasero, ya que es la que limita la velocidad máxima de paso por curva.

## VII.2. Evaluación de las modificaciones.

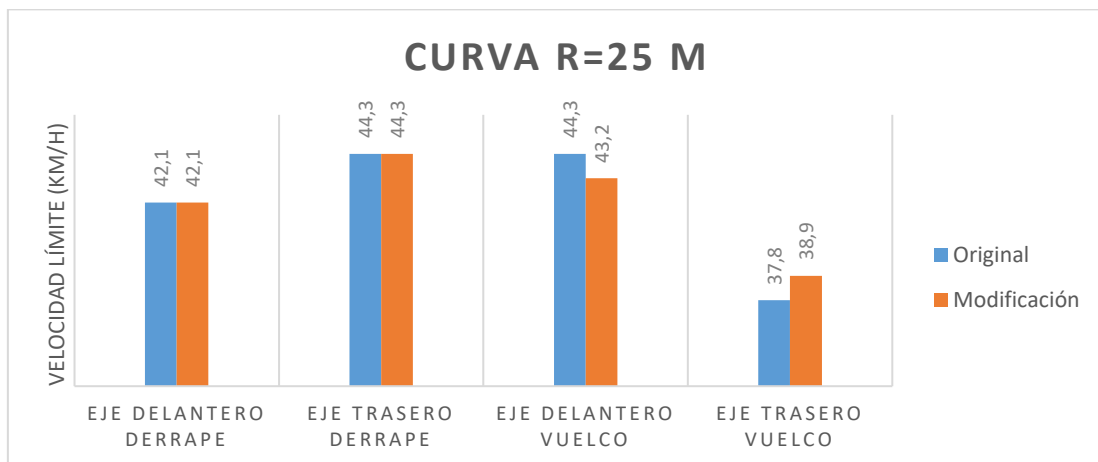
### VII.2.1. Primera modificación:

En primer lugar, tomando como punto de partida el comportamiento virador del vehículo, y partiendo de las conclusiones del apartado anterior, la única opción viable para redistribuir el peso entre ejes, es trasladar a la parte trasera tanto la batería (13,0 kg), como la rueda de repuesto (11,1 kg), que se sitúan en el vano motor y que a modo de simplificación, se puede considerar que todo su peso (24,1 kg en total) recaen sobre el eje delantero. Si ambos componentes se instalan en el vano del maletero (asumiendo que se trasladan al eje trasero en su totalidad y a manteniendo la altura del centro de gravedad total) se consiguen los siguientes resultados:

## VII.OPTIMIZACIÓN

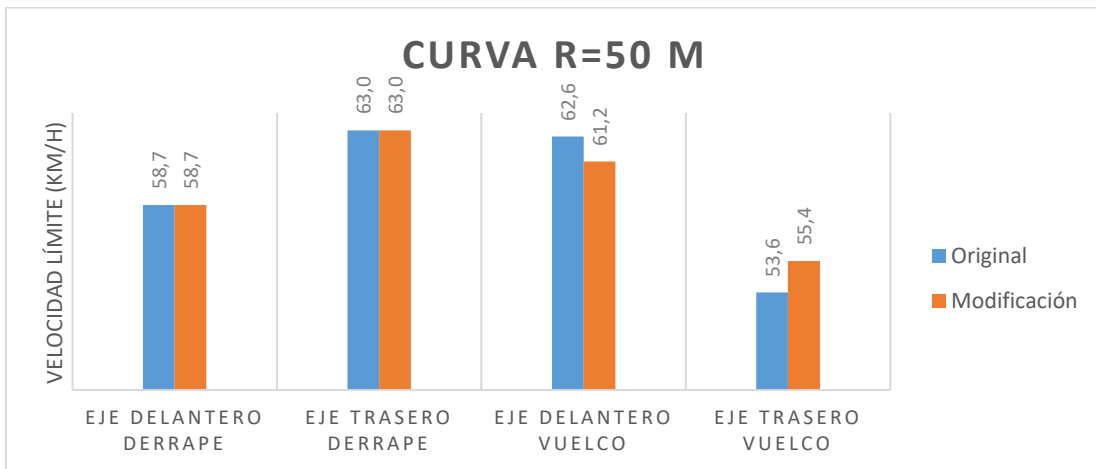


**Figura VII.1.** Comparación de las velocidades máximas, para una curva de radio R=10m, entre el modelo original (azul) y el modelo con la redistribución de cargas realizada (naranja).

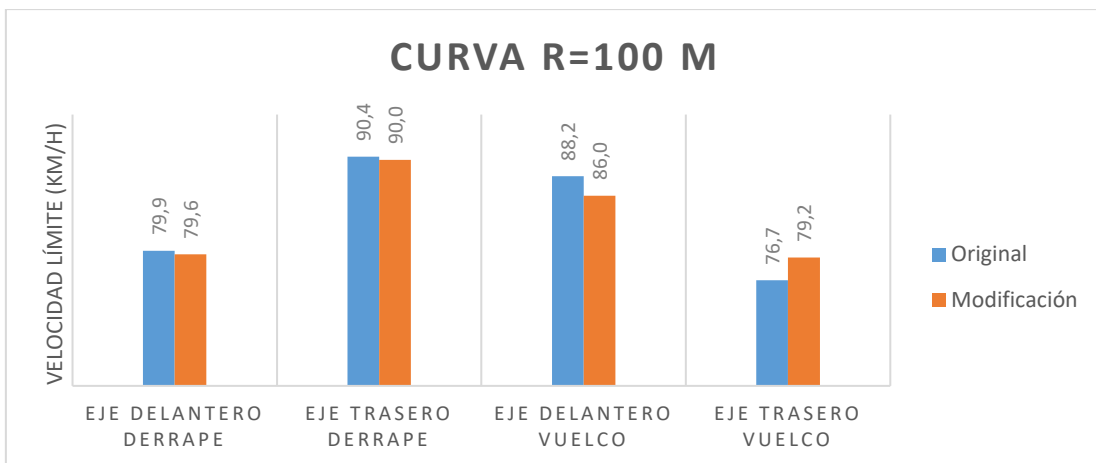


**Figura VII.2.** Comparación de las velocidades máximas, para una curva de radio R=25m, entre el modelo original (azul) y el modelo con la redistribución de cargas realizada (naranja).

## VII.OPTIMIZACIÓN



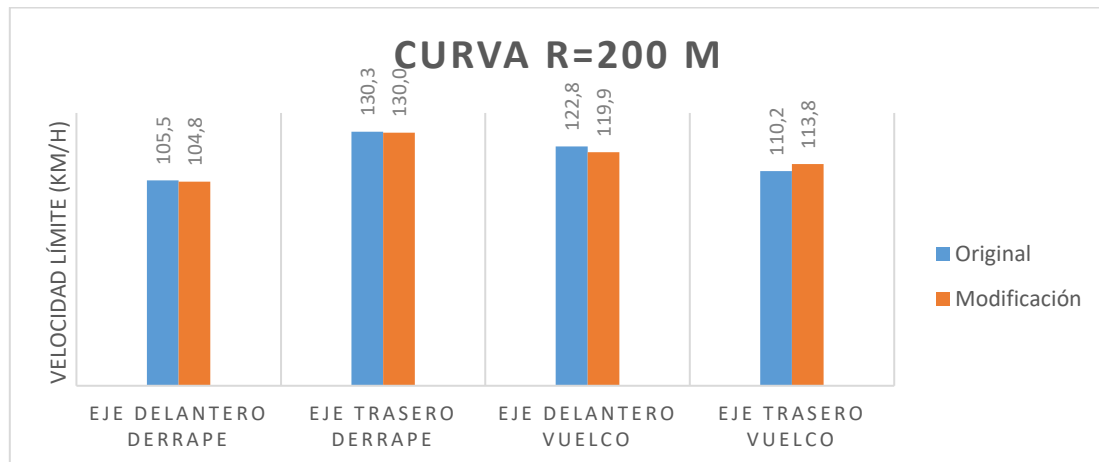
**Figura VII.3.** Comparación de las velocidades máximas, para una curva de radio R=50m, entre el modelo original (azul) y el modelo con la redistribución de cargas realizada (naranja).



**Figura VII.4.** Comparación de las velocidades máximas, para una curva de radio R=100m, entre el modelo original (azul) y el modelo con la redistribución de cargas realizada (naranja).



## VII.OPTIMIZACIÓN



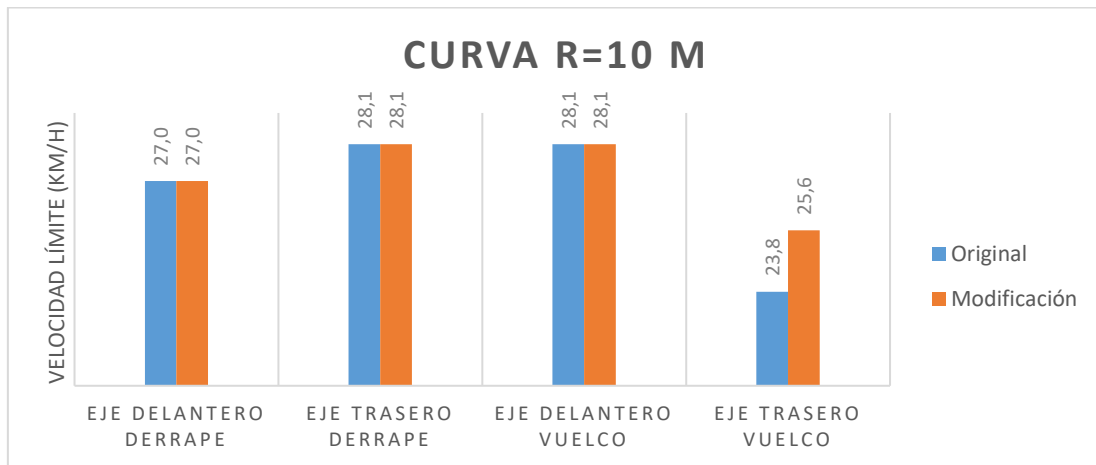
**Figura VII.5.** Comparación de las velocidades máximas, para una curva de radio R=200m, entre el modelo original (azul) y el modelo con la redistribución de cargas realizada (naranja).

Tal como se observa en las figuras VII.1 a VII.5, la tendencia de derrape de cada eje se iguala, y para velocidades medias/bajas (60 km/h) la tendencia viradora se equilibra, adoptando un comportamiento prácticamente neutro. Pero para velocidades más elevadas (80 km/h) donde el efecto aerodinámico empieza a ser relevante, esta modificación no logra corregir el comportamiento subvirador, pese a que lo mejore en cierta medida. Pero en todos los casos sí que se aumenta la velocidad máxima ante derrape. De este modo se establece una posible modificación, que es viable y que en ciertas condiciones mejora el manejo del vehículo.

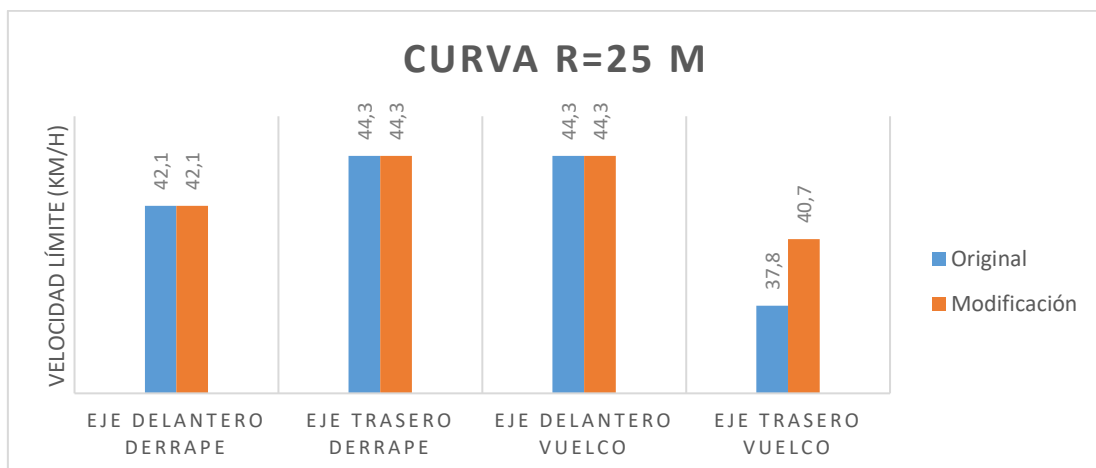
### VII.2.2. Segunda modificación:

Por otro lado, referente a la mejora de la estabilidad, tal como se ha comentado en el apartado anterior, conviene mejorar la rigidez al balanceo del tren delantero del vehículo. Para poder realizarlo de manera viable, se estudia la sustitución de la barra estabilizadora original, por la barra estabilizadora del modelo de mayor motorización de la gama, que monta 17 mm de diámetro en vez de 16 mm. Una vez rehechos los cálculos los resultados son los siguientes:

## VII.OPTIMIZACIÓN

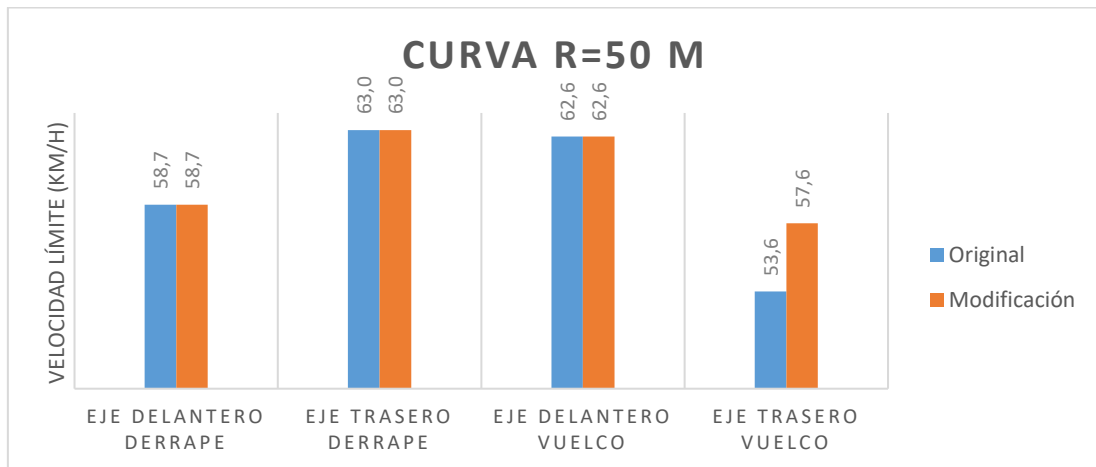


**Figura VII.6.** Comparación de la velocidad máxima limitada por vuelco, para una curva de radio R=10m, entre el modelo original (azul) y el modelo con la barra estabilizadora delantera modificada (naranja).

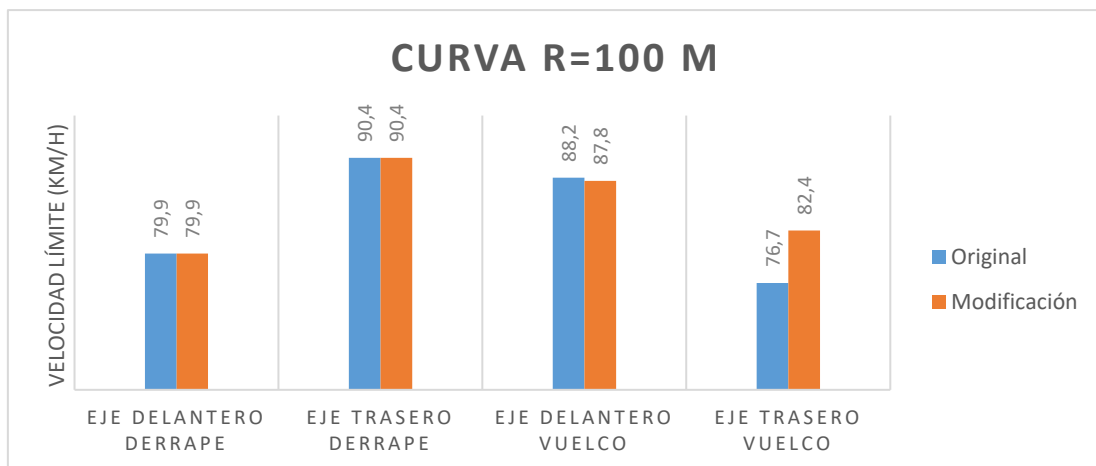


**Figura VII.7.** Comparación de la velocidad máxima, para una curva de radio R=25m, entre el modelo original (azul) y el modelo con la barra estabilizadora delantera modificada (naranja).

## VII.OPTIMIZACIÓN

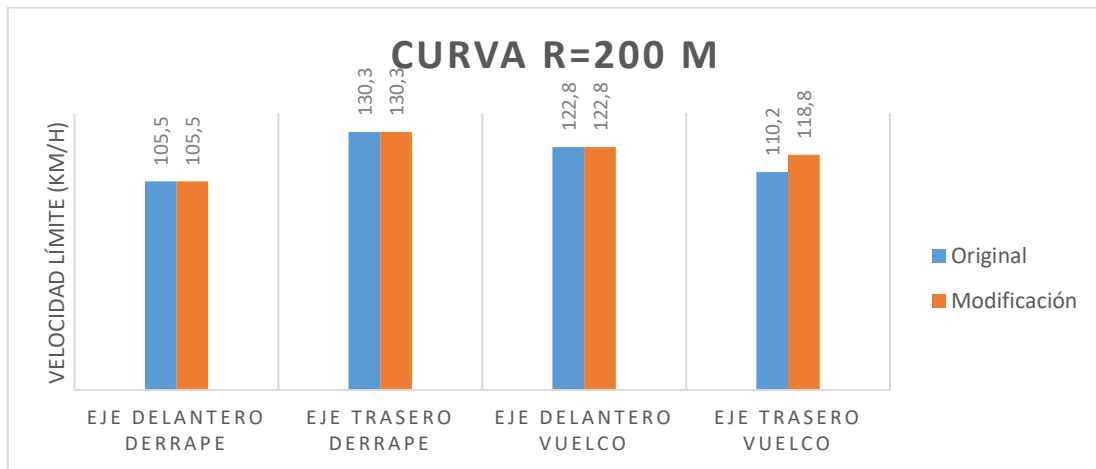


**Figura VII.8.** Comparación de la velocidad máxima, para una curva de radio R=50m, entre el modelo original (azul) y el modelo con la barra estabilizadora delantera modificada (naranja).



**Figura VII.9.** Comparación de la velocidad máxima, para una curva de radio R=100m, entre el modelo original (azul) y el modelo con la barra estabilizadora delantera modificada (naranja).

## VII.OPTIMIZACIÓN



**Figura VII.10.** Comparación de la velocidad, para una curva de radio  $R=200\text{m}$ , entre el modelo original (azul) y el modelo con la barra estabilizadora delantera modificada (naranja).

Tal como se observa en figuras VII.6 a VII.10, con el intercambio de la barra estabilizadora por una más rígida se consigue un aumento de la velocidad límite del tren trasero (velocidad que restringe la máxima del vehículo) de entre  $4\text{ km/h}$  a  $8\text{ km/h}$ , en función del aumento de velocidad.

Por tanto, se consigue una segunda modificación viable, ya que tanto geometrías, como sistema de anclaje son equivalentes para todos los modelos de la gama, únicamente varían los diámetros y con ellos la características mecánicas.

### VII.2.3. Tercera modificación:

A continuación, se evalúa la posibilidad de bajar la altura del vehículo, para así bajar la altura del centro de gravedad. Esta modificación es perfectamente viable ya que el vehículo permite la regulación de la altura variando la posición del estriado de las barras de torsión.

En primer lugar, realizando varias iteraciones, se localiza la altura adecuada para que el centro de balanceo sea lo más estable posible. El resultado óptimo se obtiene al bajar  $30\text{ mm}$  la carrocería, situándose el tren delantero a  $165\text{ mm}$  de suelo, y el tren trasero a  $218.1\text{ mm}$ , ambas medidas respecto al punto de referencia. Las siguientes gráficas comparan las posiciones del centro de balanceo delantero para ambas alturas:

## VII.OPTIMIZACIÓN

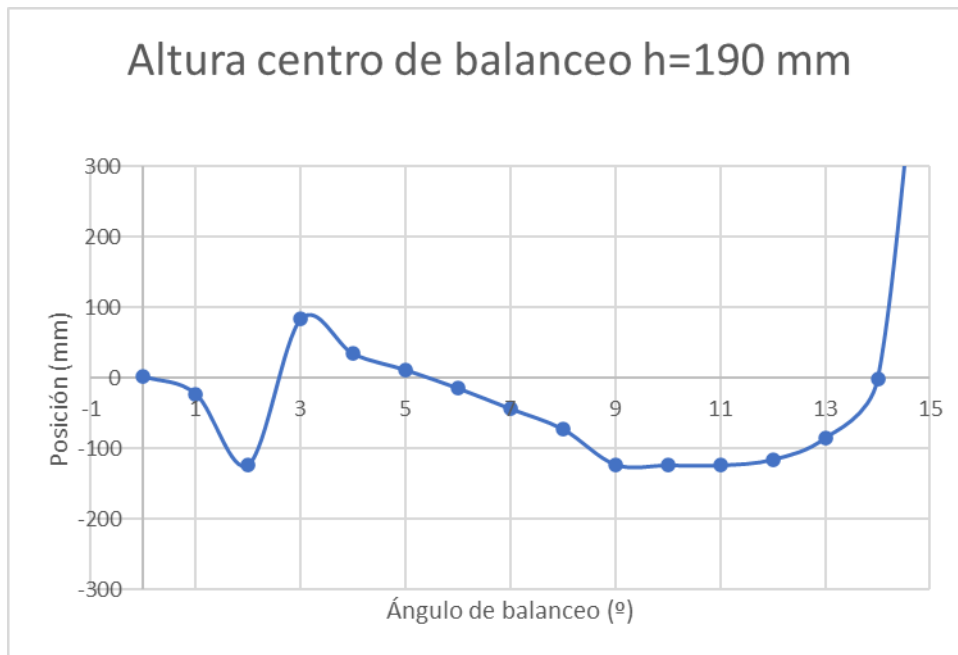


Figura VII.11. Posiciones del centro de balanceo en el eje vertical, en función del ángulo de balanceo del vehículo, para una altura de h=195m.

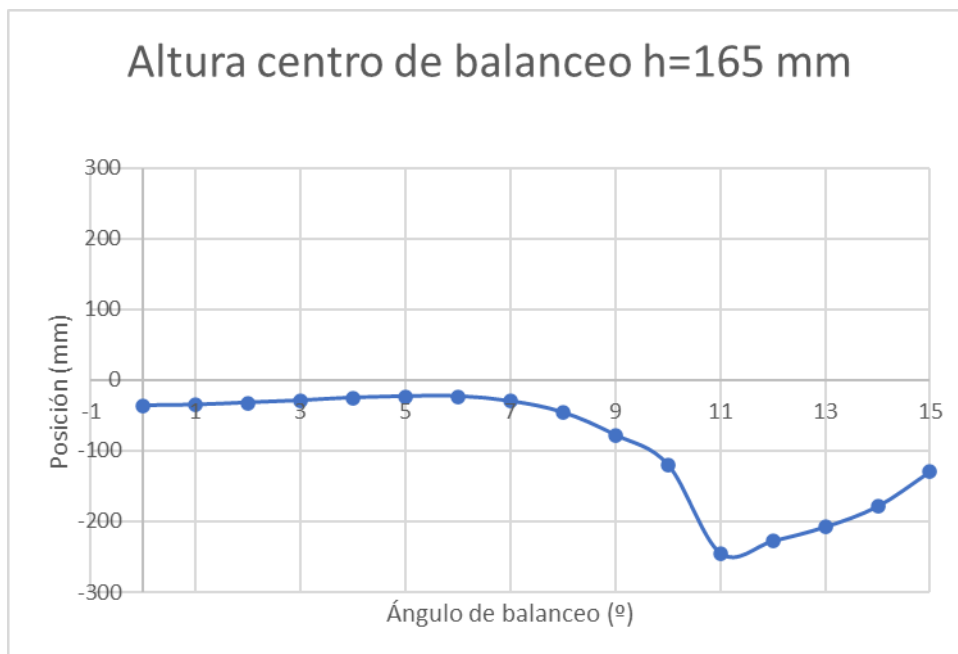


Figura VII.12. Posiciones del centro de balanceo en el eje vertical, en función del ángulo de balanceo del vehículo, para una altura de h=165m.

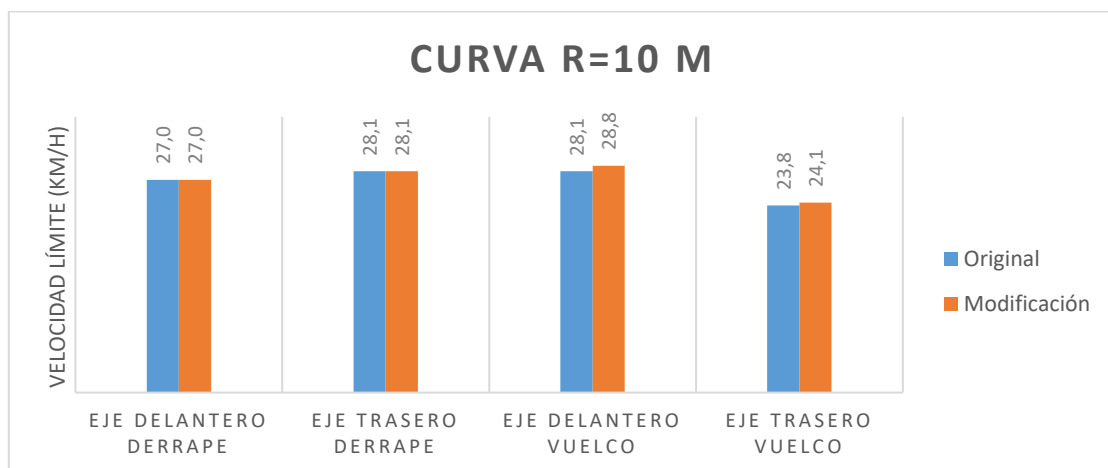
## VII.OPTIMIZACIÓN

Como se puede observar, en la configuración original (figura VII.11), la posición del centro de balanceo no era estable, además de situarse por encima del nivel del suelo para ciertas inclinaciones de la carrocería, hecho que favorecía al vuelco. Mientras que, para la altura de 165 mm, se mantiene mucho más estable durante los primeros 10° de inclinación, tal como se observa en la figura VII.12.

Para ambos casos, a partir de los 15° los valores de altura del centro instantáneo de rotación adquieren valores muy dispares y sin seguir un patrón, debido a los ángulos de balanceo que alcanza el vehículo.

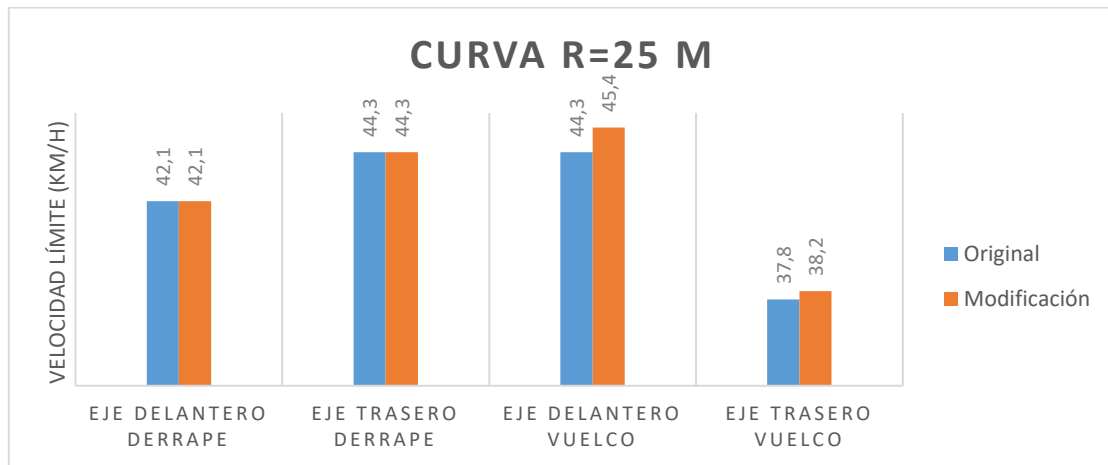
Una vez definida la altura, es necesario corregir la posición del centro de gravedad de la masa suspendida, así como su posición respecto al eje de balanceo (d). El descenso de la masa suspendida es equivalente al descenso de altura bajo casco, ya que precisamente es la altura de esta masa la que se modifica. Por tanto, la nueva altura del centro de gravedad es 698,7 mm. Y conociendo que la nueva posición del centro de balanceo para el estado de reposo es -36,0 mm, mediante una relación geométrica se obtiene que la distancia del centro de balanceo de la masa suspendida al eje de balanceo es de  $d=686,4$  mm.

Una vez rehechos los cálculos, los resultados son los siguientes.

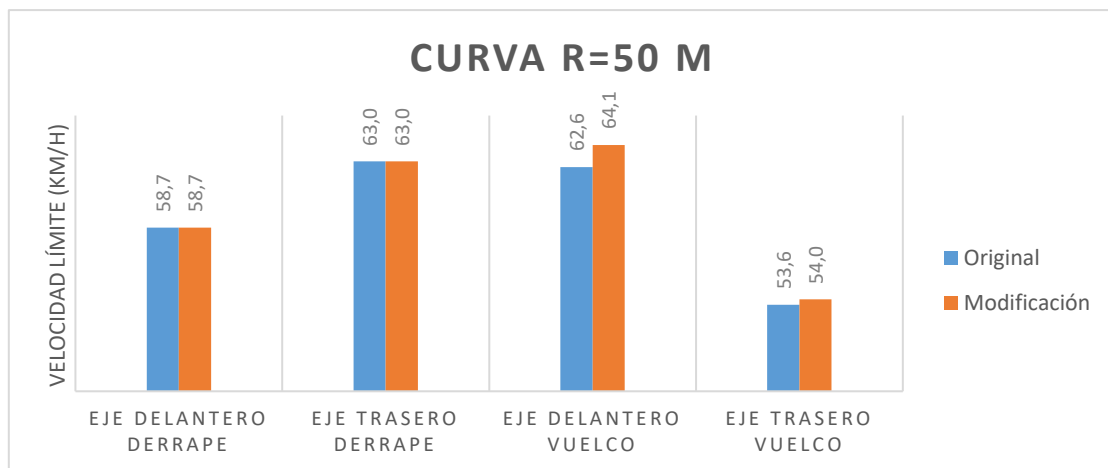


**Figura VII.13.** Comparación de la velocidad máxima, para una curva de radio R=10m, entre el modelo original (azul) y el modelo con la altura modificada (naranja).

## VII.OPTIMIZACIÓN

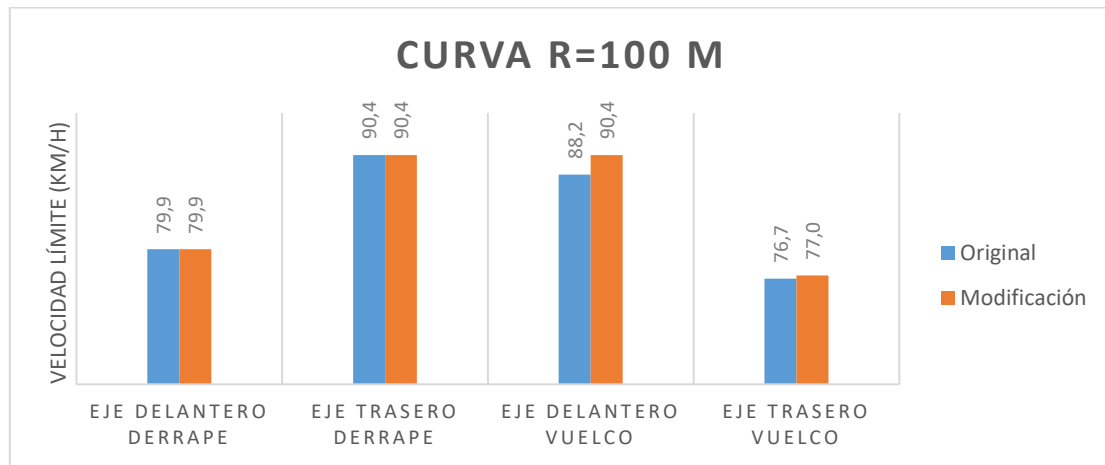


**Figura VII.14.** Comparación de la velocidad máxima, para una curva de radio R=25m, entre el modelo original (azul) y el modelo con la altura modificada (naranja).

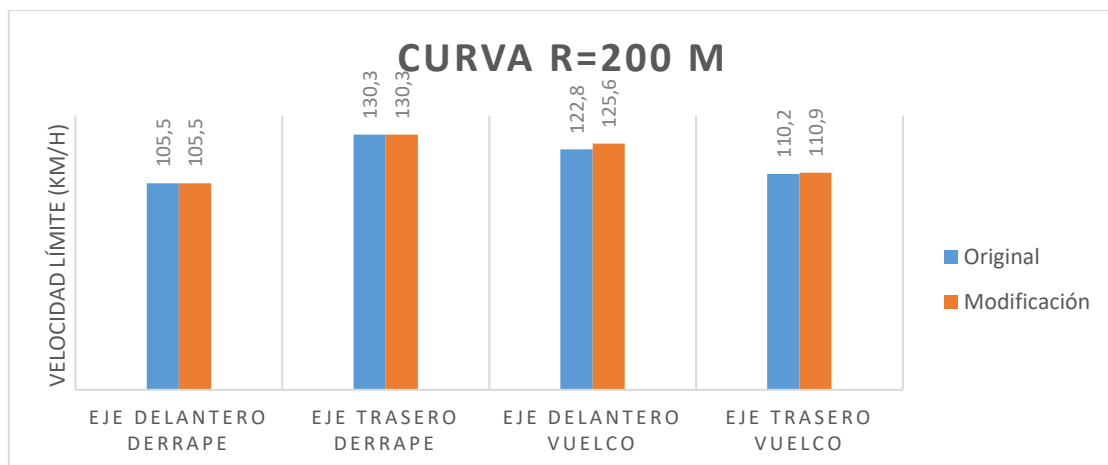


**Figura VII.15.** Comparación de la velocidad máxima, para una curva de radio R=50m, entre el modelo original (azul) y el modelo con la altura modificada (naranja).

## VII.OPTIMIZACIÓN



**Figura VII.16.** Comparación de la velocidad máxima, para una curva de radio R=100 m, entre el modelo original (azul) y el modelo con la altura modificada (naranja).



**Figura VII.17.** Comparación de la velocidad máxima, para una curva de radio R=10 m, entre el modelo original (azul) y el modelo con la altura modificada (naranja).

Tal como se observa en las figuras VII.13 a VII.7, existe una ligera mejora de la estabilidad frente el vuelco, por lo que se trata de una modificación viable y efectiva, pese a que la mejora sea menos significativa que en los otros casos.

Una vez analizadas de forma individual cada una de las modificaciones, se recalcula el modelo implementando las tres a la vez, para estudiar cómo cambia el comportamiento.



# VII.OPTIMIZACIÓN

## VII.2.4. Modelo modificado

Con las tres modificaciones implementadas sobre el modelo, se obtienen los siguientes resultados:

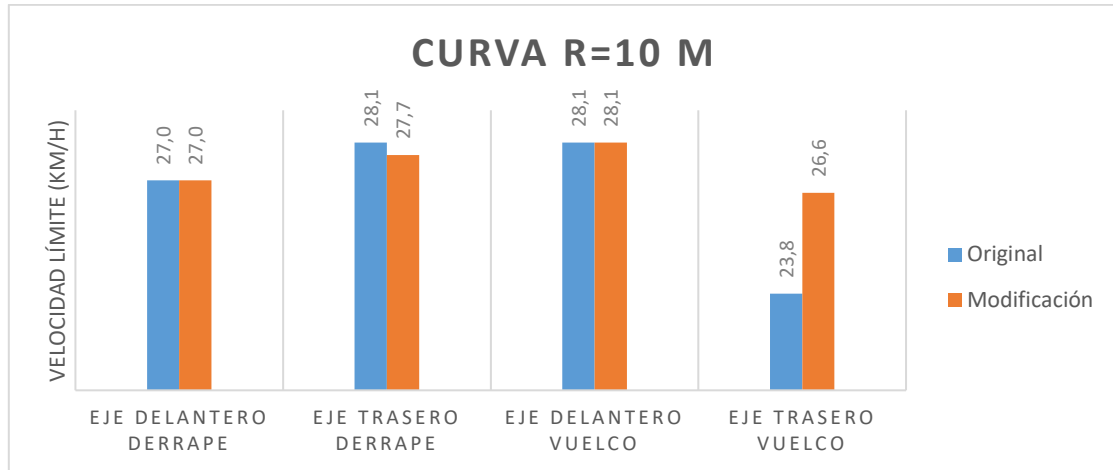


Figura VII.18. Comparación de la velocidad máxima una vez optimizado, para una curva de radio R=10m, entre el modelo original (azul) y el modelo con la altura modificada (naranja).

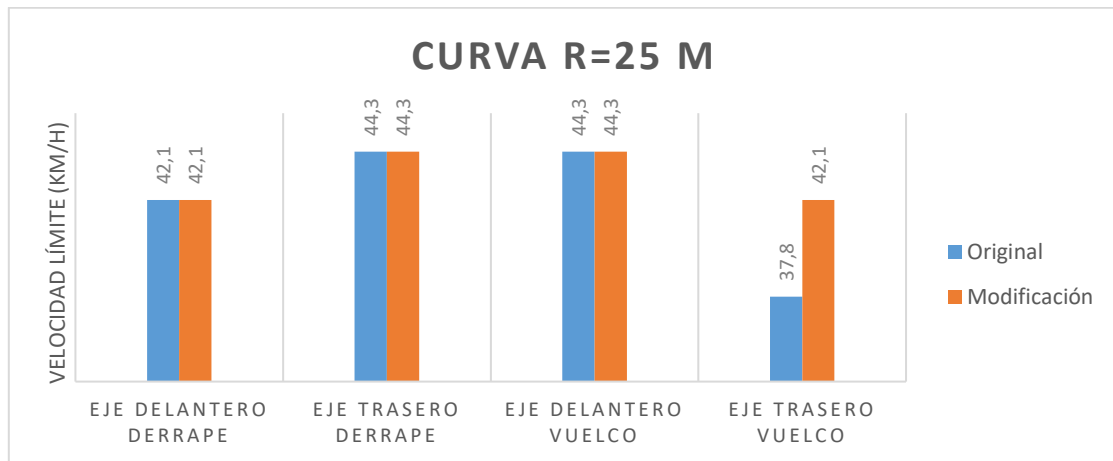
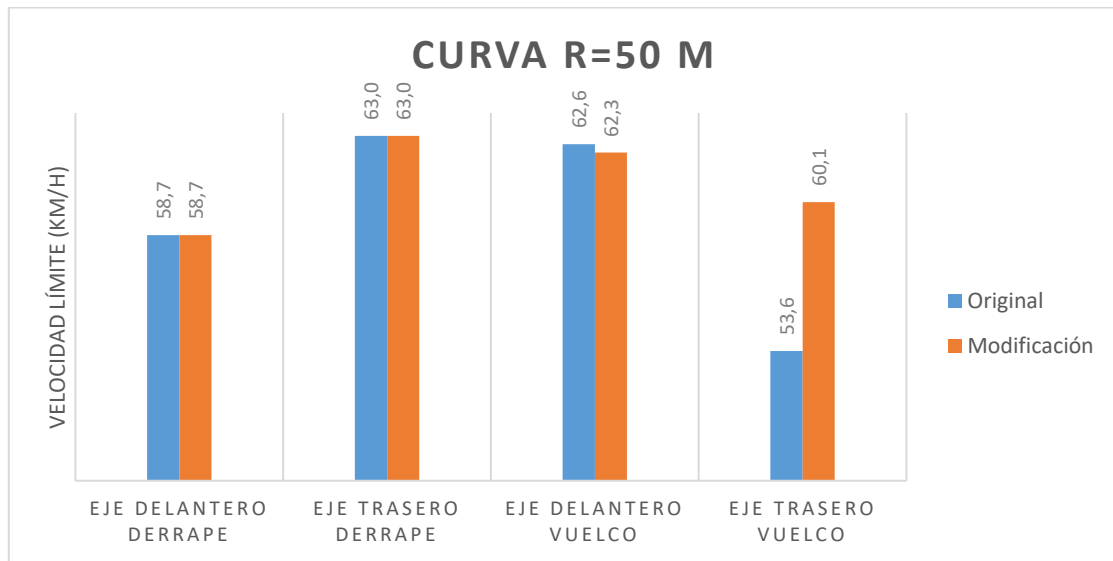
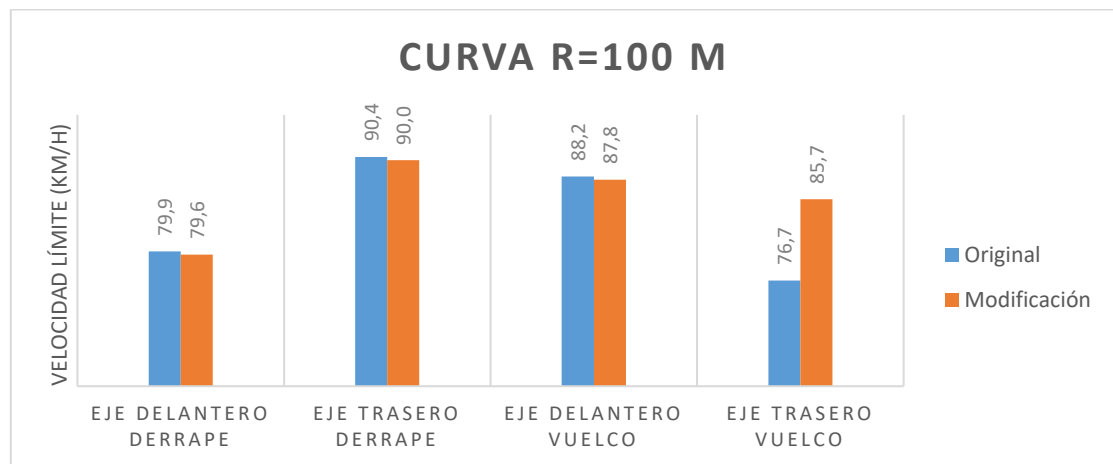


Figura VII.19. Comparación de la velocidad máxima una vez optimizado, para una curva de radio R=25m, entre el modelo original (azul) y el modelo con la altura modificada (naranja).

## VII.OPTIMIZACIÓN

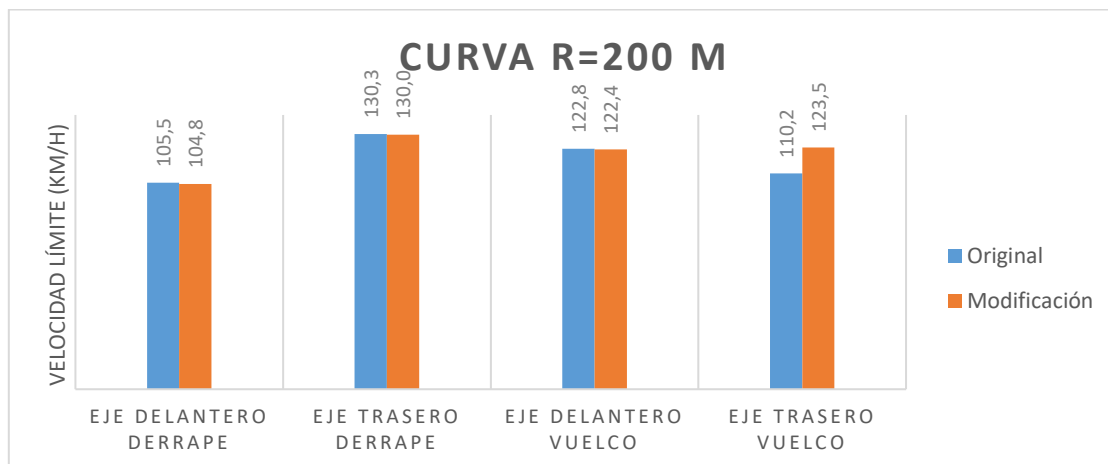


**Figura VII.20.** Comparación de la velocidad máxima una vez optimizado, para una curva de radio R=50 m, entre el modelo original (azul) y el modelo con la altura modificada (naranja).



**Figura VII.21.** Comparación de la velocidad máxima una vez optimizado, para una curva de radio R=100 m, entre el modelo original (azul) y el modelo con la altura modificada (naranja).

## VII.OPTIMIZACIÓN



**Figura VII.22.** Comparación de la velocidad máxima una vez optimizado, para una curva de radio  $R=200$  m, entre el modelo original (azul) y el modelo con la altura modificada (naranja).

En las figuras VII.18 a VII.22, se observa que para el rango de velocidades de 0 km/h a 80 km/h, se ha aumentado la velocidad máxima de paso por curva, en torno a 1 m/s respecto al modelo original. Por el contrario, para velocidades superiores a los 100 km/h, la velocidad límite de derrape se reduce en torno a 0,2 m/s, perjudicando la circulación por curvas rápidas.

Por otro lado, al modificar la altura de la carrocería, el ángulo de caída de las ruedas ha variado, situándose en  $0^\circ$  prácticamente. Este hecho requiere la modificación del brazo superior de suspensión para permitir que la rueda trabaje en las condiciones que el fabricante estipuló.

### VII.2.4. Necesidad de rediseño

Con las modificaciones implementadas en el modelo, se observa que el ángulo de caída de las ruedas adquiere  $0^\circ$ , valor que se sale de los límites establecidos por el fabricante, que determina que dicho valor se debe situar entre los  $-0,5^\circ$  y  $-1^\circ$ .

Para corregir este hecho, se necesita reducir la longitud del brazo de suspensión superior, ya que este determina de manera directa la caída de la rueda. Para el rediseño del brazo se deben tener en cuenta estos factores:

## VII.OPTIMIZACIÓN

---

- No debe modificar el valor de avance de la rueda ( $6^\circ$ )
- No debe sobrepasar el peso del componente original (3,9 kg)
- Debe ser compatible con los componentes auxiliares del componente original.

A partir de varias iteraciones mediante el software Vsusp, se obtiene que el valor óptimo para la longitud del brazo rediseñado es de 217 mm, generando así un ángulo de caída de  $-0,807^\circ$ , valor situado dentro de los límites que establece el fabricante.

# **VIII. REDISEÑO**

## **REDISEÑO**

## VIII. REDISEÑO

---

En este apartado se realiza el rediseño del brazo superior de suspensión, con el objetivo de ajustar las geometrías a las establecidas por el fabricante. Para ello, se realiza un análisis de las solicitaciones, se determina el material, se estudia la nueva geometría, se rediseña el componente y finalmente se determina el método y los planos para su fabricación.

### VIII.3.1. Análisis de solicitaciones

En primer lugar, se estudian las solicitaciones que aparecen sobre el componente a partir del esquema de la figura VIII.1:

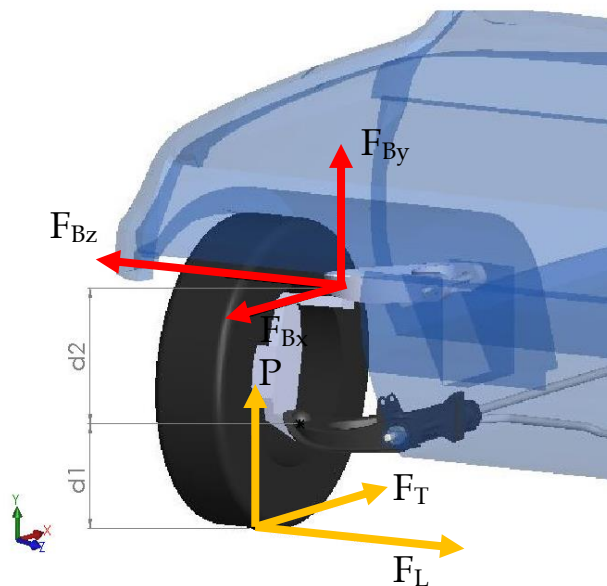


Figura VIII.1. Esquema de las distintas fuerzas que solicitan el brazo superior de suspensión.

Tal como se observa en la figura VIII.1, para el caso de las fuerzas laterales, el brazo se tracciona o se comprime en función de la dirección de giro. Por otro lado, para las acciones de aceleración o frenada, el brazo sufre una flexión en su plano horizontal.

A continuación, es necesario determinar la magnitud de las fuerzas que los solicitan. Para ello se presentan los casos más desfavorables:

## VIII. REDISEÑO

---

- **Caso 1: Fuerza lateral límite.**

A partir de los resultados obtenidos del análisis dinámico, se concluye que el límite máximo que podría alcanzar el vehículo en el caso óptimo es de  $6 \text{ m/s}^2$ , por lo que este es el valor de la aceleración lateral que se utiliza para el ensayo. Dicho valor junto con la masa soportada por el tren delantero ( $495.6 \text{ kg}$ ), determinarán las fuerzas que debe soportar el brazo, a partir de la ecuación de la fuerza centrífuga (III.32). Por tanto, el valor de la fuerza lateral máxima que el neumático puede llegar a soportar es  $F_L$ .

$$F_c = F_L = m_d^{eje} \cdot a_{y\_max} = 495,6[\text{kg}] \cdot 6 \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] = 2973,6 \text{ N}$$

Y a partir de la fuerza y las distancias entre uniones ( $d_1$  y  $d_2$ ), según la ley de palancas, considerando que la rótula de la mangueta con el brazo inferior ejerce de pivote, se obtiene:

$$\sum_s M = F_L \cdot d_1 = F_{Bz} \cdot d_2$$
$$F_{Bz} = \frac{F_L \cdot d_1}{d_2} = \frac{2973.6 \text{ [N]} \cdot 198[\text{mm}]}{234[\text{mm}]} = 2516 \text{ N}$$

Para asegurar que el nuevo cumplirá en todas las situaciones posibles, se considera que la fuerza  $F_B$  solicita el brazo en ambos sentidos del eje Z. Por tanto, las fuerzas utilizadas para el análisis son:

$$+F_{Bz} = 2516 \text{ N}$$

$$-F_{Bz} = -2516 \text{ N}$$

### **Caso 2: Tracción límite.**

Según se ha mencionado anteriormente, existen cuatro tipos de resistencias que se oponen al avance y que generan esfuerzos de tracción: Debido a la rodadura, al aire, a la pendiente y a la inercia (aceleración o frenada).

Para este análisis se considera una situación de frenado sobre suelo horizontal, despreciando el aire y con un valor de aceleración (negativa) máxima, que se obtiene de la siguiente expresión:

$$A = R_j$$

$$\mu \cdot N_{rueda} = \frac{P_{rueda} \cdot j}{g}$$

- **Siendo:**

- $\mu$  = coeficiente de rozamiento [Adimensional].
- $N_{rueda} = P_{rueda}$  = Carga que soporta la rueda [kg].
- $j$  = aceleración (frenada) [m/s<sup>2</sup>].
- $g = 9,81$  [m/s<sup>2</sup>].

A partir de la ecuación III.29 de la transferencia de cargas entre ejes, se obtiene que la carga que soporta la rueda delantera derecha en función de la aceleración es:

$$P_{rueda}(j) = P_d^T + P_j = \frac{487,7}{2} + \frac{858 \cdot j \cdot 0,634}{9,81 \cdot 2,419 \cdot 2}$$

Y de igualar ecuaciones se obtiene la aceleración máxima admisible por los neumáticos:

$$0,6 \cdot \left( \frac{487,7}{2} + \frac{858 \cdot j \cdot 0,634}{9,81 \cdot 2,419 \cdot 2} \right) = \frac{\left( \frac{487,7}{2} + \frac{858 \cdot j \cdot 0,634}{9,81 \cdot 2,419 \cdot 2} \right) \cdot j}{9,81}$$
$$j = 5,89 \text{ m/s}^2$$

Por tanto, la fuerza de tracción III.39 en situación de máxima deceleración (frenada de emergencia sin derrape) es:

$$R_j = \frac{P_{rueda} \cdot j}{g} = \frac{\left( \frac{487,7}{2} + \frac{858 \cdot 5,89 \cdot 0,634}{9,81 \cdot 2,419 \cdot 2} \right) \cdot 5,89}{9,81} = 186,96 \text{ kg}$$
$$R_j = F_T = 1869,6 \text{ N}$$

Una vez conocida la reacción en el suelo, de igual modo que en el apartado anterior, se obtiene la fuerza resultante sobre el brazo mediante la ley de palancas.

$$\sum_s M = F_T \cdot d_1 = F_{Bx} \cdot d_2$$
$$F_{Bx} = \frac{F_{L2} \cdot d_1}{d_2} = \frac{1869,6 \text{ [N]} \cdot 198 \text{ [mm]}}{234 \text{ [mm]}} = 1582 \text{ N}$$



## VIII. REDISEÑO

---

De igual forma que en el caso anterior, se considera que la aplicación de la fuerza puede adquirir ambos sentidos, para asegurar su resistencia ante cualquier imprevisto. Por tanto, los valores de la fuerza aplicada en dirección del eje X son:

$$\begin{aligned}+F_{Bx} &= 1582 \text{ N} \\-F_{Bx} &= -1582 \text{ N}\end{aligned}$$

- **Caso 3: Fuerza vertical límite.**

Respecto al movimiento del brazo, realiza un movimiento de pivote en torno al eje que lo une a la carrocería. Dicho movimiento, lo realiza por medio de unos silentblocks, que le permite cierta oscilación, por lo que el movimiento que realiza se asemeja al de una bisagra con cierta resistencia.

Sin embargo, para asegurar que el brazo es capaz de resistir todas las sollicitaciones, se supone que la articulación se comporta de forma totalmente rígida, de este modo, se establecen unas condiciones de cálculo más desfavorables.

Por lo que el esfuerzo en sentido vertical que debe ser capaz de soportar el brazo equivale al de las masas suspendidas que recaen sobre esa rueda, siendo las siguientes:

$$\begin{aligned}+F_{By} &= 2170 \text{ N} \\-F_{By} &= -2170 \text{ N}\end{aligned}$$

Además, para el cálculo de la resistencia se le aplica un coeficiente de seguridad  $\lambda=6$  para asegurar que soporte sin problemas las cargas imprevistas, además de posibles golpes. Por lo que los valores de las fuerzas totales que debe de soportar el brazo son:

$$\begin{aligned}\text{Fuerza eje Z} \rightarrow & \quad \mathbf{F_{Bz} = \pm 2516 \cdot 6 = \pm 15096 \text{ N}} \\ \text{Fuerza eje X} \rightarrow & \quad \mathbf{F_{Bx} = \pm 1581 \cdot 6 = \pm 9491 \text{ N}} \\ \text{Fuerza Eje Y} \rightarrow & \quad \mathbf{F_{By} = \pm 2170 \cdot 6 = \pm 13020 \text{ N}}\end{aligned}$$

### VIII.3.2. Análisis del material.

El material empleado para el rediseño debe ser capaz de soportar todos los esfuerzos que se generan durante la conducción, y además no debe pesar más que el componente original. Por estas razones, que el aluminio es el tipo de material más adecuado.

Una aleación de la serie 7000 es la más adecuada para este tipo de aplicaciones, debido a las buenas propiedades mecánicas que proporciona. Para la elección de la aleación, se ha hecho uso de la base de datos de programa SolidWorks, seleccionado el 7050 T73510. Además, otro factor que ha determinado su elección ha sido que permite el suministro en bloque, bajo unas condiciones dimensionales específicas. El proveedor consultado es "Lumetal" ("Tienda online y almacén de Aluminio, Metales y Plásticos Técnicos", 2021) que distribuye según necesidades y sin mínimos dimensionales.

Una vez finalizado el rediseño del brazo, se determinará el proceso de fabricación que más se adecúe a sus características, y se realizarán los planos que permitan su fabricación.

### VIII.3.3. Rediseño del brazo de suspensión

Para el primer rediseño, se realiza un modelo básico (figura VIII.2), con las mismas geometrías del modelo original, pero con los orificios de anclaje de la rótula desplazados, de modo que la longitud efectiva del brazo se reduzca a 217 mm, tal como se había establecido. De este modo se asegura que, en todo su rango de recorrido, no interfiere ni con el amortiguador ni con la carrocería, además de asegurar que la geometría de avance no se modifica.

## VIII. REDISEÑO

---

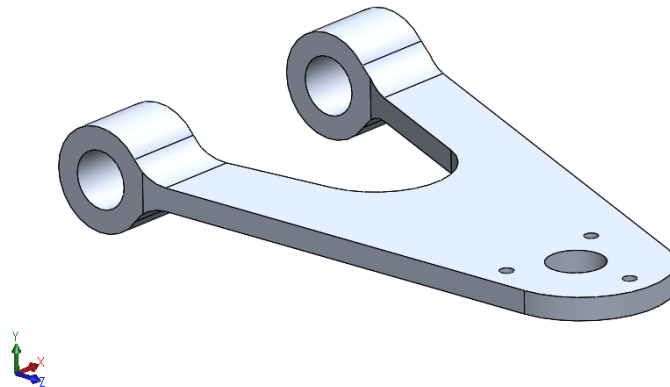


Figura VIII.2. Primer rediseño del brazo de suspensión.

A este modelo se le realiza un análisis estático donde se considera la peor situación posible. Con este análisis se pretende determinar los puntos débiles del modelo, para adaptar la geometría a las necesidades que las solicitaciones imponen. Los resultados del análisis se representan en la figura VIII.3.

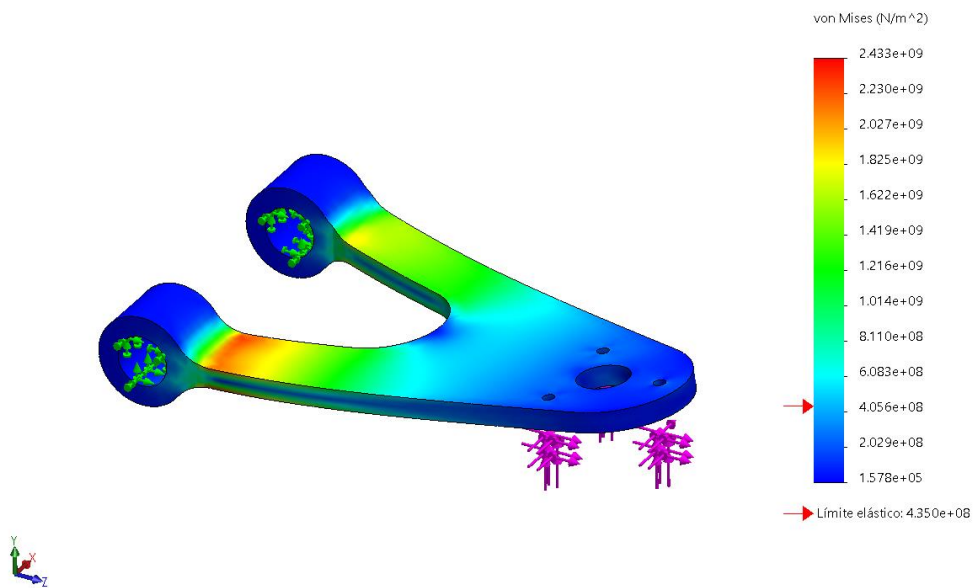


Figura VIII.3. Primer análisis estático del brazo de suspensión. Fuerzas aplicadas:  $F_{Bx}$ ,  $F_{By}$  y  $F_{Bz}$ . Representación de tensiones.

De los resultados del análisis, se concluye que el primer rediseño no es válido, en primer lugar, porque se supera la capacidad del material para soportar los esfuerzos, y en segundo lugar, porque la deformación debida a la flexión es demasiado elevada.

## VIII. REDISEÑO

Analizando los puntos débiles, se observa que las tensiones máximas aparecen en la unión de los alojamientos de los silentblocks con el resto del brazo, por lo que se procede a un segundo rediseño que corrija este hecho.

El segundo rediseño se representa en la figura VIII.4. En esta ocasión, se ha reforzado la zona crítica de unión y se ha aumentado el espesor del conjunto a 25 mm, resultando el siguiente modelo:

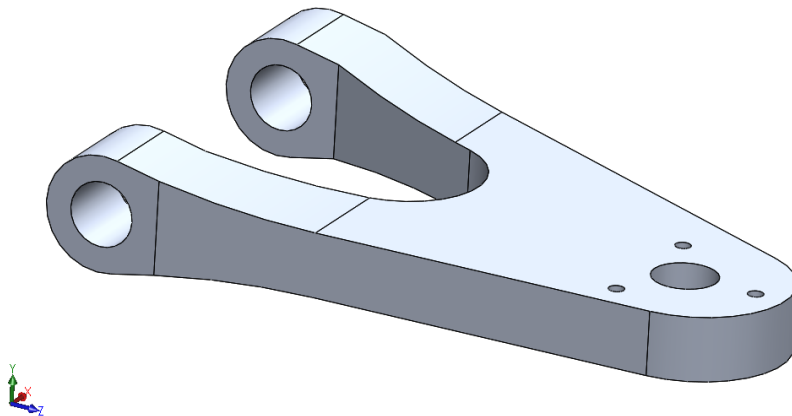


Figura VIII.4. Segundo rediseño del brazo de suspensión.

Una vez se le ha realizado el análisis estático (figura VIII.5) con las mismas sollicitaciones que en el primer modelo, se obtienen los siguientes resultados.

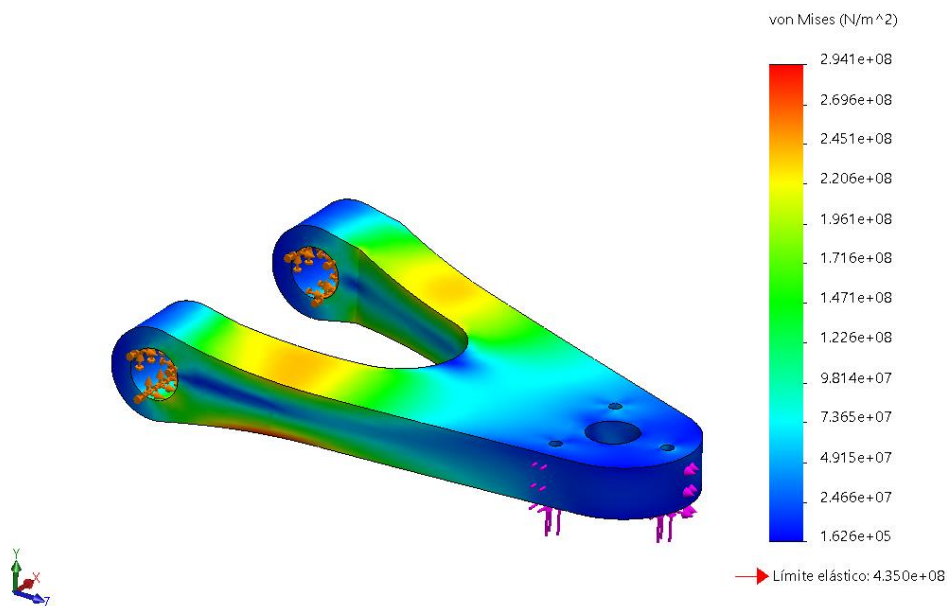


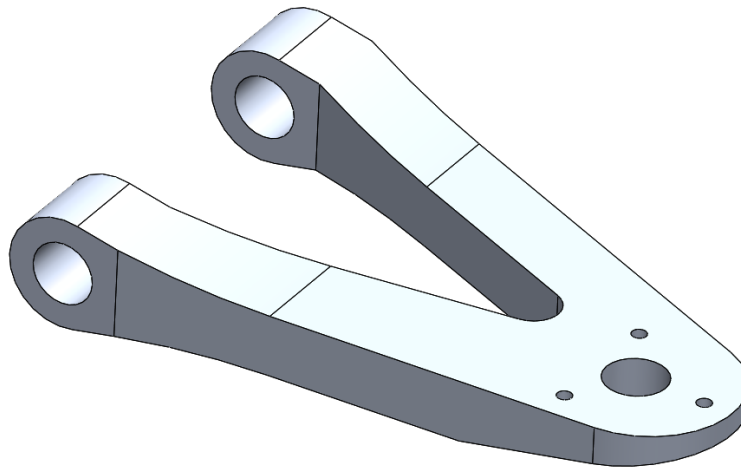
Figura VIII.5. Segundo análisis estático del brazo de suspensión. Fuerzas aplicadas:  $F_{Bx}$ ,  $F_{By}$  y  $F_{Bz}$ . Representación de tensiones.

## VIII. REDISEÑO

---

Se observa que las tensiones de la zona crítica se sitúan por debajo del límite elástico, por lo que este modelo sí que es capaz de soportar los esfuerzos que requiere el vehículo. A continuación, se realiza un tercer y último modelo, optimizado para reducir su peso y ajustarlo al anclaje de la rótula, representado en la figura VIII.6.

En el modelo final, representado en la figura VIII.6, se amplía el hueco central, para aligerar peso, y se realiza un corte con una inclinación de  $10^\circ$  en la zona de la rótula, así se consigue que la posición de trabajo sea exactamente la misma que la del brazo original.



**Figura VIII.6.** Rediseño definitivo del brazo de suspensión.

El estudio de tensiones y deformaciones de modelo rediseñado se realiza de la siguiente forma:

1. Análisis estático para solicitaciones en el eje Y.
2. Análisis estático para solicitaciones en el eje X.
3. Análisis estático para solicitaciones en el eje Z.
4. Análisis estático para solicitaciones combinadas.

En cada uno de ellos, se adjunta una imagen de las tensiones y los desplazamientos, para cada uno de los sentidos de aplicación de la fuerza, con sus respectivas reglas indicadoras de los colores, y finalmente, en la tabla VIII.1, se recogen los resultados representativos de cada análisis y se verifica si el modelo es válido.

# VIII. REDISEÑO

## 1. Análisis estático para solicitaciones en el eje Y.

### 1.1. Ensayo aplicando una fuerza en el eje Y en sentido positivo: +Fy

Del ensayo realizado se observa que el punto más crítico se encuentra en la unión del alojamiento del “silentblock” con el resto del brazo (figura VIII.6), pero no supera el límite elástico del material por lo que no supone un problema. Y en lo referente a los desplazamientos (figura VIII.7) el punto más crítico es donde se ubica la rótula, ya que desplaza hasta 5,5 mm. Pese a la elevada deformación, se considera aceptable por tratarse de un caso extremo, ya que se supone que la articulación del eje actúa de forma rígida y se le aplica un coeficiente de seguridad de  $\lambda=6$ .

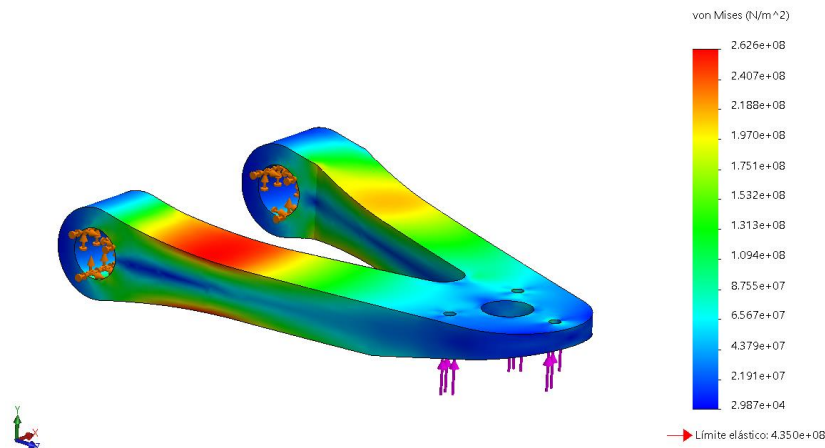


Figura VIII.7. Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerza aplicada:  $F_{By}$ . Representación de tensiones.

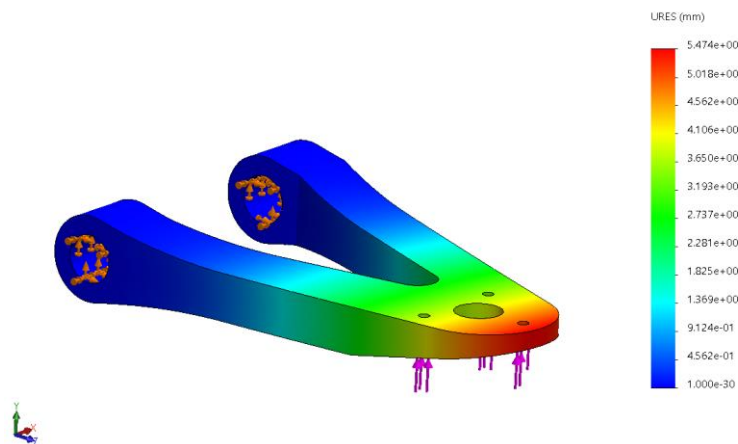
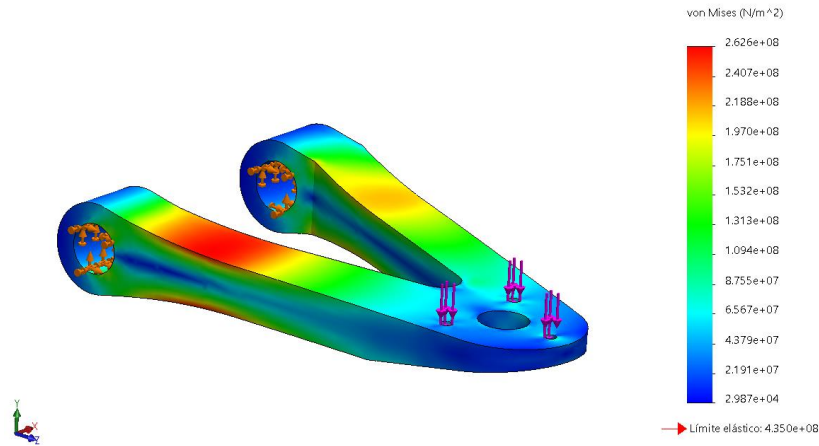


Figura VIII.8. Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerza aplicada:  $F_{By}$ . Representación de desplazamientos.

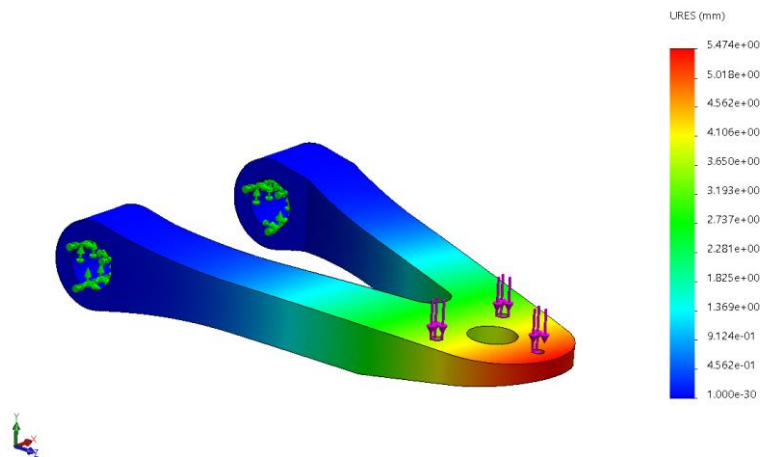
# VIII. REDISEÑO

## 1.1. Ensayo aplicando una fuerza en el eje Y en sentido negativo: $-F_y$

En esta ocasión la fuerza se aplica en sentido contrario al caso anterior, y debido a la simetría que presenta el diseño, los resultados tanto de la figura VIII.9 (tensiones) como de la figura VIII.10 (deformaciones) son los mismos.



**Figura VIII.9.** Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerza aplicada:  $-F_{By}$ . Representación de tensiones.



**Figura VIII.10.** Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerza aplicada:  $-F_{By}$ . Representación de desplazamientos.

# VIII. REDISEÑO

## 2. Análisis estático para solicitaciones en el eje X.

### 2.1. Ensayo aplicando una fuerza en el eje X en sentido positivo: +Fx

Al aplicar la fuerza en el sentido positivo del eje X, la zona más crítica se sitúa justo en la curva interior del alojamiento del amortiguador, tal como se observa en la figura VIII.11, pero en ningún momento alcanza el límite del material. Además, considerando que esta situación representa un caso de frenada de emergencia, la deformación máxima no alcanza ni un milímetro, según muestra la figura VIII.12, por lo que se puede asegurar que sí cumple.

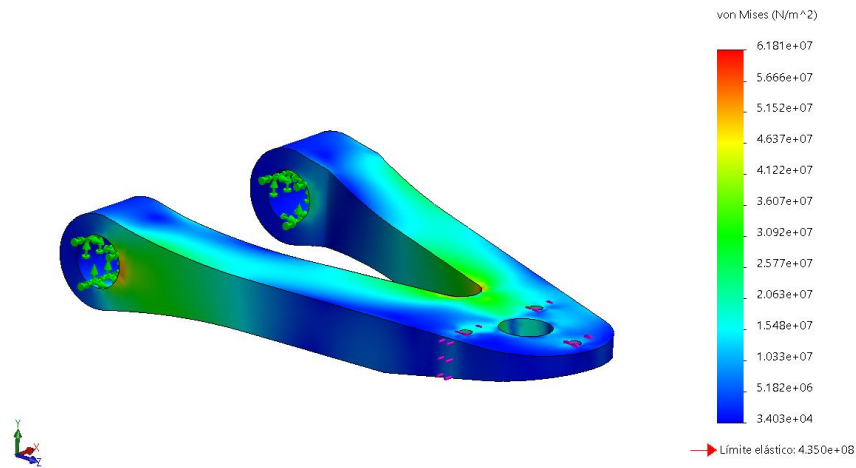


Figura VIII.11. Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerza aplicada:  $F_{Bx}$ . Representación de tensiones.

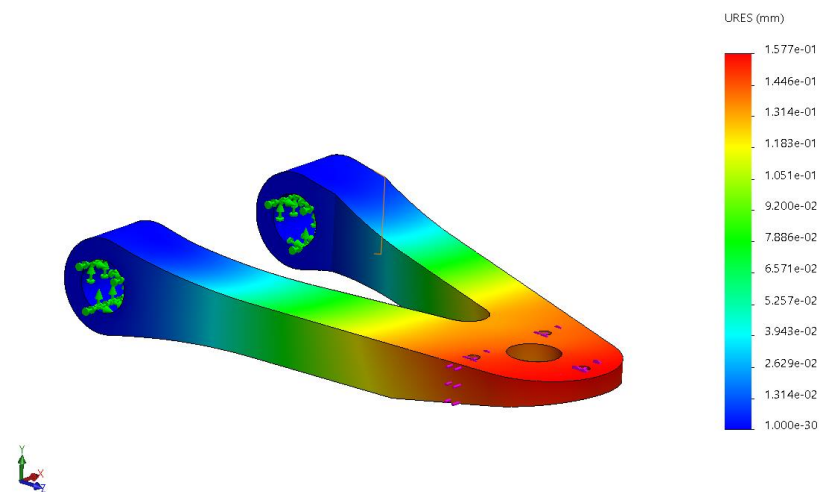


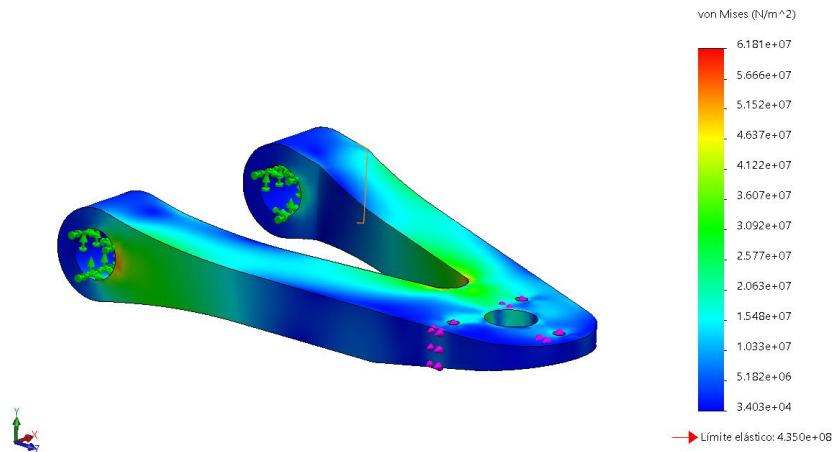
Figura VIII.12. Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerza aplicada:  $F_{Bx}$ . Representación de desplazamientos



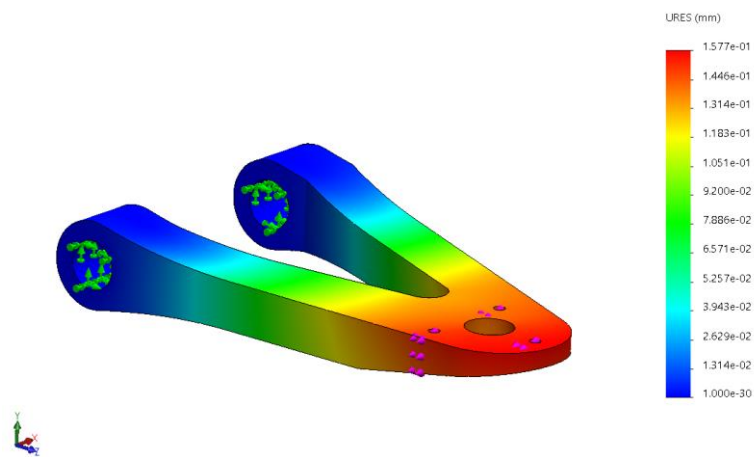
## VIII. REDISEÑO

### 2.2. Ensayo aplicando una fuerza en el eje X en sentido negativo: $-F_x$

En este caso, la fuerza se aplica en sentido contrario al anterior, y debido a la semejanza geométrica los resultados se asemejan a los del anterior ensayo, tal como muestran las figuras VIII.13 y VIII.14.



**Figura VIII.13.** Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerza aplicada:  $-F_{Bx}$ . Representación de tensiones.



**Figura VIII.14.** Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerza aplicada:  $-F_{Bx}$ . Representación de desplazamientos.

# VIII. REDISEÑO

## 3. Análisis estático para solicitaciones en el eje Z.

### 3.1. Ensayo aplicando una fuerza en el eje Z en sentido positivo: +Fz

En este caso se aplica una fuerza que tracciona el brazo, simulando una fuerza lateral sobre el neumático. Según se observa en la figura VIII.15, el brazo en ningún momento supera al límite elástico del material y tampoco se deforma más de 0,25 mm (figura VIII.16), por lo que se puede asegurar que cumple.

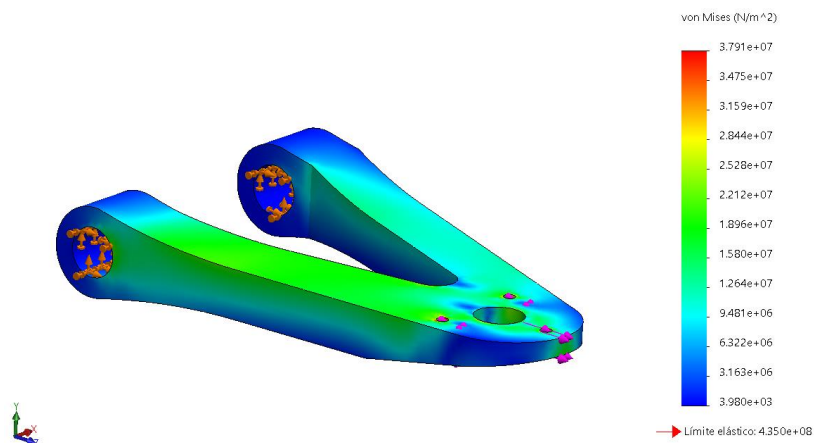


Figura VIII.15. Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerza aplicada:  $F_{Bz}$ . Representación de tensiones.

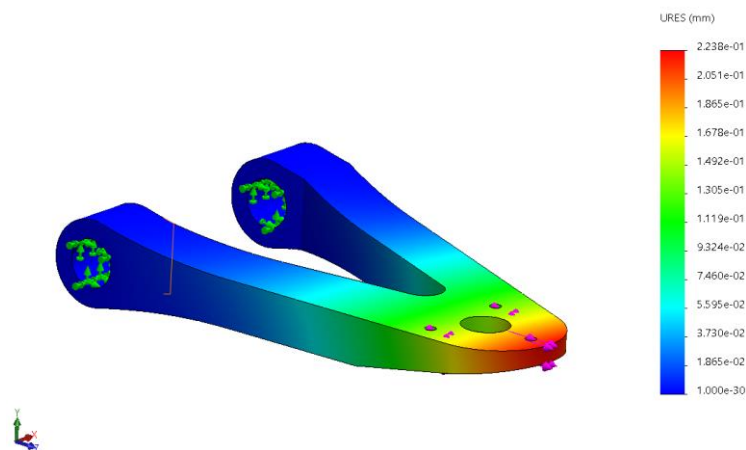


Figura VIII.16. Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerza aplicada:  $F_{Bz}$ . Representación de desplazamientos.

## 3.2. Ensayo aplicando una fuerza en el eje Z en sentido negativo: $-F_z$

Como en los casos anteriores, el brazo se comporta de manera similar al aplicar la fuerza en el eje Z en sentido contrario, tal como muestran las figuras VIII.17 y VIII.18.

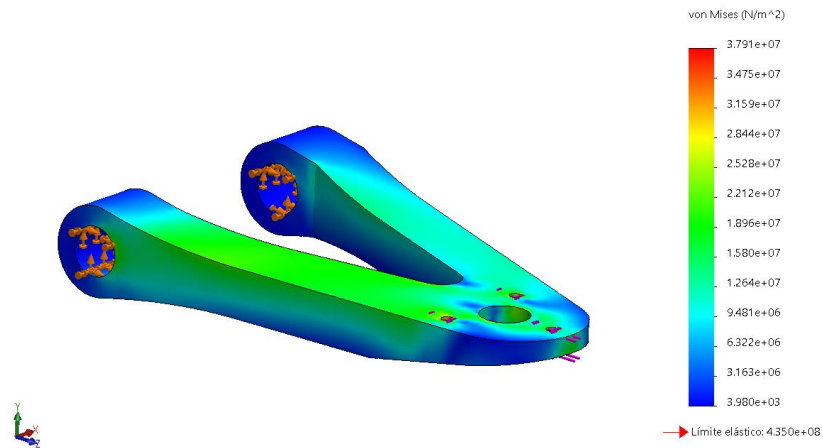


Figura VIII.17. Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerza aplicada:  $-F_{Bz}$ . Representación de tensiones.

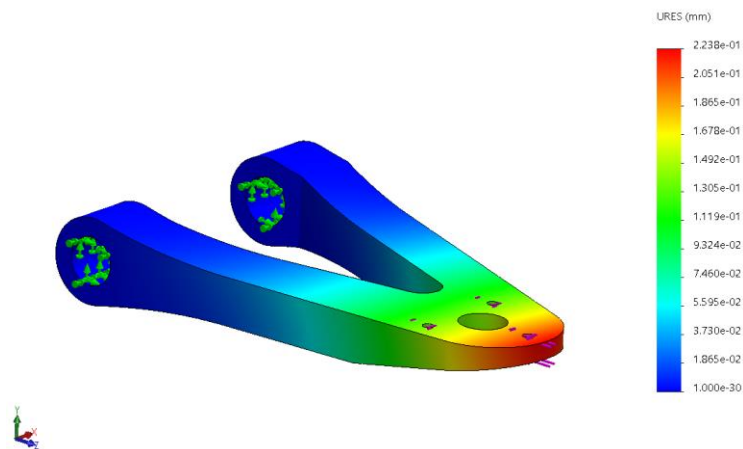


Figura VIII.18. Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerza aplicada:  $-F_{Bz}$ . Representación de desplazamientos.

# VIII. REDISEÑO

## 4. Análisis estático para solicitaciones combinadas.

### 4.1. Ensayo aplicando fuerzas combinadas: +Fy; +Fx; +Fz

Finalmente, para asegurar que el rediseño cumplirá en todas las situaciones, se realiza un ensayo aplicando todas las fuerzas anteriormente estudiadas. Tal como se observa en la figura VIII.19, la tensión máxima alcanza un valor ligeramente superior que en los casos anteriores, pero en ningún momento se supera el límite. Y en lo referente a las deformaciones (figura VIII.20), en esta ocasión el valor máximo se sitúa ligeramente por debajo de primer ensayo. En conclusión, se puede afirmar que el brazo resistirá ante cualquier situación.

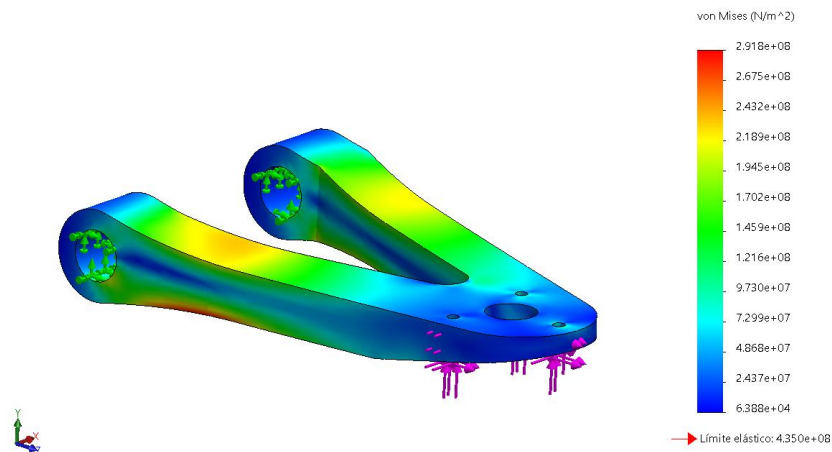


Figura VIII.19. Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerzas aplicadas:  $F_{Bx}$ ,  $F_{By}$  y  $F_{Bz}$ . Representación de tensiones.

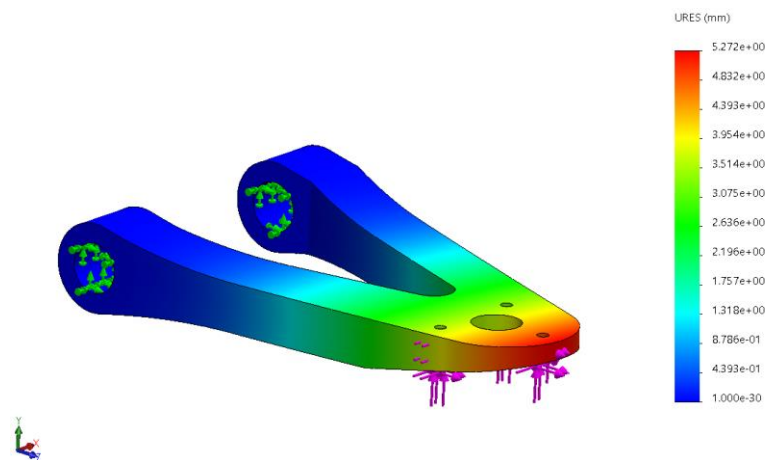
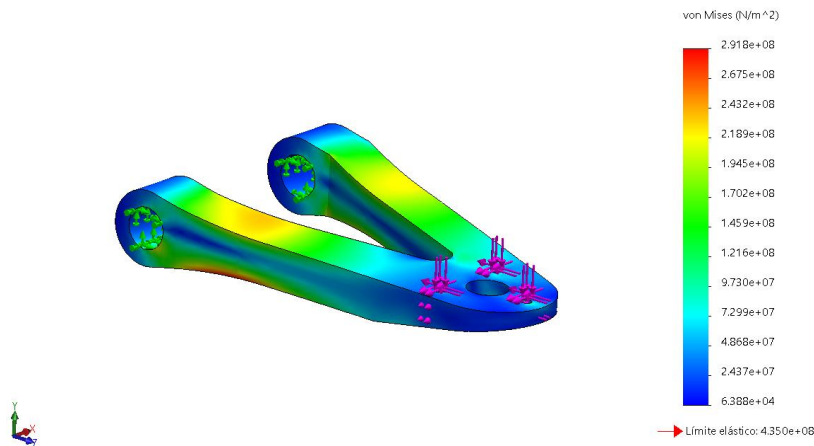


Figura VIII.20. Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerzas aplicadas:  $F_{Bx}$ ,  $F_{By}$  y  $F_{Bz}$ . Representación de desplazamientos.

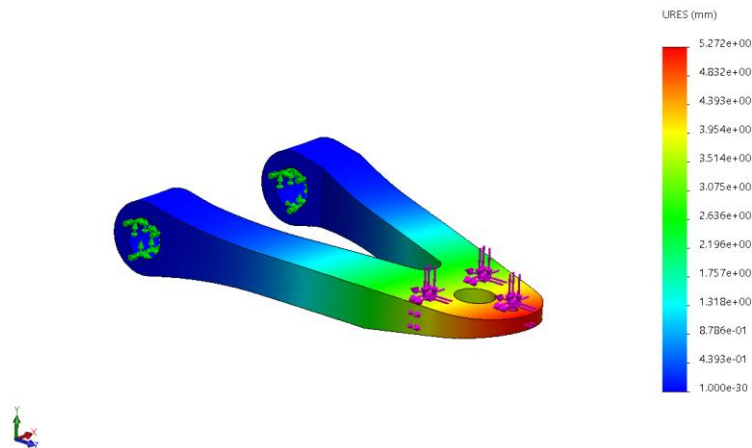
# VIII. REDISEÑO

## 4.2. Ensayo aplicando fuerzas combinadas: $-F_y$ ; $-F_x$ ; $+F_z$

De igual forma que en los casos anteriores, se ha hecho un segundo análisis invirtiendo el sentido de la fuerzas, para asegurarse de que el brazo cumple ante cualquier situación. Según los resultados expuestos en las figuras VIII. 21 y VIII.22 se puede asegurar que el brazo resistirá.



**Figura VIII.21.** Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerzas aplicadas:  $-F_{Bx}$ ,  $-F_{By}$  y  $-F_{Bz}$ . Representación de tensiones.



**Figura VIII.22.** Análisis estático del brazo de suspensión. Fuerzas aplicadas:  $-F_{Bx}$ ,  $-F_{By}$  y  $-F_{Bz}$ . Representación de desplazamientos.

## VIII. REDISEÑO

---

Finalmente, la tabla VIII.1 recoge los valores de las tensiones y las deformaciones de cada uno de los ensayos realizados, teniendo en cuenta el factor de seguridad  $\lambda=6$ .

**Tabla VIII.1.** Resultados de las tensiones y los desplazamientos obtenidos en los análisis estáticos.

Ensayo ( $\lambda=6$ )	Tensión máxima (MPa)	Desplazamiento máximo (mm)	Apto (Sí/No)
+Fy	262,6	5,5	Sí
-Fy	262,6	5,5	Sí
+Fx	61,8	0,2	Sí
-Fx	61,8	0,2	Sí
+Fz	37,9	0,2	Sí
-Fz	37,9	0,2	Sí
+Fy; +Fx; +Fz	291,8	5,3	Sí
-Fy; -Fx; -Fz	291,8	5,3	Sí
Límite elástico (Mpa)	435		

Tal como se observa, el caso más desfavorable es el de la hipótesis de flexión en el eje Y. Los valores de tensión máxima y de deformación para el resto de ensayos se sitúan muy por debajo del límite (con un factor de seguridad  $\lambda=6$ ), por lo que se asegura que el componente no cederá ante las sollicitaciones generadas durante la conducción.

Además, el diseño asegura que en ningún momento el brazo interfiere con la carrocería y permite que la rótula trabaje en la misma posición que en el caso del brazo original. Por lo que se concluye que el rediseño es apto y viable.

### VIII.3.4. Comparación y verificación.

La figura VIII.23 muestra el componente original y el componente una vez realizado el rediseño.

## VIII. REDISEÑO

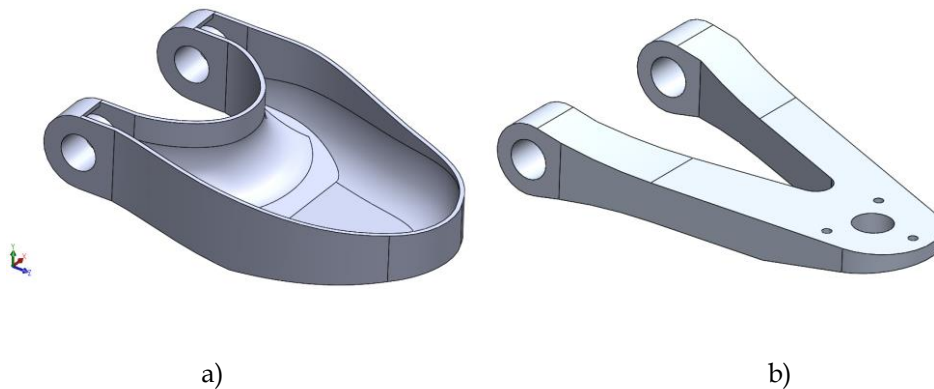


Figura VIII.23. Comparación de la geometría de ambos brazos. a) Brazo original. b) Brazos rediseño.

A continuación, en la tabla VIII.2 se realiza la comparación de las características de ambos componentes.

Tabla VIII.2. Comparativa de la características del brazo original y el rediseñado.

Características			
	Original	Rediseño	Unidades
Peso	3,9	1,4	kg
Longitud efectiva	220,0	217,0	mm
Avance rueda	6	6	°
Componentes complementarios			
Silentblocks necesarios	Originales	Originales	-
Rótula necesaria	Original	Original	-
Tornillos fijación rótula	x3 M6 x 25mm	x2 M6 x 35 mm x1 M6 x 25 mm	-

Tal como se observa en la tabla VIII.2, la única diferencia en cuanto a geometrías es la de la longitud, por lo que en ningún momento se modifican el resto de parámetros característicos del vehículo, asegurando así que ningún otro sistema se ve afectado por el cambio, según se analiza a continuación.

## VIII. REDISEÑO

---

Una vez finalizado el rediseño, se debe asegurar que todas las modificaciones (incluida la instalación de los nuevos brazos) cumplan con los requisitos para la circulación por vía pública. Los criterios que determinan si una reforma es viable o si requiere de una homologación se rigen por la normativa vigente, según (Ministerio de Industria, Comercio y Turismo, 2021), que determina que si los siguientes sistemas del vehículo se ven afectados, se necesita un proyecto de homologación:

- Dispositivos de protección trasera
- Emplazamiento de la placa de matrícula posterior
- Dispositivos de visión indirecta
- Frenado
- Parásitos radioeléctricos (compatibilidad electromagnética)
- Instalación de los dispositivos de alumbrado y señalización luminosa
- Guardabarros
- Protección lateral
- Sistemas antiproyección
- Masas y dimensiones (automóviles)
- Masas y dimensiones (resto vehículos)
- Dispositivos de acoplamiento
- Protección delantera contra el empotramiento

A continuación se hace un resumen de las modificaciones estudiadas y se especifica sin afecta a alguno de los sistemas anteriormente mencionados:

- **Primera modificación:** Relocalización de la batería y la rueda de repuesto en el vano porta cargas trasero.
- **Segunda modificación:** Instalación de la barra estabilizadora delantera del mismo modelo pero de motorización superior.
- **Tercera modificación:** Reducción de la altura del vehículo mediante el sistema original de regulación.
- **Cuarta modificación:** Reducción de la longitud del brazo superior de suspensión para mantener la caída de las ruedas establecida por el fabricante.



Según los resultados, ninguna modificación afecta a los sistemas anteriormente mencionados, ya que varían las geometrías del vehículo original, no modifican las características de carga, ni repercuten en el sistema de frenado y dirección.

### VIII.3.4. Proceso de fabricación

El método de fabricación seleccionado es el mecanizado por CNC, a partir de un bloque mecanizado de aluminio. Se ha elegido debido a las posibilidades de geometrías que permite conseguir y a que no requiere un postprocesado. Además, el tratarse de un lote de dos piezas (ambas distintas) permite la fabricación individualizada sin un incremento de costes.

En primer lugar, el bloque de aluminio debe tener unas dimensiones mínimas de 200x300x50 mm. Según el servicio online del proveedor que permite calcular el precio del bloque según necesidades, se obtiene un precio de 62,89 € por cada uno de los bloques.

El proceso de mecanizado por CNC consta de dos partes. A las cuales se les aplica un coste por hora invertida en función de los datos orientativos proporcionados por (Universidad de Zaragoza, 2018).

- Primero: Preparación del modelo para CNC.
  - Aproximadamente 2h por unidad a un coste de en 42 €/h.
- Segundo: Proceso de mecanizado (Operario, material y máquina).
  - Aproximadamente 7h por unidad a un coste de 48,25 €/h.

Finalmente, tal como se ha comentado anteriormente, el mecanizado no requiere de posttratamientos, por lo que una vez retirado de la máquina CNC, ya se procede a la instalación en el vehículo. Además, al tratarse de un modelo simétrico en el plano XZ (excepto el plano inclinado de la rótula), facilita la fabricación del componente para ambos lados, ya que sólo se diferencian en la orientación de dicho plano inclinado.

Los planos de fabricación de ambos brazos (izquierdo y derecho) se adjuntan en el Anexo de este documento. Una vez fabricados, el proceso de montaje es idéntico al establecido por el manual

# **IX. ESTUDIO ECONÓMICO**

## **ESTUDIO ECONÓMICO**

## IX. ESTUDIO ECONÓMICO

---

En primer lugar, se presenta la tabla IX.1 que establece el coste de adecuación del vehículo teniendo en cuenta las tres primeras modificaciones, ya que sólo requieren trabajo de taller. El precio por hora de la mano de obra se establece de manera orientativa, en función del precio marcado por concesionario oficial de Renault.

**Tabla IX.1.** Coste de la adecuación del vehículo (Primera, segunda y tercera modificación).

Adecuación del vehículo				
Descripción	Material	Unidades	Precio	Total
Redistribución de cargas en el eje trasero	Elementos de anclaje	-	50,00 €	50,00 €
	Mano de obra (Horas)	2	54,00 €	108,00 €
Sustitución barra estabilizadora	Kit barra estabilizador a 17 mm	1	175,00 €	175,00 €
	Mano de obra (Horas)	1	54,00 €	54,00 €
Modificación altura del vehículo	Mano de obra (Horas)	2	54,00 €	108,00 €
			Subtotal	495,00 €
			IVA 21%	103,95 €
			Total	598,95 €

## IX. ESTUDIO ECONÓMICO

---

En segundo lugar se considera el coste de realizar el rediseño de los brazos de suspensión (Tabla IX.2), donde se han considerado la horas de análisis invertidas y las de rediseño. El precio de la mano de obra se establece de manera orientativa, fijándose en la oferta del mercado actual.

**Tabla IX.2.** Coste del rediseño de los brazos de suspensión.

Rediseño de los brazos de suspensión				
Descripción	Material	Unidades	Precio	Total
Estudio y rediseño	Mano de obra (Horas)	6	60,00 €	360,00 €
Realización de planos	Mano de obra (Horas)	2	60,00 €	120,00 €
Subtotal				480,00 €
IVA 21%				100,80 €
Total				580,80 €

A continuación, en la tabla IX.3 se muestra el coste de fabricación de un solo brazo, donde se tiene en cuenta el material y todo el proceso requerido para la fabricación mediante CNC.

**Tabla IX.3.** Coste de fabricación de un brazo superior de suspensión rediseñado.

Fabricación del brazo de suspensión (1 Unidad)				
Descripción	Material	Unidades	Precio	Total
Generación de modelo para CNC	Mano de obra (Horas)	2	42,00 €	84,00 €
Mecanizado (Operario + máquina + material)	Mano de obra (Horas)	7	48,25 €	337,75 €
Bloque de aleación de aluminio serie 7***	35.37 kg	Bloque	1.97 €/kg	69,68 €
Subtotal				491,43 €
IVA 21%				103,20 €
Total				594,63 €

## IX. ESTUDIO ECONÓMICO

---

Una vez finalizada la fabricación, es necesaria la sustitución de los brazos originales por los rediseñados. En la tabla IX.4 muestra el coste de la operación.

**Tabla IX.4.** Coste de la operación de sustitución de los brazos de suspensión.

Sustitución de los brazos en el vehículo				
Descripción	Material	Unidades	Precio	Total
Desmontaje brazos originales	Mano de obra (Horas)	1	54,00 €	54,00 €
	"Silentblock"	4	8,00 €	32,00 €
	Rótula	2	15,62 €	31,24 €
	Tornillo Hex. M6 x 35mm a/inox	4	0,34 €	1,36 €
	Tornillo Hex. M6 x 25mm a/inox	2	0,34 €	0,68 €
	Tuerca seguridad a/inox	6	0,19 €	1,14 €
Ensamblaje brazos rediseñados	Mano de obra (Horas)	0,5	54,00 €	27,00 €
Montaje brazos rediseñados	Mano de obra (Horas)	1	54,00 €	54,00 €
			Subtotal	201,42 €
			IVA 21%	42,30 €
			Total	243,72 €

## IX. ESTUDIO ECONÓMICO

---

Finalmente, la tabla IX.5 expresa el coste total del proyecto, teniendo en cuenta que es necesaria la fabricación de dos unidades (brazo izquierdo y brazo derecho)

Tabla IX.5. Coste total del proyecto.

Coste total del proyecto				
Descripción	Material	Unidades	Precio	Total
Adecuación del vehículo	Operación	1	598,95 €	598,95 €
Rediseño de los brazos de suspensión	Operación	1	580,80 €	580,80 €
Fabricación de los brazos de suspensión	Operación	2	594,63 €	1 189,26 €
Montaje de los nuevos brazos	Operación	1	243,72 €	243,72 €
Proyecto	Mano de obra (Horas)	50	60,00 €	3000
			Subtotal	5 612,73 €
			IVA 21%	1 178,67 €
			Total	6 791,40 €

# **X. CONCLUSIONES FINALES**

## **CONCLUSIONES FINALES**

## **X. CONCLUSIONES FINALES**

---

A modo de resumen, en los siguientes tres puntos se recogen las conclusiones del proyecto realizado:

- El modelo original presentaba un defecto en el comportamiento dinámico durante el paso por curva. El eje trasero tendía al vuelco en las situaciones límite.
- Con las modificaciones realizadas, se consigue incrementar la velocidad máxima entre un 12 % y un 3 %, reduciéndose el incremento a medida que se aumenta la velocidad, llegando a ser nulo para velocidades superiores a los 80 km/h, debido a la influencia aerodinámica.
- Las modificaciones obligan al rediseño de los brazos superiores de suspensión, para corregir la caída de las ruedas. Después de realizar el rediseño se concluye que es perfectamente viable y que no afecta ni al comportamiento ni a las geometrías del modelo original, por lo que es apto para la circulación por vía pública.
- El coste del proyecto alcanza los 6 791,40 € ya que únicamente se realiza para un vehículo. En caso de ampliar los vehículos modificados, el coste se repartiría entre todos, exceptuando los costes de fabricación, ya que vienen determinados por el componente.



# **XI. BIBLIOGRAFÍA**

## **BIBLIOGRAFÍA**

# XI. BIBLIOGRAFÍA

---

## Referencias

Luque, P., Álvarez, D., & Vera, C. (2012). *Ingeniería del automóvil*. Madrid: Ediciones Paraninfo.

Cascajosa, M. *Ingeniería de vehículos* (4th ed.). Tébar Flores.

GT. Guía de tasaciones. (1986). *Manual de taller. Renault 5.*

*VSusp.* (2020). [Web]

Universidad de Zaragoza. (2018). *SERVICIOS DE APOYO A LA INVESTIGACIÓN. DIVISION SERVICIOS TRANSVERSALES*. Recuperado de [https://vgeconomica.unizar.es/sites/vgeconomica.unizar.es/files/archivos/PCC/precios\\_publicos/2017-2018/450.08saimecanicaprecision2018.pdf](https://vgeconomica.unizar.es/sites/vgeconomica.unizar.es/files/archivos/PCC/precios_publicos/2017-2018/450.08saimecanicaprecision2018.pdf)

Air Density and Specific Weight Table, Equations and Calculator. (2021). Recuperado de <https://www.engineersedge.com/calculators/air-density.htm>

RACE-Goodyear. (2014). *Neumático y asfalto. Juntos por tu seguridad*. Recuperado de <https://www.race.es/wp-content/uploads/2014/04/InformeRACEGOODYEAR-Neumaticos-y-asfalto-2014-juntos-por-tu-seguridad.pdf>

Ministerio de Industria, Comercio y Turismo,(2021), *Manual de Reformas de Vehículos* (pp. 87-89),

Tienda online y almacén de Aluminio, Metales y Plásticos Técnicos. (2021). <https://www.lumetalplastic.com/>

**XII. ANEXO**

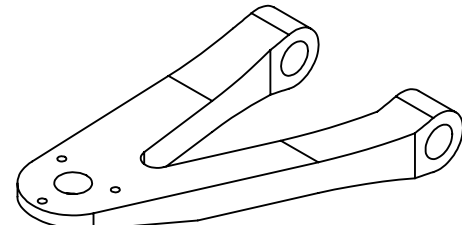
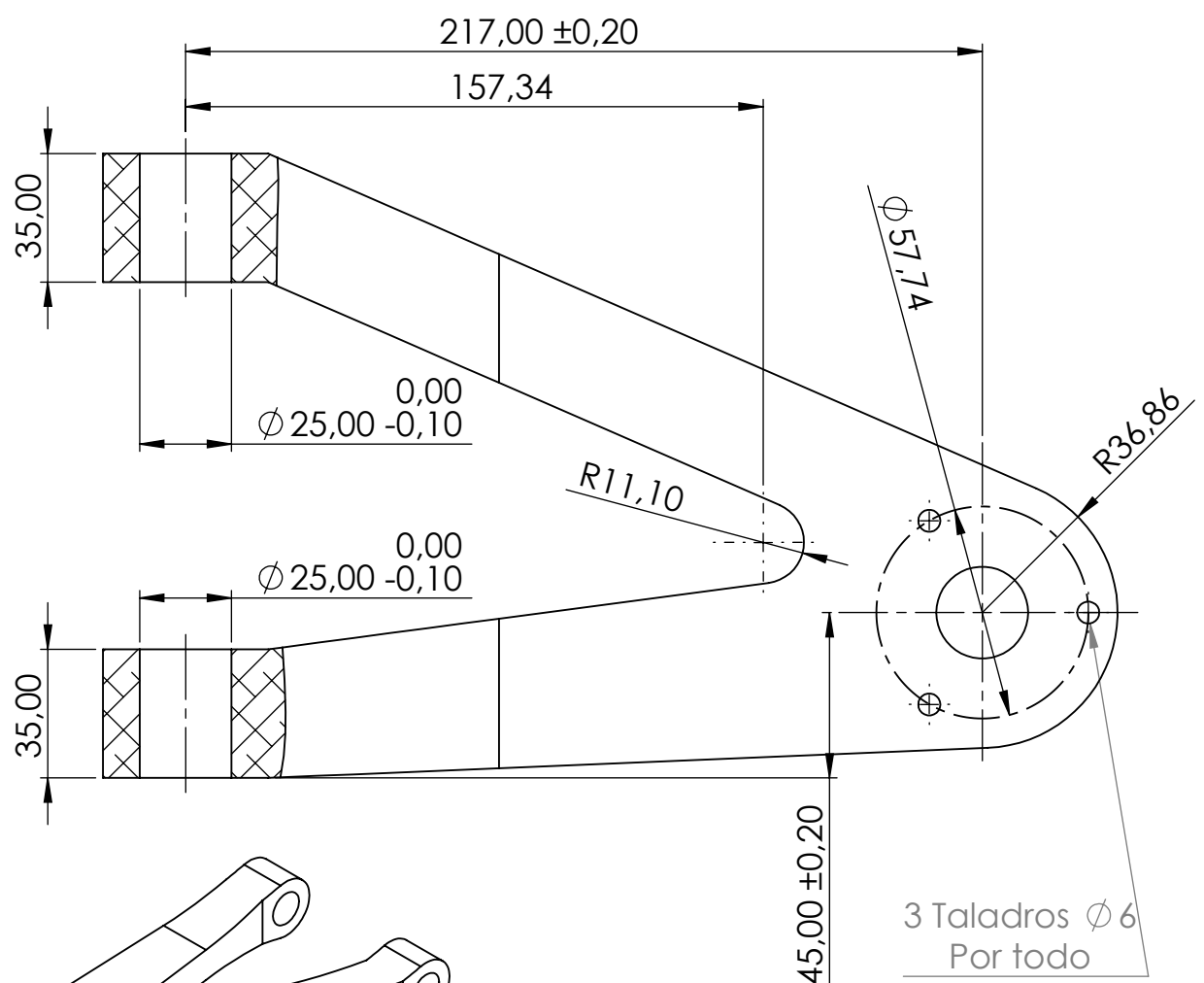
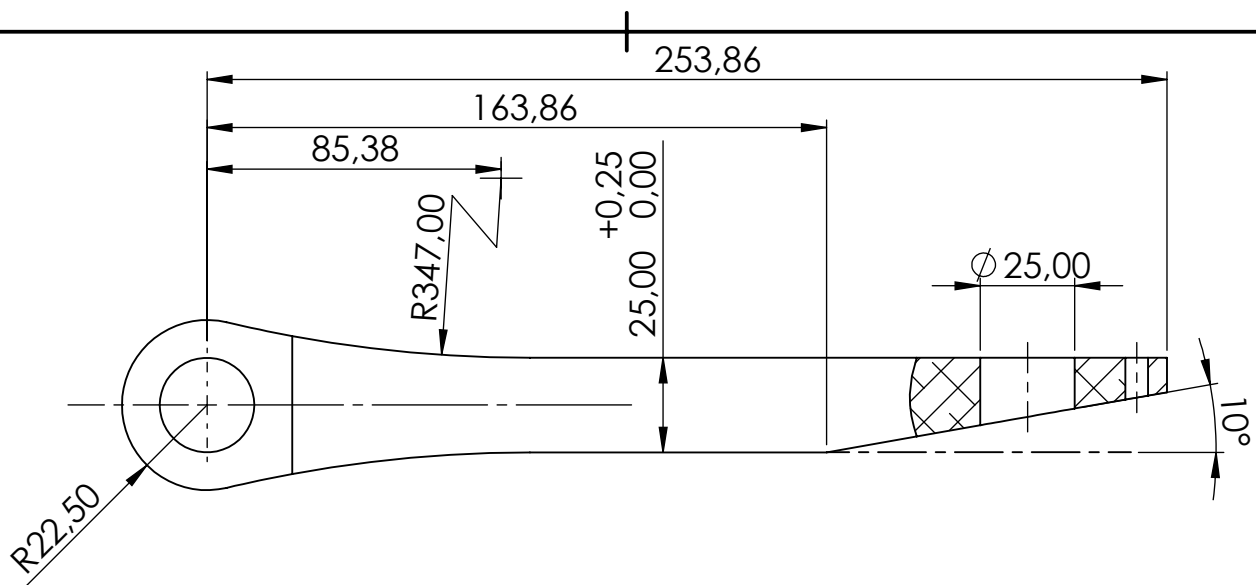
**ANEXO**

## **XII. ANEXO**

---

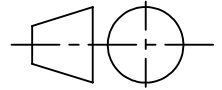
A continuación se exponen los planos de fabricación con toda la información necesaria para llevar a cabo su procesado:

- **Plano 1:** Brazo de suspensión superior lado derecho.
- **Plano 2:** Brazo de suspensión superior lado izquierdo.

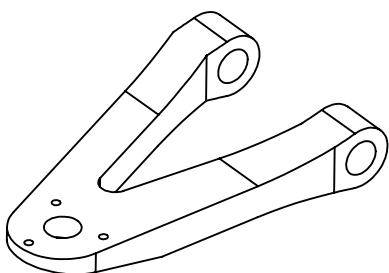
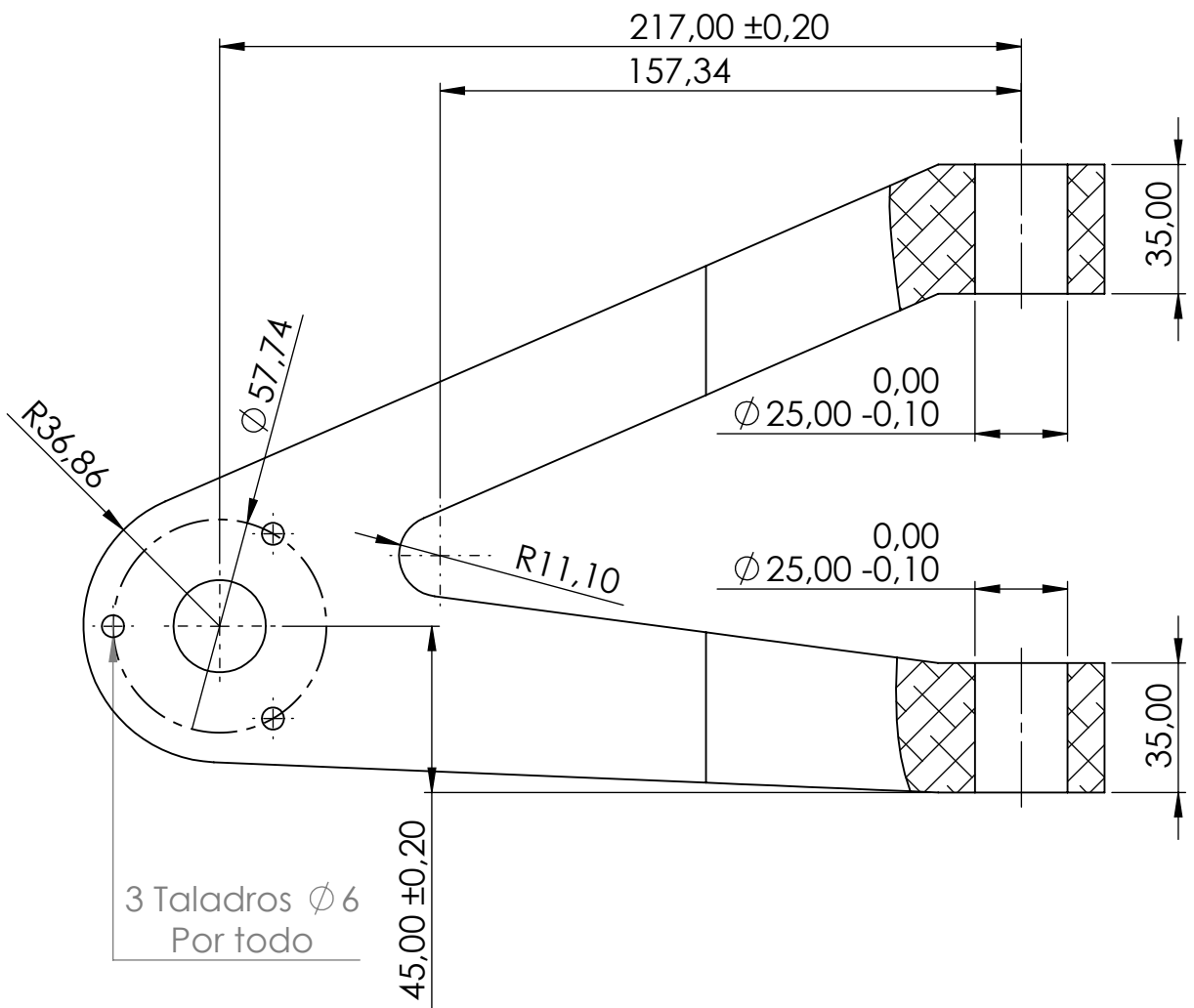
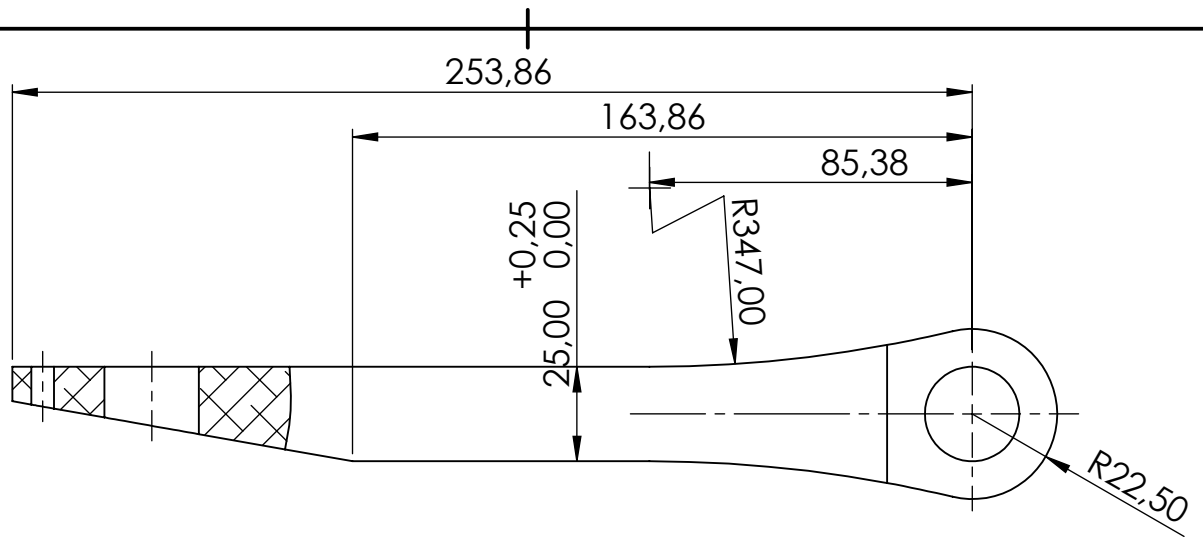


**Estudio, optimización y rediseño de los elementos de suspensión de un vehículo clásico para mejorar su rendimiento y estabilidad.**

Cotas en mm	Rebarbar y romper aristas vivas		Material:	
Acabdo superficial: N7			Aluminio 7050 T73510	
Título	Brazo de suspensión rediseñado	Nº Plano: 1	Escala	1:2
Dibujo	Óscar Limiñana Bello		Fecha	28-05-21



Universidad Politécnica de Valencia



**Estudio, optimización y rediseño de los elementos de suspensión de un vehículo clásico para mejorar su rendimiento y estabilidad.**

Cotas en mm	Rebarbar y romper aristas vivas		Material:	
Acabdo superficial: N7			Aluminio 7050 T73510	
Título	Brazo de suspensión rediseñado	Nº Plano: 2	Escala	1:2
Dibujo	Óscar Limiñana Bello		Fecha	28-05-21



Universidad Politécnica de Valencia