



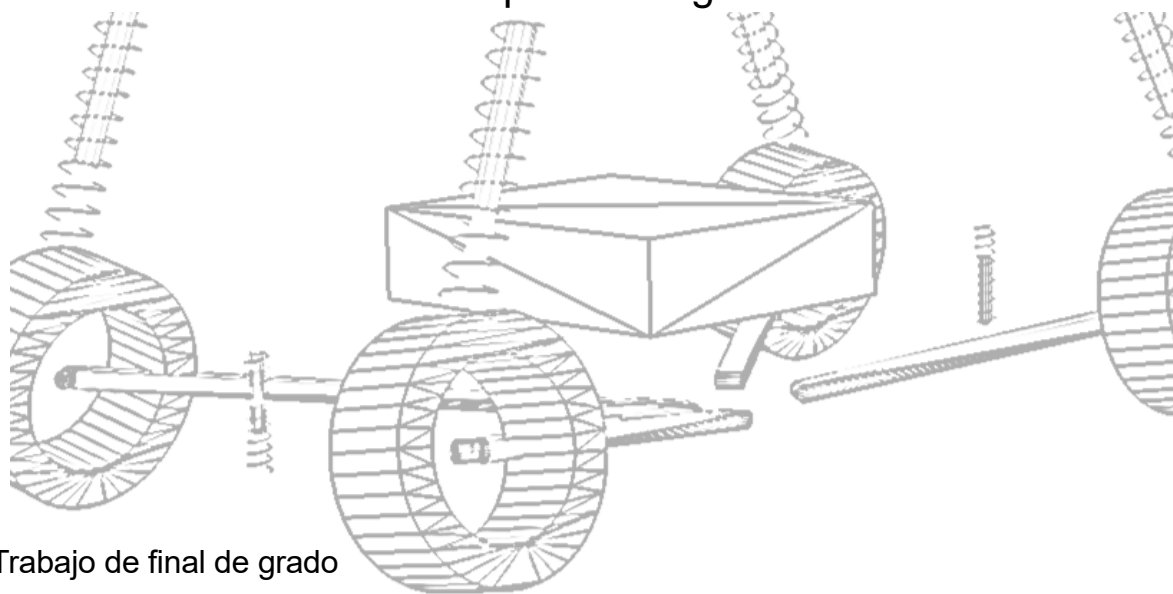
UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela técnica superior de ingeniería de diseño



Trabajo de final de grado

MODELO PARAMÉTRICO DE UN VEHÍCULO PARA EL ESTUDIO DE SU COMPORTAMIENTO DINÁMICO EN CURVA

Autor:

JAVIER MARUENDA SANZ

Grado en Ingeniería Mecánica

Mayo 2016

Director:

FRANCISCO JOSÉ VALERO CHULIÁ

Centro de Investigación en Ingeniería Mecánica

Resumen

En el presente trabajo se ha desarrollado un modelo paramétrico en ADAMS View de un vehículo del tipo turismo. El modelo resultante ha sido empleado para estudiar el efecto de la variación de las propiedades másicas e inerciales en el comportamiento dinámico en curva del vehículo. Se distinguen cuatro bloques diferenciados:

- **Creación del modelo paramétrico:** Se han establecido las relaciones que regulan la interacción entre los distintos parámetros y las características del modelo. Las principales características sobre las que se puede actuar son: Geometría, constantes de rigidez y amortiguamiento, características másicas e inerciales y control del vehículo a través de la velocidad y ángulo de dirección.
- **Asignación de valores a los parámetros:** Se han realizado los cálculos necesarios para que los valores empleados sean representativos del tipo de vehículo objeto de estudio. Para ello se han revisado los principales fenómenos que intervienen en el dimensionado de estas partes.
- **Simulación:** Se han configurado distintas pruebas orientadas a medir una o varias características del vehículo. Algunas de estas pruebas se han diseñado atendiendo a la normativa ISO que se aplica en los vehículos reales, aunque salvando las diferencias con las limitaciones de la simulación.
- **Análisis:** Se ha procesado la información obtenida en las simulaciones para poder realizar estudios y comparaciones. Los resultados se han analizado de manera visual, mediante la creación de gráficos comparativos de las pruebas realizadas.

Palabras clave

Dinámica vehicular, modelo paramétrico, comportamiento del vehículo, ADAMS, simulación, neumáticos, Pacejka, inercia, radio constante, frenado en curva.

Indice

Memoria	8
Objeto	8
Introducción	8
<i>Dinámica vehicular</i>	8
<i>Dinámica de sistemas multicuerpo</i>	9
<i>Modelos paramétricos</i>	11
Modelo Paramétrico	11
<i>Descripción</i>	11
<i>Construcción paramétrica</i>	12
Depuración y optimización	29
<i>Ceros en los denominadores</i>	29
<i>Signo de una variable</i>	30
<i>Evitar valores negativos</i>	30
<i>Valor absoluto</i>	31
<i>Relación entre las funciones</i>	32
<i>Formulación empleada</i>	32
Parámetros empleados en la simulación:	34
<i>Masa de las partes del vehículo:</i>	34
<i>Posición del centro de gravedad y tensor de inercia</i>	34
<i>Constantes de rigidez y amortiguamiento de la suspensión</i>	37
<i>Barras estabilizadoras</i>	38
<i>Configuraciones de ensayo</i>	40
Evaluación del efecto de la variación de masa y momento de inercia del vehículo	43
<i>PRUEBA 1: Comportamiento del vehículo en movimiento circular uniforme</i>	43
<i>PRUEBA 2: Frenado en curva</i>	45
<i>PRUEBA 3: Respuesta a variación brusca de ángulo de volante</i>	46
Análisis de los resultados	47
<i>Prueba 1: Comportamiento del vehículo en movimiento circular uniforme</i>	48
<i>Prueba 2: Frenado en curva</i>	49
<i>Prueba 3: Respuesta a variación brusca de ángulo de volante</i>	49
Resultados	50
<i>PRUEBA 1: Comportamiento del vehículo en movimiento circular uniforme</i>	50
<i>PRUEBA 2: Frenado en curva</i>	59
<i>Prueba 3: Respuesta a variación brusca de ángulo de volante</i>	65
Conclusiones	71
Bibliografía	72

PLIEGO DE CONDICIONES.....	73
Condiciones de los puestos de trabajo	73
Condiciones de software.....	73
PRESUPUESTO.....	74
Presupuestos parciales.....	74
Presupuesto global	76
ANEXO I: RELACIONES PARAMÉTRICAS.....	77
Dimensiones elementales.....	77
Posición del centro de gravedad.....	77
Ejes de pivote de la suspensión.....	78
Orientación de las ruedas	80
Eje de dirección	81
Posición y orientación de los Muelles y barras	82
rigidez y amortiguamiento.....	83
Pares de aceleración y frenado:	83
Fuerza aerodinámica de resistencia al avance.....	84
ANEXO II: CALCULOS	85
Masa de las partes.....	85
Centro de gravedad e inercia de los pasajeros.....	85
Centro de gravedad e inercia del vehículo.....	87
Constantes de rigidez de la suspensión	91
Constantes de amortiguamiento	92
Barras estabilizadoras	93
ANEXO III: CÓDIGO FUENTE.....	95
Modelo de neumáticos (C++).....	95
Código para importar resultados a excel (.vba)	103
Código para crear nuevos canales matemáticos (.vba)	106
Código para ajustar curvas y obtener derivada (.vba)	108

Índice de figuras

Figura 1: Modelos de suspensión simplificados.....	8
Figura 2: Posición de un punto perteneciente a un cuerpo	9
Figura 3: Swing Arm Model.....	11
Figura 4: Modelo creado con ADAMS.....	12
Figura 5: Dimensiones elementales del modelo	13
Figura 6: Ángulos de la geometría antihundimiento.....	14
Figura 7: Eje de pivote de la suspensión delantera izquierda	14
Figura 8: Ejes de pivote de los cuatro brazos de suspensión	15
Figura 9: Eje de orientación de las ruedas.....	15
Figura 10: Posición y orientación del eje de pivote de la dirección	16
Figura 11: Dirección del vehículo en curva	17
Figura 12: Disposición de los amortiguadores respecto al eje de pivote de la suspensión.....	19
Figura 13: Disposición de los elementos de la suspensión.....	19
Figura 14: Forma simple de la función descrita por la “Magic Formula”	21
Figura 15: Circulo de fricción	24
Figura 16: Relación entre fuerza calculada y ajustada al círculo de fricción	24
Figura 17: Obtención de la función generadora del círculo de fricción	25
Figura 18: Fuerza recortada con la primera formulación empleada.....	25
Figura 19: Fuerza máxima recortada con la formulación final empleada.....	26
Figura 20: Elipses de fricción generadas con la formulación final empleada.....	26
Figura 21: Flujo de control de la velocidad	28
Figura 22: Secante hiperbólica representada para distintos parámetros de α	29
Figura 23 Función tangente hiperbólica representada para varios valores de α	30
Figura 24: Tangente hiperbólica empleada para evitar valores negativos	30
Figura 25: Función valor absoluto (Negro) y $\ln(\cosh())$ (Rojo)	31
Figura 26: Relación entre las funciones empleadas	32
Figura 27: Funciones hiperbólicas	32
Figura 28: Comparativa de memoria requerida.....	33
Figura 29: Modelo para la estimación de la inercia.....	35
Figura 30: Dimensiones de cálculo de los ocupantes	37
Figura 31: modelo dinámico de dos grados de libertad	37

Figura 32 Representación del vehículo en curva	39
Figura 33: Eje de balanceo	39
Figura 34: Interfaz de usuario en EXCEL	47
Figura 35: Velocidad y señal de control de la prueba 1	49
Figura 36 Velocidad y señal de control de la prueba 2	49
Figura 37: Planteamiento del modelo	74
Figura 38: Creación del modelo	74
Figura 39: Simulación	74
Figura 40: Análisis de datos.....	75
Figura 41: Redacción del informe	75
Figura 42: Presupuesto global	76

MEMORIA

OBJETO

La creación de un modelo paramétrico para la realización de estudios sobre el comportamiento dinámico en curva de vehículos de cuatro ruedas. El modelo permitirá la variación del valor de los parámetros que mayor influencia tienen en su comportamiento. Se realizará un estudio del efecto de la variación de masa y momento de inercia producidos por los cambios en las condiciones de carga que se dan habitualmente en los vehículos automóviles de tipo turismo.

INTRODUCCIÓN

DINÁMICA VEHICULAR

La dinámica vehicular se encarga de estudiar el movimiento de los vehículos atendiendo a las fuerzas que lo producen. El término dinámica vehicular suele referirse a los vehículos terrestres. Las fuerzas que generan el movimiento del vehículo se producen en los neumáticos, y se transmiten al chasis del vehículo a través de los elementos de la suspensión. Es por esto que tanto el cálculo de las fuerzas generadas por los neumáticos, como su interacción con el chasis a través de los elementos de la suspensión son una parte esencial de cualquier modelo dinámico de un vehículo. Los modelos dinámicos empleados pueden ser extremadamente complejos ya que pueden involucrar un gran número de variables, generalmente acopladas entre sí, además de presentar discontinuidades. Es frecuente utilizar modelos más o menos simplificados en función de la parte del vehículo o del comportamiento del vehículo que se desea estudiar. La complejidad de estos modelos puede variar desde modelos simples, como un sistema masa - muelle - amortiguador hasta modelos complejos de vehículos completos.

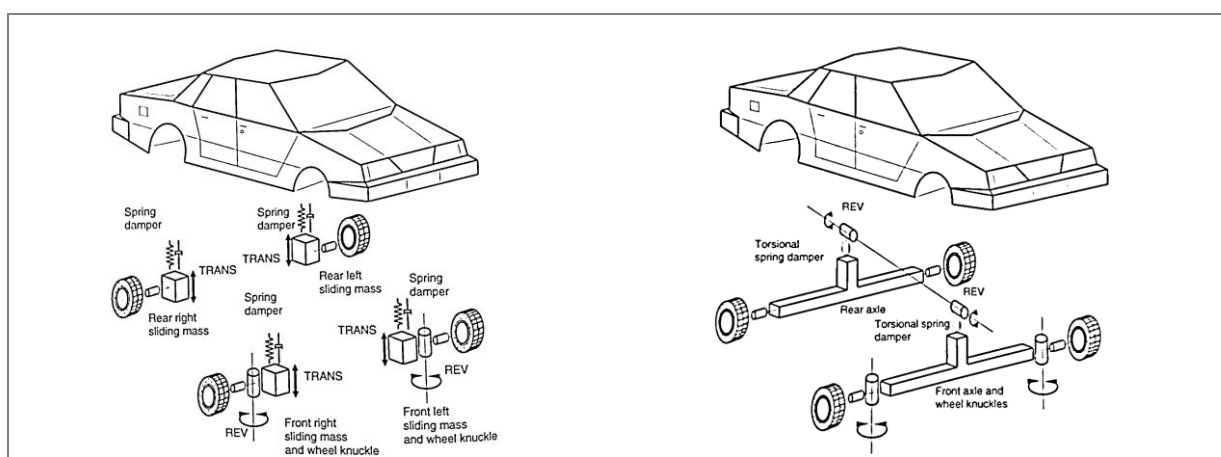


Figura 1: Modelos de suspensión simplificados

También es frecuente estudiar por separado la dinámica longitudinal, relacionada con las prestaciones de aceleración y frenada del vehículo, la dinámica lateral, centrada en el comportamiento en curva y la dinámica vertical, normalmente relacionada con el confort de los ocupantes. La figura 1 muestra dos ejemplos de modelos simplificados que se pueden emplear en este tipo de estudios. El

primer modelo denominado “Lumped mass model” puede ser empleado para estudiar la dinámica vertical, sin embargo no es capaz de reproducir los fenómenos que pueden darse en la dinámica lateral. Al contrario, el segundo modelo puede resultar interesante para estudiar el efecto de la rigidez de balanceo de la carrocería en la dinámica lateral, pero no es capaz de reproducir los fenómenos propios de la dinámica vertical. El empleo de estos modelos permite desacoplar algunas de las variables del sistema. Aun así la resolución de estos modelos simplificados sigue resultando compleja, por lo que para resolverlos se utilizan métodos computacionales basados en los principios de la dinámica de sistemas multicuerpo. Estos softwares de simulación dinámica, se han convertido en una herramienta fundamental para el análisis de la dinámica vehicular. Uno de los programas de cálculo de sistemas multicuerpo más conocido es ADAMS (Automated Dynamic Analysis of Mechanical Systems), que permite resolver problemas tanto de la dinámica vehicular como de cualquier otra especialidad vinculada con la dinámica de sistemas multicuerpo.

DINÁMICA DE SISTEMAS MULTICUERPO

Un sistema multicuerpo es un sistema compuesto por varios cuerpos sólidos que poseen movimiento relativo entre sí. La dinámica de sistemas multicuerpo trata el movimiento de los sistemas atendiendo a las fuerzas que lo producen.

Cada movimiento que puede tener un cuerpo en el espacio es un grado de libertad. El número de grados de libertad que posee un cuerpo es igual al número mínimo de coordenadas que son necesarias para definir la posición de un cuerpo. Un cuerpo que se pueda mover libremente en el espacio tiene 6 grados de libertad: La translación en las tres direcciones y la rotación en los tres ejes. Si se añaden restricciones se quitan grados de libertad. Por ejemplo el puntero del ratón tiene dos grados de libertad ya que sólo se puede mover en dos direcciones y no puede rotar en ningún sentido.

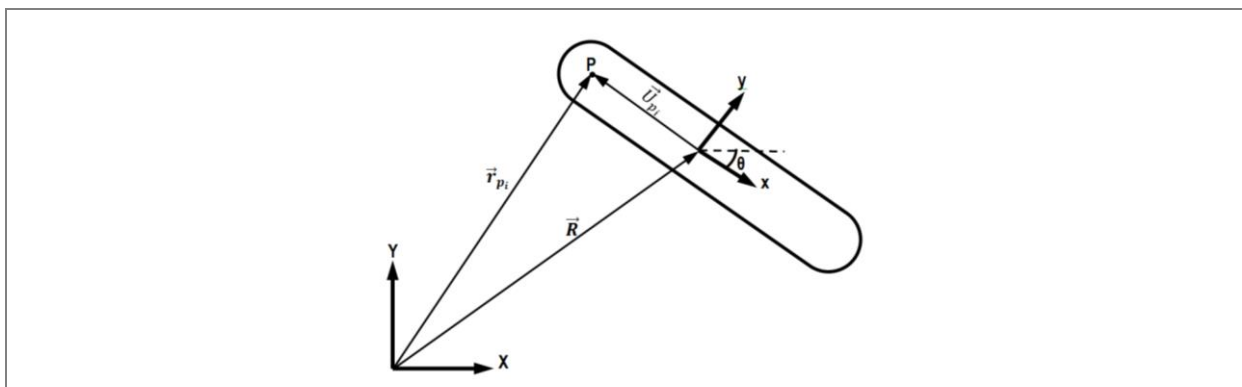


Figura 2: Posición de un punto perteneciente a un cuerpo

La posición en el espacio de un punto perteneciente a un cuerpo se define de la siguiente manera:

$$\vec{r}_{pi} = \vec{R} + A \cdot \vec{U}_{pi}$$

\vec{R}	Posición del cuerpo en coordenadas absolutas
A	Matriz de transformación
\vec{U}_{pi}	Posición del punto dentro del cuerpo en coordenadas locales

Las ecuaciones de restricción [C] son restricciones cinemáticas que actúan sobre los grados de libertad de los cuerpos, limitando su movimiento. Por ejemplo un par de rotación, o par R, solo permite

el movimiento de rotación entre dos cuerpos. En el plano, esta restricción obliga a que los puntos de los cuerpos sobre los que actúa permanezcan unidos:

$$\vec{r}_{pi} = \vec{r}_p \quad \text{Sustituyendo: } \vec{R}_{pi} + A_i \cdot \vec{U}_{pi} = \vec{R}_{pj} + A_j \cdot \vec{U}_{pj}$$

Una vez definidas todas las ecuaciones de restricción del sistema, se puede resolver la cinemática. Derivando las ecuaciones de restricción se obtiene la ecuación de velocidades.

$$C_q \cdot \dot{q} = -C_t$$

C_q	Matriz Jacobiana de las ecuaciones de restricción (C)
\dot{q}	Derivadas temporales de las coordenadas absolutas
C_t	Derivadas temporales de las ecuaciones de restricción

Si se deriva la ecuación de la velocidad se obtendrá la ecuación de la aceleración:

$$C_q \cdot \ddot{q} = -(C_q \cdot \dot{q})_q \cdot \dot{q} - 2 \cdot C_{qt} \cdot \dot{q} - C_{tt} = Q_d$$

Donde los subíndices denotan el tipo de derivada.

Para resolver la dinámica existen diversas formulaciones, cada una con sus ventajas y sus inconvenientes frente al resto. La formulación aumentada es quizás la que más sencilla resulta de plantear, debido a que no requiere la resolución de problemas adicionales. Produce matrices simétricas y dispersas con lo que es, seguramente, la formulación más idónea para ser implementada informáticamente. Además presenta la ventaja de que al solucionar el sistema se obtienen los denominados multiplicadores de Lagrange, que contienen las fuerzas en las reacciones. Las incógnitas del sistema son el vector de aceleraciones (\ddot{q}) y el vector de multiplicadores de Lagrange (λ).

$$\begin{bmatrix} M & C_q^T \\ C_q & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{q} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_e \\ Q_d \end{bmatrix}$$

M	Matriz de masas del sistema
C_q	Jacobiano de la matriz de las ecuaciones de restricción
C_q^T	Transpuesta del Jacobiano de la matriz de las ecuaciones de restricción
Q_e	Fuerzas generalizadas externas
Q_d	Segundo miembro de la ecuación de aceleraciones

Las fuerzas generalizadas externas se pueden obtener planteando el trabajo virtual que realiza el sistema $\delta\omega$. Partiendo de este planteamiento, se pueden hallar las fuerzas generalizadas Q_i como los términos que acompañan a los desplazamientos virtuales δq_i , siendo las fuerzas generalizadas externas Q_e , aquellas producidas por las fuerzas y los momentos externos.

$$\delta\omega = \sum Q_i \cdot \delta q_i$$

MODELOS PARAMÉTRICOS

Un modelo paramétrico es un modelo en el cual algunas de sus características se definen por medio de ecuaciones matemáticas, que establecen las reglas y relaciones que se deben cumplir. Las ecuaciones matemáticas contienen parámetros que permiten modificar el resultado de la ecuación y por lo tanto el modelo. Este tipo de diseños permite cambiar el modelo con tan solo cambiar el valor del parámetro que se desea modificar. De esta forma se puede modificar fácilmente el modelo inicial para estudiar el efecto de la variación de los parámetros.

MODELO PARAMÉTRICO

DESCRIPCIÓN

Para la realización del proyecto era necesario emplear un modelo que fuese capaz de reproducir las principales características influyentes en el comportamiento dinámico del vehículo, sin que para ello fuese necesario modelar con detalle cada aspecto del vehículo completo. En base a esto, se tomó como referencia el denominado "SWING ARM MODEL". Se trata de un modelo simplificado capaz de reproducir el movimiento de cada suspensión respecto al chasis de manera independiente, pero manteniendo un alto grado de simplicidad. Su principal limitación reside en que las posiciones de los centros instantáneos de rotación se mantienen fijas durante todo el recorrido de la suspensión. El modelo se muestra esquemáticamente en la siguiente figura:

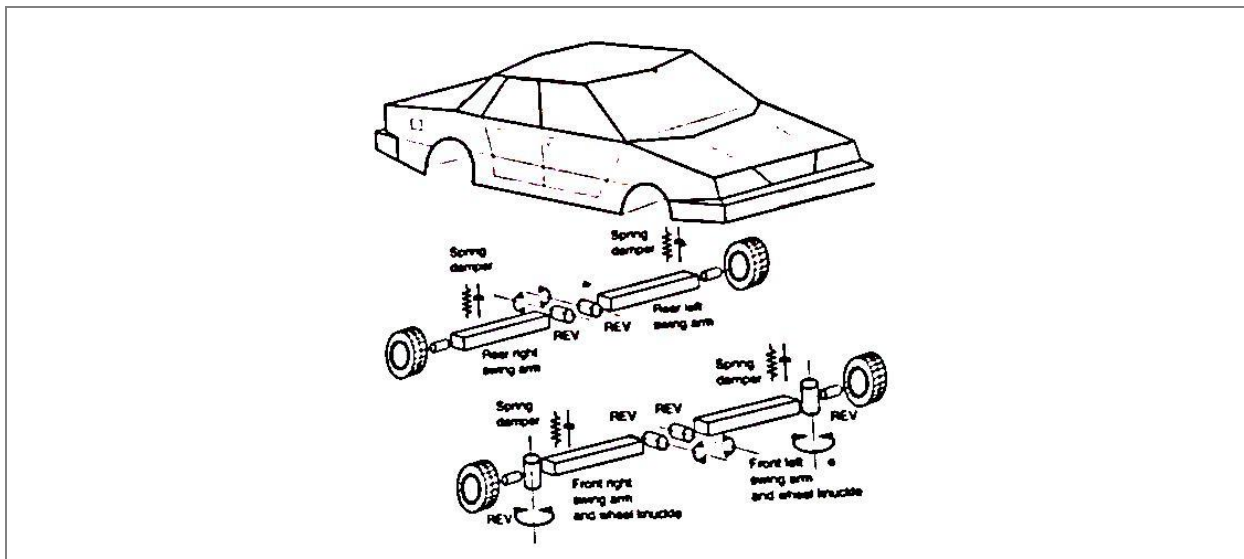


Figura 3: Swing Arm Model

Partiendo de esta base, se ha creado el modelo objeto del presente trabajo. A continuación se describen las partes que componen el modelo

- *Chasis*: Representado por el prisma rectangular central. A él se anclan los brazos de suspensión mediante pares R.
- *Brazos de suspensión delanteros*: Vinculan el chasis con las manguetas a través de los pares R del chasis por un extremo y los del sistema de dirección por el otro.
- *Manguetas*: Vinculan los brazos de suspensión delanteros con los centros de rueda a través de los pares R del sistema de dirección y los rodamientos de las ruedas.

- *Brazos de suspensión traseros:* Actúan al mismo tiempo como brazos de suspensión y manguetas, uniendo directamente el chasis con las ruedas a través de los respectivos pares R.
- *Ruedas:* Las ruedas son el vínculo entre el vehículo y el suelo. Pueden girar respecto a las manguetas o brazos de suspensión mediante los pares R de los rodamientos.
- *Barras estabilizadoras:* No se han modelado físicamente sino como elementos de fuerza lineales que actúan entre los brazos de suspensión de un mismo eje.
- *Muelles y amortiguadores:* Controlan el movimiento relativo entre dos cuerpos a través de las constantes de rigidez y amortiguamiento. En el modelo existen seis conjuntos muelle-amortiguador: los que unen los cuatro brazos de suspensión con el chasis más las dos barras estabilizadoras.

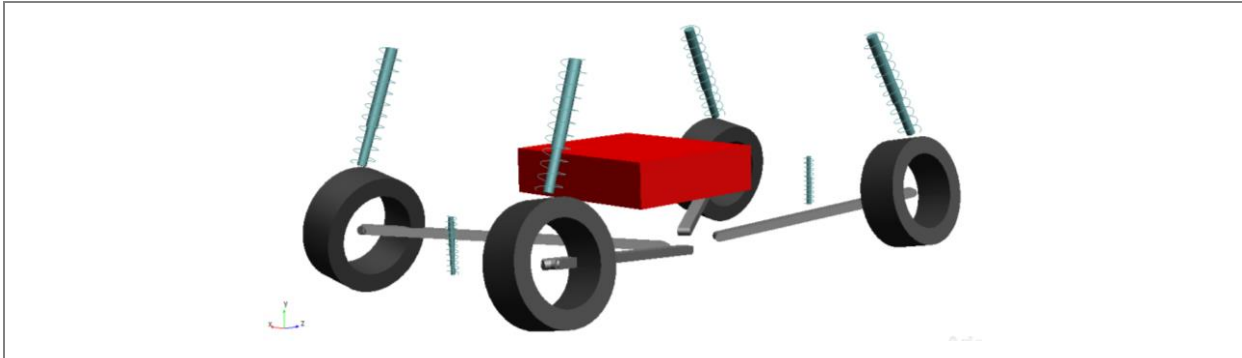


Figura 4: Modelo creado con ADAMS

CONSTRUCCIÓN PARAMÉTRICA

La parametrización consiste en crear parámetros y definir las dependencias de estos con el modelo. Para introducir parámetros en ADAMS existen las denominadas “Design variables” o variables de diseño. Estas son variables cuyo valor puede ser modificado por el usuario. Propiedades como la masa de un objeto, su inercia, o la constante elástica de un muelle, se modifican asignándoles directamente un valor numérico. En esos casos la parametrización consiste, únicamente, en sustituir el valor de la propiedad por una referencia a la variable de diseño deseada. De esa forma cuando se modifique el valor de la variable de diseño cambiará automáticamente el valor de todas las propiedades que hagan referencia a ella. Las referencias a las variables de diseño pueden estar incluidas dentro de fórmulas matemáticas, de manera que establezcan las relaciones entre los valores de las variables de diseño y los valores de las propiedades.

En ADAMS los objetos están definidos por la posición y orientación de unos objetos llamados “Markers”. Si se desea variar la posición, orientación o incluso la forma de un objeto, se debe actuar sobre el “Marker” correspondiente. Al igual que con otras propiedades se puede definir la posición u orientación de un “Marker” mediante referencias a las variables de diseño. Esa es la esencia de la parametrización geométrica en ADAMS.

En los siguientes apartados se detallan las relaciones paramétricas existentes en el modelo. Se ha empleado un sistema de coordenadas cartesianas con origen en el centro geométrico del vehículo a la altura del suelo. El eje X es perpendicular al plano de simetría del vehículo con sentido positivo hacia la parte derecha del vehículo. El eje Y es perpendicular al plano del suelo con sentido positivo hacia arriba. El eje Z es perpendicular a los anteriores y con sentido positivo hacia la parte trasera del vehículo.

Dimensiones elementales

Las dimensiones del vehículo influyentes en el comportamiento dinámico del vehículo son las que definen las ubicaciones de las ruedas. Su posición respecto al centro de gravedad, junto con otros parámetros, determinará la magnitud de la transferencia de peso entre las distintas ruedas. Esta transferencia de peso entre ruedas influye en la fuerza que cada neumático es capaz de generar.

Para definir estas dimensiones se han parametrizado las ubicaciones de los centros de rueda, en función de los parámetros distancia entre ejes y ancho de vías de cada eje.

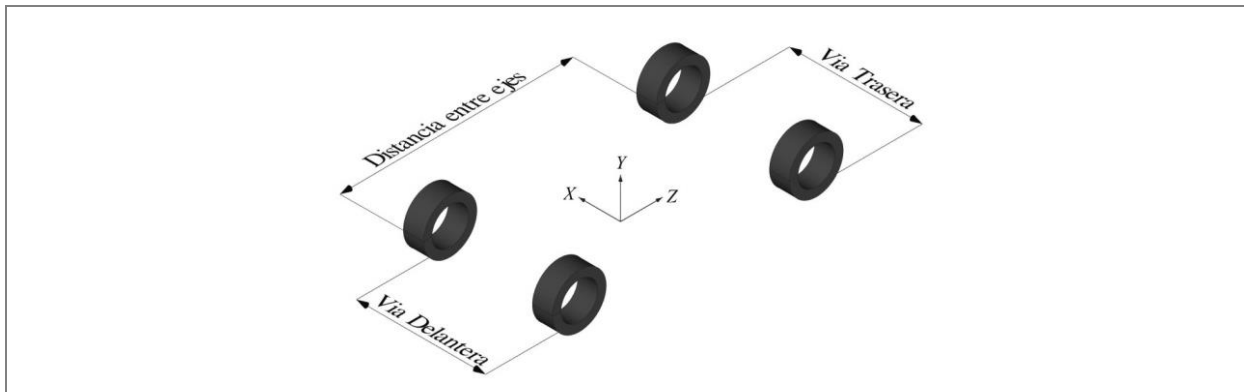


Figura 5: Dimensiones elementales del modelo

Se ha optado por estos parámetros porque son los más frecuentemente utilizados por los fabricantes de vehículos para definir las dimensiones de sus vehículos.

Posición del centro de gravedad

La parametrización de la posición del centro de gravedad también es bastante sencilla. Los parámetros escogidos han sido los siguientes:

R_{cdg}	Porcentaje de peso en las ruedas delanteras
h_{cdg}	Altura
L_{cdg}	Posición lateral

Las coordenadas en Y y en X se definen directamente por los parámetros "Altura" y "Posición lateral" respectivamente, mientras que la coordenada en Z se relaciona con el parámetro "Porcentaje de peso en las ruedas delanteras" a través de la siguiente fórmula:

$$\frac{1}{2} \cdot d_E - \frac{R_{cdg}}{100} \cdot d_E$$

Ejes de pivote de los brazos de suspensión

Para definir un eje hacen falta dos puntos. En el caso de los ejes de pivote de los brazos de la suspensión sus puntos más representativos son los centros instantáneos de rotación respecto a los planos longitudinal y transversal a la marcha del vehículo. La posición de los centros instantáneos de rotación (CIR) define el movimiento de la rueda a lo largo del recorrido de la suspensión. Para que el vehículo no se vuelva inestable al pasar sobre baches, los CIR deben estar dispuestos de manera que la variación de las dimensiones elementales del vehículo sea pequeña. Otro aspecto importante definido por la ubicación de los CIR, es el modo de transmisión de las fuerzas entre las ruedas y el

chasis del vehículo. Sus ubicaciones respecto al centro de gravedad del vehículo determinan qué parte de las fuerzas se transmite a través de los muelles y amortiguadores, y qué parte se transmite directamente a través de los brazos y rótulas de la suspensión. La diferencia entre ambos modos reside en la velocidad de transmisión de las fuerzas. Las fuerzas que pasan a través de los muelles y amortiguadores se transmiten a una velocidad definida por la frecuencia natural de la masa suspendida del vehículo (1-1,5 Hz), mientras las fuerzas transmitidas a través de los elementos rígidos de la suspensión lo hacen a una velocidad definida por la frecuencia natural del conjunto de la rueda (15 Hz aprox). Una forma de cuantificar el modo de transmisión de fuerzas es determinando los porcentajes de geometría antihundimiento, para la transmisión de fuerza longitudinal, y antibalanceo para la transmisión de fuerzas lateral. Estos parámetros indican el porcentaje de fuerza total que es transmitido a través de los elementos rígidos de la suspensión. Se definen de la siguiente manera:

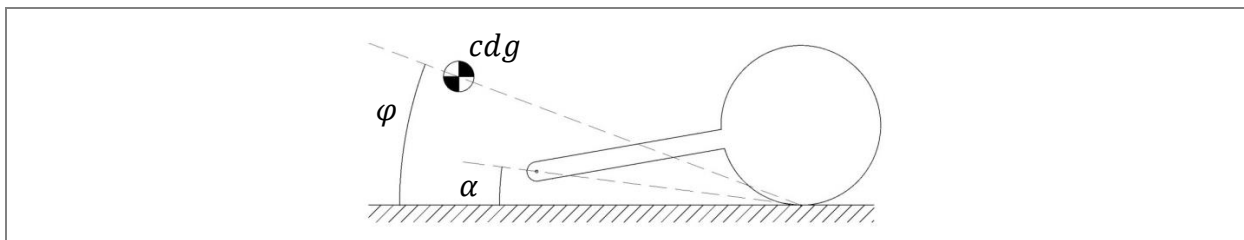


Figura 6: Ángulos de la geometría antihundimiento

$$\text{Antihundimiento} [\%] = 100 \cdot \alpha / \varphi$$

El porcentaje de antibalanceo se calcula del mismo modo, pero tomando los ángulos en proyección frontal en lugar de lateral.

La parametrización de los ejes de pivote de los brazos de suspensión se ha realizado definiendo sus CIR, a partir de las citadas geometrías antihundimiento y antibalanceo además de las distancias de los CIR a las ruedas. En la figura 7 se muestra el eje de pivote de la rueda delantera izquierda.

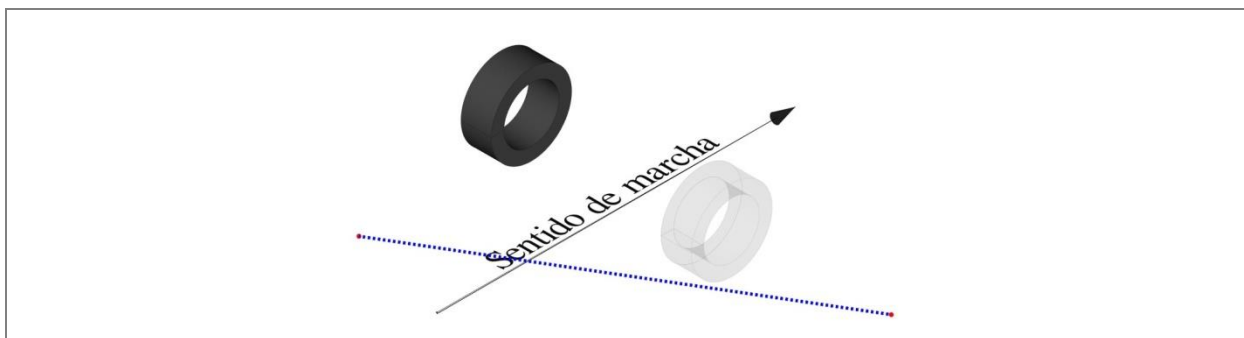


Figura 7: Eje de pivote de la suspensión delantera izquierda

Una vez definido el eje de pivote se debe situar sobre él, el par R que permitirá el movimiento entre el chasis del vehículo y el brazo de la suspensión. Dado que los cálculos del modelo se realizan bajo la hipótesis de sólido rígido, la ubicación del par R no influirá en el resultado siempre que su eje de acción sea coincidente con el del eje de pivote de la suspensión. Para orientar los ejes de acción de los pares R se han utilizado los comandos LOC_ALONG_LINE y ORI_ALONG_AXIS de ADAMS. El desarrollo completo se encuentra en el ANEXO I.

La figura 8 muestra el modelo con los cuatro ejes de pivote y sus respectivos brazos de suspensión

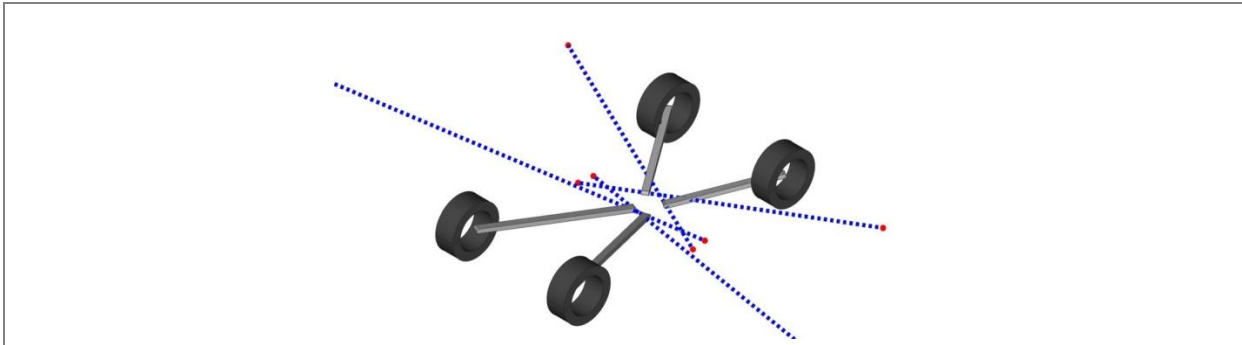


Figura 8: Ejes de pivote de los cuatro brazos de suspensión

Orientación de las ruedas

La orientación de las ruedas viene definida por los ángulos de convergencia y caída. Estos ángulos definen la orientación de las ruedas respecto al plano de simetría del vehículo. Se denomina caída al ángulo que forman las ruedas con el plano de simetría del vehículo cuando se observa en vista frontal. Se denomina convergencia al ángulo que forman las ruedas con el plano de simetría del vehículo visto en planta.

La parametrización se ha llevado a cabo mediante la utilización de un punto auxiliar. Este punto, junto con el centro de rueda, define el eje de rotación de la rueda. Su ubicación se ha definido utilizando los citados parámetros de convergencia y caída para posicionar el punto respecto al centro de rueda.

Como en los casos anteriores se debe definir la posición y orientación del par R que ejercerá de rodamiento de la rueda. El par R se ha situado en el centro de la rueda mediante la función LOC_RELATIVE_TO, y su orientación se ha definido haciendo que su eje de acción “apunte” al punto auxiliar mediante el comando ORI_ALONG_AXIS.

Se han colocado todos los puntos al lado derecho de las ruedas para hacerlos coincidir con el sistema de referencia empleado en las ruedas. Esto origina una configuración no simétrica. La figura 9 muestra el sistema de suspensión del eje delantero en vista frontal, con una configuración de caída exagerada (10°) para poder apreciar su geometría.



Figura 9: Eje de orientación de las ruedas

Sistema de dirección

Geometría

El eje de pivote de la dirección se puede definir como el eje sobre el cual gira la mangueta de cada rueda directriz cuando actúa la dirección del vehículo. Los parámetros necesarios para definir este eje son dos ángulos y dos distancias:

- *Ángulo de avance y ángulo de salida*: Son los ángulos que forma el eje de dirección respecto a un eje vertical medidos en proyección lateral y frontal respectivamente.
- *Distancias de "Trail" y "Scrub radius"*: Son las distancias entre el punto de intersección del eje de dirección con el suelo y el punto medio de contacto de la rueda con el suelo medidos en proyección lateral y frontal respectivamente.

La figura 10 muestra las medidas características del sistema de dirección "Scrub radius" y ángulo de salida (Izquierda), avance y "Trail" (Derecha). También se muestra el eje de pivote de la dirección sobre el que se debe disponer el par R entre la mangueta y el brazo de suspensión (Abajo).

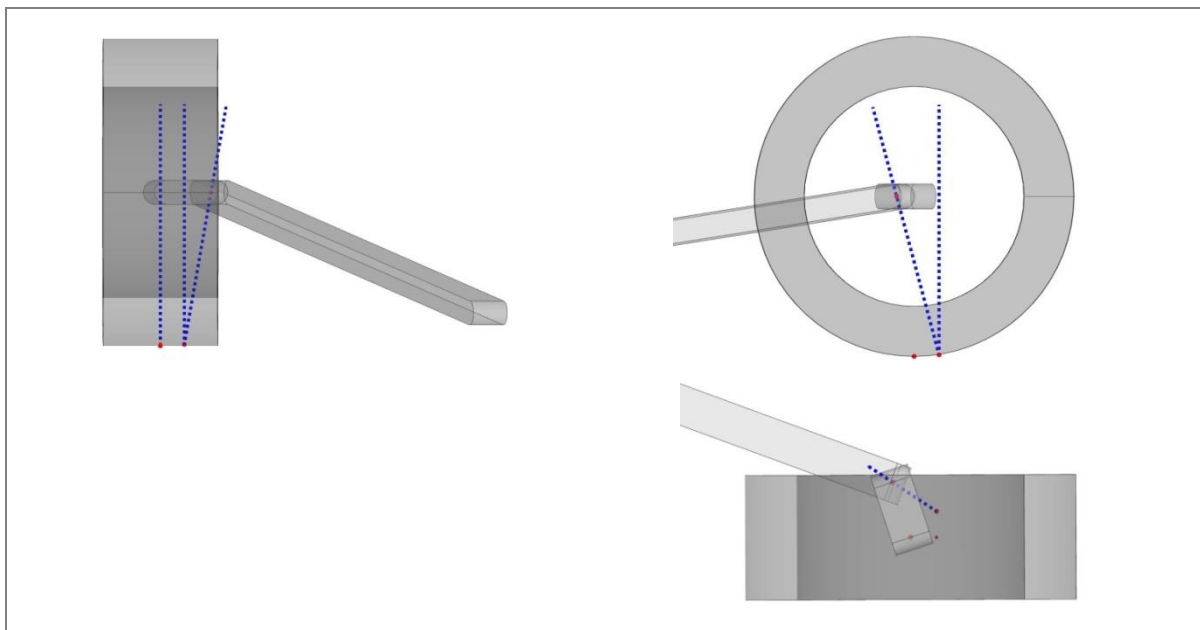


Figura 10: Posición y orientación del eje de pivote de la dirección

Las cuatro medidas se han parametrizado de manera que sean independientes entre sí. Para hacerlo se ha definido la ubicación de los dos puntos por los que pasará el eje de pivote de la dirección y se ha hecho coincidir el par R con este eje.

Un primer punto define la intersección del eje de dirección con el suelo. La posición de este punto se define a partir de la posición del centro de contacto de la rueda con el suelo y las distancias "Trail" y "Scrub radius" de la siguiente manera:

- *Posición longitudinal*: Coordenada en Z del centro de rueda - distancia de "Trail"
- *Posición lateral*: Coordenada en X del centro de rueda \pm Scrub radius

Conocida la posición del primer punto, la posición del segundo vendrá definida por los ángulos de avance y salida y una distancia predefinida. En este caso se ha hecho de manera que la altura del segundo punto coincida con la altura del centro de la rueda.

Igual que en el caso de los ejes de pivote de la suspensión, es necesario definir la posición y orientación de los pares R. En este caso, su ubicación se ha escogido coincidente con el segundo punto descrito, utilizando el comando LOC_RELATIVE_TO en lugar de LOC_ALONG_LINE para definir la ubicación. Para la orientación se ha utilizado ORI_ALONG_AXIS.

Movimiento

Para definir completamente el sistema de dirección, es necesario establecer el movimiento de las ruedas. En un vehículo real, las dos ruedas directrices no tienen por qué girar siempre paralelas. La relación entre el movimiento de las ruedas directrices viene definida por la denominada geometría de Ackerman.

Debido a las limitaciones en el número de sólidos de la versión "Student" de ADAMS utilizada para la realización del proyecto, no fue posible modelar un sistema de dirección completo. Se optó por modelar el movimiento de las ruedas como una relación de movimiento entre estas y el ángulo de dirección teórico en el plano de simetría del vehículo, de manera que se pudiese reproducir el movimiento que generaría una geometría Ackerman. Esto se llevó a cabo de la siguiente manera:

La relación entre el ángulo de giro de las ruedas directrices y el ángulo de giro teórico en el centro del vehículo se puede representar de la siguiente forma:

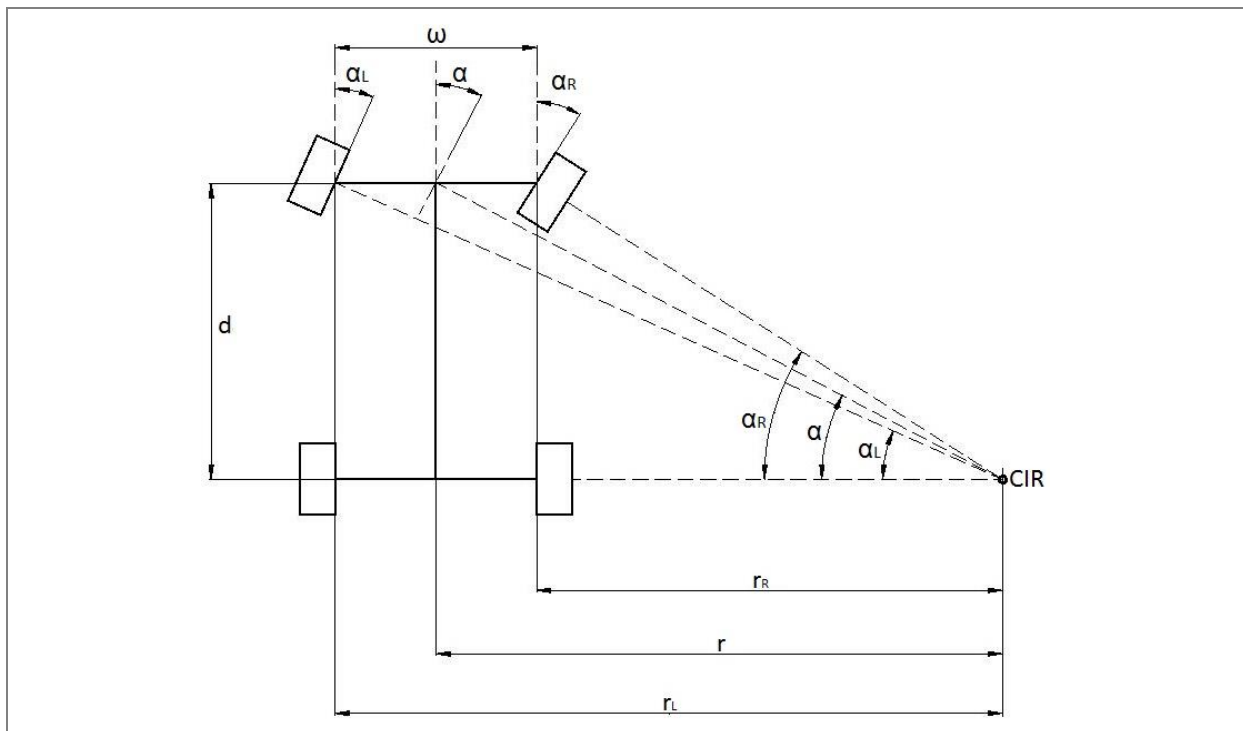


Figura 11: Dirección del vehículo en curva

- α Ángulo de dirección teórico
- α_L, α_R Ángulos de dirección de las ruedas izquierda y derecha
- r Radio de giro teórico
- r_L, r_R Radio de giro de las ruedas izquierda y derecha
- d Distancia entre ejes
- ω Ancho de vías del eje delantero

La figura representa una configuración de Ackerman ideal. Las relaciones entre los ángulos de giro de las ruedas directrices y el ángulo de giro teórico en el centro del vehículo son las siguientes:

$$\alpha_L = \operatorname{atan}\left(\frac{d}{r + 0.5 * \omega}\right) \quad \alpha_R = \operatorname{atan}\left(\frac{d}{r - 0.5 * \omega}\right)$$

Definida la geometría de Ackerman ideal, se introduce una variable adicional que permite parametrizar esta relación. Se ha optado por introducir la variable (K) de la siguiente manera:

$$\alpha_L = \operatorname{atan}\left(\frac{d}{r + 0.5 * K * \omega}\right) \quad \alpha_R = \operatorname{atan}\left(\frac{d}{r - 0.5 * K * \omega}\right)$$

Esta solución resulta en una parametrización muy intuitiva dado que la relación de Ackerman ideal se cumple cuando la variable vale 1. Si la variable vale cero, entonces las ruedas giran paralelas. Todas las posibilidades se detallan a continuación:

- $K < 0$: Ackerman inverso: La rueda del interior gira menos que la del exterior
- $K = 0$: Ackerman cero: Las ruedas giran paralelas
- $K > 0$: La rueda del interior gira más que la del exterior
- $K = 1$: Ackerman ideal
- $K > 1$: Ackerman aumentado

Es importante tener en cuenta que la variable independiente de estas relaciones no es el ángulo de dirección teórico deseado, sino el radio de giro teórico, la relación entre ambas es la siguiente:

$$\text{Radio de giro} = \text{distancia entre ejes} / \tan(\text{ángulo de giro})$$

Muelles y amortiguadores

Los muelles y amortiguadores tienen dos funciones principales: absorber las irregularidades del terreno y controlar las transferencias de masas. Esto se consigue mediante las constantes de rigidez y amortiguamiento en rueda. Las constantes en las ruedas no tienen por qué coincidir con las de los muelles y amortiguadores, ya que dependen también de su posición de montaje respecto a las ruedas.

Posición y orientación de los muelles y amortiguadores

Para establecer las posiciones y orientaciones de los amortiguadores bastará con definir la posición de sus dos puntos de anclaje.

El primer punto de anclaje es el correspondiente a la unión del amortiguador con la masa no suspendida. La ubicación de este punto se ha definido, en altura, justo encima de la rueda. El resto de coordenadas son coincidentes con el centro de rueda en sus respectivas proyecciones. Esto se ha hecho igualando las coordenadas X y Z a las coordenadas de los centros de rueda y fijando la coordenada Y en la altura deseada.

El segundo punto de anclaje une el otro extremo del amortiguador con el chasis del vehículo. Para que la constante de rigidez en rueda se mantenga lo más constante posible, la ubicación de este punto se debe definir de manera que la relación entre el movimiento de la rueda y el movimiento de compresión del amortiguador se mantenga también lo más constante posible. Para ello, su posición se establece sobre el punto del primer anclaje en una ubicación perpendicular al plano definido por los dos centros instantáneos de rotación y el punto del primer anclaje sobre el que se sitúa. Para realiarlo se ha

recurrido a la función LOC_PERPENDICULAR que devuelve una ubicación perpendicular al plano definido por tres puntos, a una distancia de una unidad respecto al plano, partiendo desde el primer punto introducido.

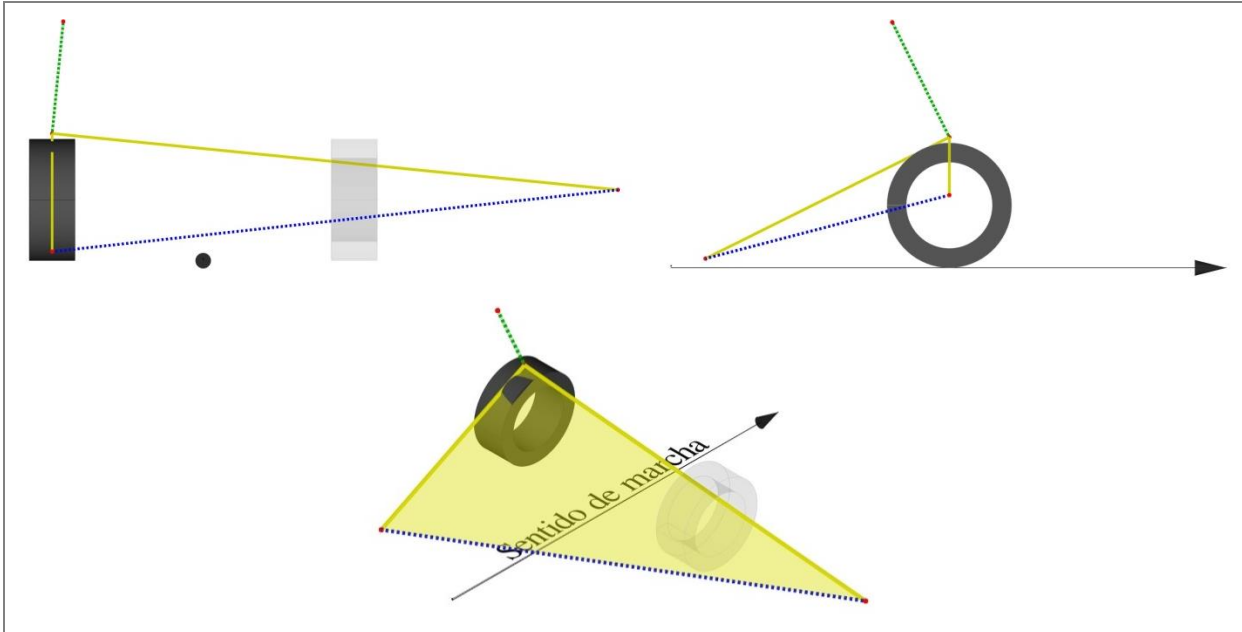


Figura 12: Disposición de los amortiguadores respecto al eje de pivote de la suspensión

La figura 12 muestra la posición del amortiguador (verde) respecto al plano definido por los CIR y el primer punto de anclaje del amortiguador (amarillo).

Constantes de rigidez y amortiguamiento

El cálculo de las constantes rigidez y amortiguamiento del vehículo se realiza normalmente referido al punto de contacto de la rueda con el suelo. Las constantes de los muelles y amortiguadores se han parametrizado en función de su posición de montaje, para lograr que las constantes en rueda sean las deseadas.

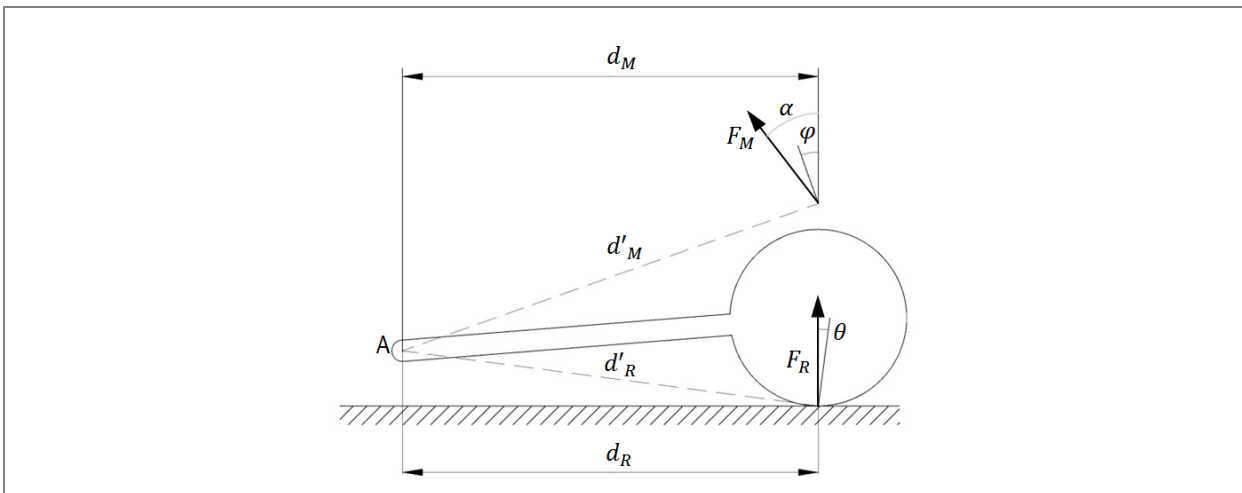


Figura 13: Disposición de los elementos de la suspensión

La relación entre la fuerza en el punto de contacto de la rueda con el suelo y la fuerza en el muelle se obtiene tomando momentos desde el punto de anclaje de la suspensión (A):

$$F_R \cdot d_R = F_M \cdot d_M \cdot \cos \alpha$$

$$F_M = \frac{F_R}{\cos \alpha} \cdot \frac{d_R}{d_M}$$

Y la relación entre los desplazamientos es la siguiente:

$$\delta_R = d'_R \cdot \gamma$$

$$\delta_M = d'_M \cdot \gamma \cdot \cos \alpha$$

$$\delta_M = \delta_R \cdot \frac{d'_R}{d'_M} \cdot \cos \alpha$$

Suponiendo una diferencia entre ángulos θ y φ pequeña se puede asumir $\frac{d'_R}{d'_M} = \frac{d_R}{d_M}$ Obteniendo:

$$\delta_M = \delta_R \cdot \frac{d_R}{d_M} \cdot \cos \alpha$$

Reordenando y combinando las ecuaciones para obtener los valores en el muelle en función de los valores en el punto de contacto de la rueda con el suelo, se puede obtener la constante de rigidez del muelle en función de la deseada en rueda:

$$\frac{K_M}{K_R} = \frac{F_M/\delta_M}{F_R/\delta_R}$$

$$K_M = \frac{K_R}{\cos^2 \alpha} \cdot \left(\frac{d_R}{d_M}\right)^2$$

Dado que en el modelo se ha ubicado el amortiguador encima del punto de contacto de la rueda con el suelo, se cumple además que $d_R = d_M$ quedando finalmente:

$$K_M = \frac{K_R}{\cos^2 \alpha}$$

La constante de amortiguamiento mantiene la misma relación que la constante de rigidez.

Precarga de los muelles:

La precarga de los muelles se calcula para que el vehículo en reposo mantenga la posición de diseño. Es decir cada muelle debe hacer una fuerza equivalente a la parte de la masa del vehículo que soporta, cuando se encuentra en la posición de diseño. Para ello, como se ha mostrado en el apartado anterior se debe tener en cuenta la posición de montaje:

$$F_M = \frac{F_R}{\cos \alpha}$$

Siendo F_R el peso soportado por la rueda

Barras estabilizadoras

Las barras estabilizadoras conectan las suspensiones de un mismo eje. Se han modelado en forma de muelle lineal. Su ubicación se ha escogido entre los centros de rueda para que los valores de las constantes no requieran parametrización.

Neumáticos

Los neumáticos son uno de los aspectos más influyentes en el comportamiento dinámico del vehículo, ya que son ellos los que generan las fuerzas que mueven el vehículo.

Dada su alta influencia en el comportamiento del vehículo, resulta crucial modelar su comportamiento de manera precisa si se desean obtener resultados representativos de las condiciones reales. Existen diversos modelos capaces de reproducir de forma precisa su comportamiento. Para el presente proyecto se ha adaptado el modelo de Hans B. Pacejka basado en la "Magic Formula". Se ha optado por este último por el único motivo de ser el más conocido.

Es un modelo semi-empírico en el cual se caracterizan los neumáticos mediante ensayos, generalmente en laboratorio, para obtener los coeficientes de las ecuaciones características mediante técnicas de ajuste de curvas. La formulación está basada en la así denominada "Magic formula" cuya forma básica se ilustra a continuación:

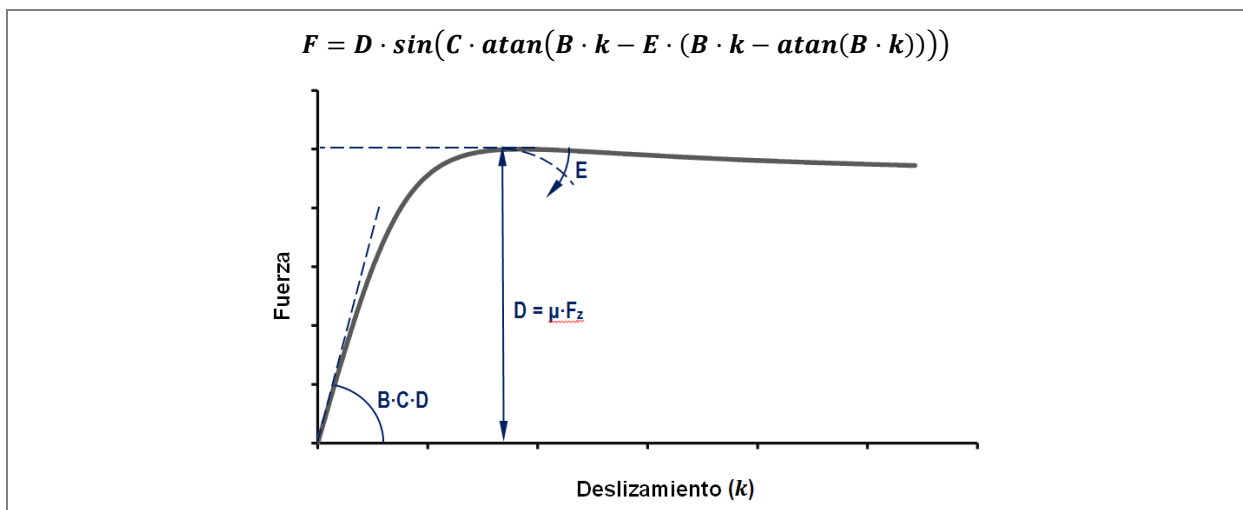


Figura 14: Forma simple de la función descrita por la "Magic Formula"

Esta formulación permite caracterizar el comportamiento longitudinal y el lateral del neumático cambiando únicamente la variable independiente principal. Para caracterizar las fuerzas longitudinales se utiliza como variable independiente principal el deslizamiento longitudinal (k_x), mientras que para caracterizar las fuerzas laterales se utiliza como variable independiente principal el ángulo de deslizamiento lateral (k_y). Estos se definen de la siguiente manera:

$$k_x = -\frac{v_x - (Re \cdot w)}{v_x} \quad k_y = \frac{v_y}{\text{abs}(v_x)}$$

v_x	Velocidad longitudinal del neumático
v_y	Velocidad transversal del neumático
Re	Radio efectivo del neumático
w	Velocidad angular del neumático

El trabajo de adaptación ha consistido en eliminar del modelo los parámetros cuya influencia no se pretende estudiar, además de aquellos que no tienen un significado físico y sólo pueden ser obtenidos a través de pruebas en laboratorio. A continuación se enumeran las acciones llevadas a cabo:

- No modelado de los momentos en los ejes X y Z
- Cálculo de Fz a partir de los coeficientes de rigidez y amortiguamiento únicamente
- Simplificación del cálculo de “Combined slip”
- Eliminación de los “Shifts” verticales y horizontales
- Eliminación de los factores de escala
- Unificación de coeficientes E en uno único

Formulación matemática del modelo empleado:

Fuerza en X:

$$F_x = D * \sin(P_{Cx1} * \text{atan}(B * k_x - E_x * (B * k_x - \text{atan}(B * k_x))))$$

$$D = \mu * F_z$$

$$\mu = (P_{Dx1} + (P_{Dx2} * dF_z)) * 1 - (P_{Dx3} * (\text{Phi}^2))$$

$$B = \frac{K}{P_{Cx1} * D}$$

$$K = F_z * (P_{Kx1} + P_{Kx2} * dF_z) * \exp(P_{Kx3} * dF_z)$$

Fuerza en Y:

$$F_y = D * \sin(P_{Cy1} * \text{atan}(B * \alpha - E_y * (B * \alpha - \text{atan}(B * \alpha))))$$

$$D = \mu * F_z$$

$$\mu = (P_{Dy1} + (P_{Dy2} * dF_z)) * 1 - (P_{Dy3} * (\text{Phi}^2))$$

$$B = \frac{K}{P_{Cy1} * D}$$

$$K = P_{Ky1} * F_{z0} * \sin\left(2 * \text{atan}\left(\frac{F_z}{P_{Ky2} * F_{z0}}\right)\right) * (1 - P_{Ky3} * \text{abs}(\text{Phi}))$$

Parámetros de entrada:

$$F_z = k_r * P + c_r * v_z$$

$$dF_z = \frac{F_z - F_{z0}}{F_{z0}}$$

$$Re = Ro - \left(\frac{F_{znom}}{k_r}\right) * \left(F_{reff} * \left(\frac{F_z}{F_{znom}}\right) + D_{reff} * \text{atan}\left(B_{reff} * \left(\frac{F_z}{F_{znom}}\right)\right)\right)$$

$$k_x = -\frac{v_x - (Re * w)}{v_x}$$

$$\alpha = \frac{v_y}{\text{abs}(v_x)}$$

Parámetros y variables que intervienen

F_z	Fuerza vertical real
F_{znom}	Fuerza vertical de caracterización (Referencia de caracterización)
F_{zo}	Fuerza vertical nominal (Fuerza vertical nominal representativa del vehículo)

CONSTANTES GENERALES:

k_r	Coficiente de rigidez vertical
c_r	Coficiente de amortiguamiento vertical

CONSTANTES INFLUYENTES EN EL RADIO EFEECTIVO:

F_{reff}	High load stiffness
B_{reff}	Low load stiffness
D_{reff}	Peak value

CONSTANTES INFLUYENTES EN FX:

P_{Cx1}	Factor de forma de la fuerza longitudinal
P_{Dx1}	Coficiente de fricción longitudinal (*mu_x) nominal
P_{Dx2}	Variación de *mu_x con *Fz
P_{Dx3}	Variación de *mu_x con el ángulo de caída
P_{Kx1}	Pendiente (KFx/Fz) nominal "Longitudinal slip stiffness"
P_{Kx2}	Variación de la pendiente con *Fz
P_{Kx3}	Exponente de la variación de pendiente con *Fz
E_x	Simplificación de todos los coeficientes E; $E < 1$

CONSTANTES INFLUYENTES EN FY:

P_{Cy1}	Factor de forma de la fuerza lateral
P_{Dy1}	Coficiente de fricción lateral (*mu_y) nominal
P_{Dy2}	Variación de *mu_y con *Fz
P_{Dy3}	Variación de *mu_y con el ángulo de caída
P_{Ky1}	Valor máximo de la pendiente Kfy/Fznom
P_{Ky2}	Fz a la que Kfy alcanza su valor máximo
P_{Ky3}	Variación de Kfy/Fznom con el ángulo de caída
E_y	Simplificación de todos los coeficientes E; $E < 1$

Combined slip:

La fuerza máxima teórica que puede generar un neumático en cualquier dirección está definida por el producto entre la fuerza vertical y el coeficiente de fricción. Si se representa la fuerza máxima teórica que puede generar un neumático en todas las direcciones se obtiene el denominado círculo o elipse de fricción.

Un inconveniente del modelo basado en la "Magic formula" es que las fuerzas se calculan para los ejes X e Y de manera independiente. De esta forma se puede dar el caso de que el módulo de la fuerza resultante sea mayor que la fuerza máxima teórica que el neumático puede generar. Este efecto se representa en la figura 15.

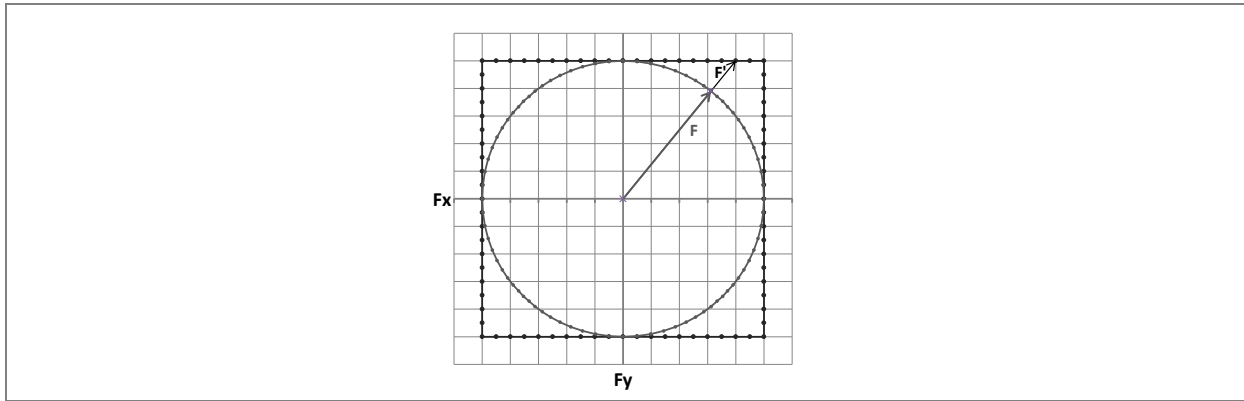


Figura 15: Círculo de fricción

Para solucionarlo, la formulación original distingue entre esfuerzos puros y combinados, calculando las fuerzas de forma distinta según el caso. La caracterización de la interacción entre las fuerzas longitudinales y transversales, lleva a la introducción de una veintena de parámetros adicionales. Pocos de estos parámetros se pueden deducir de forma analítica, lo que supone un inconveniente a la hora de realizar un modelo generalizado. Para mantener la generalidad del modelo, se ha buscado una manera alternativa de generar el círculo de fricción sin introducir coeficientes adicionales.

Primera formulación

Se estudió la relación entre el módulo de la fuerza máxima resultante obtenida a partir de las fuerzas en los ejes X e Y, y la fuerza máxima teórica según el círculo de fricción en función del ángulo de la fuerza resultante.

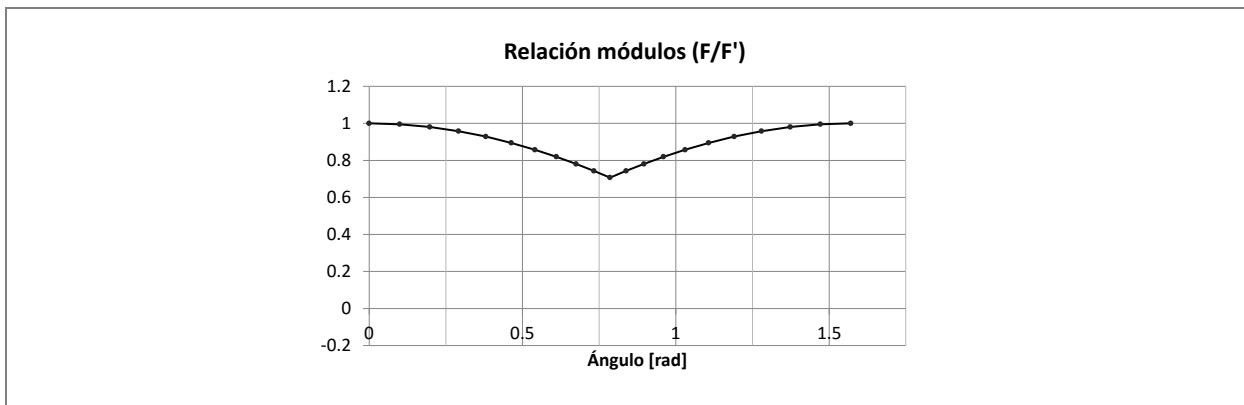


Figura 16: Relación entre fuerza calculada y ajustada al círculo de fricción

De esta relación se obtuvo la fórmula que relacionaba los módulos en función del ángulo de la fuerza resultante. El proceso de obtención de la fórmula consistió en unir dos secciones con forma de onda senoidal quitando de cada sección el tramo de función no deseado. Para quitar la parte no deseada se recurrió al uso de la función tangente hiperbólica. La función resultante se muestra a continuación:

$$A = 1/2 \cdot ((\sin(\alpha) - \cos(45)) \cdot (1 + \tanh(50 \cdot (\sin(\alpha) - \cos(45)))) + (\cos(\alpha) - \cos(45)) \cdot (1 + \tanh(50 \cdot (\cos(\alpha) - \cos(45)))) + \cos(45)$$

$$\text{Siendo } \alpha = \text{atan}\left(\frac{F_y}{F_x}\right)$$

La figura 17 muestra gráficamente el proceso seguido para obtener una de las secciones de la función.

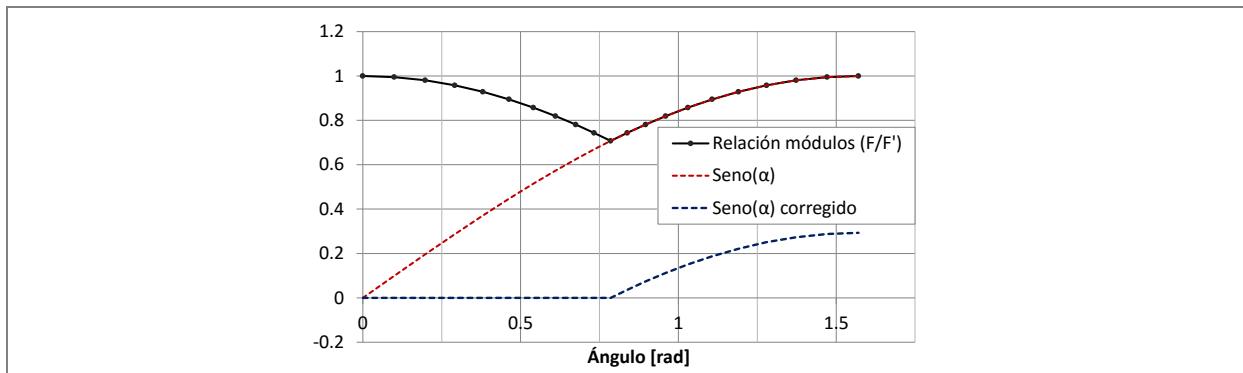


Figura 17: Obtención de la función generadora del círculo de fricción

El valor devuelto por la función multiplicado por las fuerzas obtenidas en los ejes X e Y da como resultado el círculo de fricción. Esta formulación tiene el inconveniente de que el factor de corrección se calcula únicamente en función del ángulo formado por la fuerza resultante, asumiendo que solo existe una combinación de fuerzas en X e Y que dan como resultado ese ángulo. Esta suposición no es cierta, y la función devuelve valores erróneos cuando el ángulo de la fuerza resultante no se corresponde con la combinación de fuerzas supuesta. Además la formulación también supone que la fuerza máxima en ambos ejes es la misma por lo que no es capaz de generar elipses de fricción. En la figura 18 se muestra una combinación en la que las fuerzas en X no son las máximas y el resultado que se obtendría.

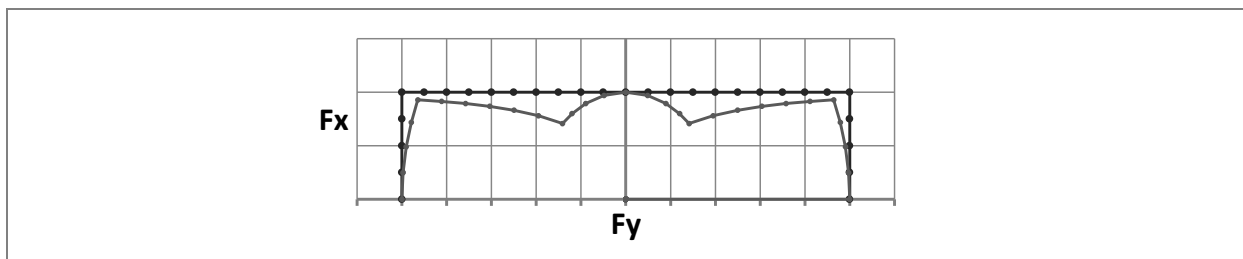


Figura 18: Fuerza recortada con la primera formulación empleada

Formulación final

Teniendo en cuenta los problemas encontrados se planteó otra formulación que se pudiese aplicar en todo el rango de fuerzas posibles, teniendo en cuenta además que las fuerzas máximas teóricas en los ejes X e Y no tienen por qué ser iguales.

El planteamiento consiste en determinar la fuerza máxima teórica para el ángulo considerado. Para ello, se aproxima la fuerza mediante una interpolación entre las fuerzas máximas teóricas en cada uno de los ejes, siendo el eje x, el ángulo de la fuerza resultante. Esta aproximación tiene en cuenta que las fuerzas máximas teóricas en los ejes X e Y pueden no ser iguales, permitiendo reproducir las así elipses de fricción.

Conocida la fuerza máxima teórica que pueden generar los neumáticos en la dirección considerada, se obtiene un factor reductor como el cociente entre la fuerza máxima teórica y la fuerza

resultante instantánea. El valor máximo del factor se limita a 1. Cuando el valor del factor es inferior a la unidad, quiere decir que la fuerza resultante es mayor que la máxima teórica, por lo que se multiplica la fuerza resultante por el factor y genera el círculo o elipse de fricción. Si el valor del factor supera la unidad, la fuerza resultante es menor que la máxima teórica, por lo que el factor se corrige a uno y no afecta al resultado. El factor se aplica multiplicando a cada una de las componentes de la fuerza instantánea. La figura 19 muestra cómo se aplica cuando las fuerzas en X no alcanzan la fuerza máxima teórica. La figura 20 muestra superpuestas las mismas combinaciones de fuerzas resultantes en neumáticos con distintos valores de fuerza máxima en Y. Se aprecia cómo la función es capaz de generar correctamente elipses de fricción.

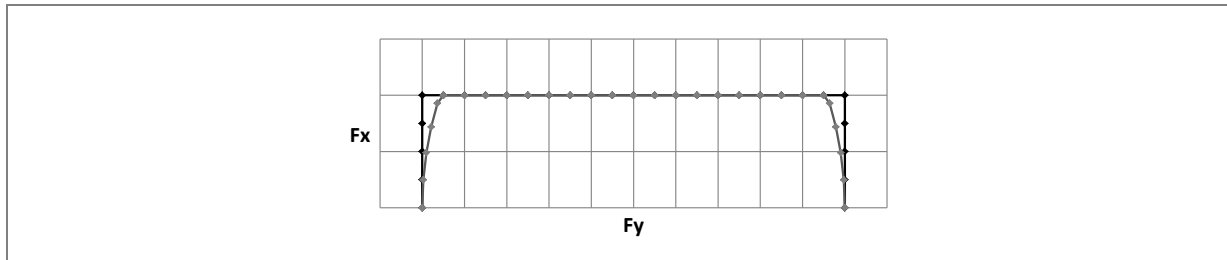


Figura 19: Fuerza máxima recortada con la formulación final empleada

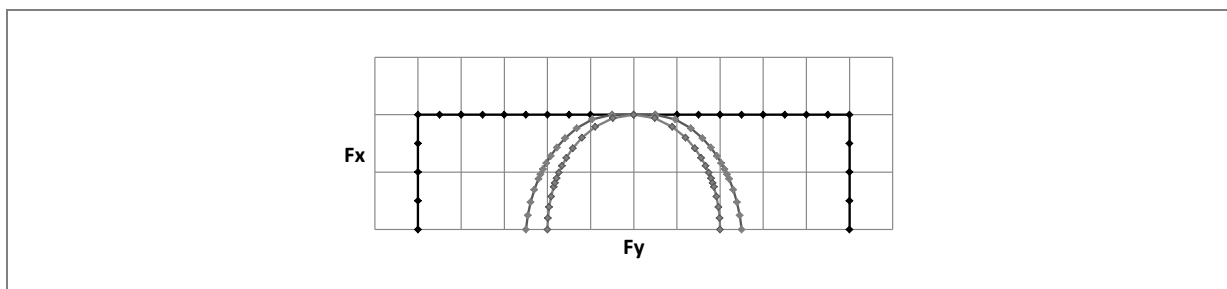


Figura 20: Elipses de fricción generadas con la formulación final empleada

Implementación del modelo

El cálculo de las fuerzas de los neumáticos requiere de un gran número de parámetros, variables y ecuaciones. Todo esto implementado directamente en el modelo en ADAMS sobrecargaría la interfaz de usuario, generando un gran número de relaciones entre ecuaciones, medidas, variables y parámetros. Esto multiplicado por el número de ruedas del vehículo puede derivar en una fuente de errores importantes si no se maneja con suma atención.

Para evitar este problema se optó por la programación del modelo en forma de rutina de usuario. Las rutinas de usuario permiten introducir algoritmos de cálculo complejos aprovechando las ventajas de la programación y llamándolos desde ADAMS en forma de funciones sencillas. Se debe proceder con suma precaución al implementarlas, dado que es muy fácil introducir errores en el modelo y muy difícil y laborioso depurarlos.

ADAMS permite el uso de dos lenguajes de programación para introducir las rutinas de usuario: FORTRAN y C++. El lenguaje escogido para la elaboración de las rutinas ha sido C++ porque que es el lenguaje estudiado durante la carrera. El código fuente se encuentra en el Anexo III.

La rutina contiene la mayoría de las constantes necesarias para definir el neumático, aunque las más significativas a nivel conceptual se pasan desde el programa principal para facilitar su modificación.

Dado que el modelo se ha realizado para moverse sobre el plano, se ha optado por utilizar el sistema de coordenadas global para calcular las fuerzas resultantes. De esta forma las fuerzas resultantes siempre se aplican en el plano, minimizando en número y complejidad las transformaciones y rotaciones necesarias para trabajar con las variables de entrada y salida.

Después de la declaración de variables, el programa empieza, solicitando a ADAMS el valor de las variables independientes necesarias para el cálculo de las fuerzas. Estas son principalmente las seis componentes de la velocidad y la posición de la rueda.

Los datos obtenidos son utilizados para calcular el valor de otras variables necesarias para el cálculo, como la fuerza vertical y el radio efectivo. ADAMS devuelve las velocidades en coordenadas globales, por lo que se transforman al sistema de coordenadas local de la rueda mediante una transformación de coordenadas en dos dimensiones. Esta forma de cálculo permite mantener en el mismo plano tanto las mediciones de velocidad como las fuerzas aplicadas.

Con todos los datos se calculan las fuerzas en los ejes XY y por último se realiza una rotación de coordenadas para aplicar las fuerzas en el sistema de coordenadas global.

Pares de aceleración y frenado

El par aplicado en cada rueda es la combinación del par motor que recibe y el par aplicado por los frenos.

El par motor disponible se determina en función de la velocidad angular media de las ruedas motrices. La curva de par se ha definido mediante un "Spline" respecto a la velocidad angular. Las ruedas motrices son las traseras, por lo que a cada una de ellas le llega la mitad del par motor. La demanda de par motor se realiza mediante un coeficiente que puede variar entre cero y uno.

Para el par de frenado, se ha establecido un par de frenado máximo. Mediante el parámetro "Reparto de frenos" se ajusta la distribución del par de frenado entre los ejes delantero y trasero. El par de frenado se debe aplicar únicamente hasta que el vehículo se detiene. Si se aplica par en las ruedas cuando el vehículo está parado se reiniciará el movimiento. Para evitarlo se ha utilizado una función matemática que reduce el par de frenado de manera proporcional a la velocidad cuando esta es cercana a cero. Otro tipo de funciones o instrucciones, como estructuras del tipo IF han sido descartadas dado que vuelven el modelo inestable. Esto es debido a que el par aplicado cuando la velocidad es cercana a cero es mayor que el requerido para detener el vehículo, provocando movimiento en sentido contrario al inicial. Esto hace que se entre en un bucle en que el sentido de la velocidad y del par aplicado cambia constantemente de sentido sin que el vehículo llegue nunca a detenerse. El par aplicado se ha definido como:

$$T_{rueda} = T_{acel} - T_{freno}$$

$$T_{acel} = T_{disponible} * k_{acel}$$

$$T_{freno} = T_{fmax} * k_{freno} * 0.5 * R_f * \tanh(\omega_{rueda})$$

$T_{disponible}$	Curva de par en función de la velocidad angular (Spline)
$T_{f_{max}}$	Par de frenado máximo.
k_{acel}	Par de aceleración demandado (Puede variar entre 0 y 1)
k_{freno}	Par de frenado demandado (Puede variar entre 0 y 1)
ω	Media de velocidades angulares de las ruedas del eje motor
R_f	Reparto de frenos (Puede variar entre cero y 1)

Controladores

Control de velocidad

Para el control de la velocidad del vehículo se ha utilizado un controlador de bucle cerrado del tipo PID. Los controladores en bucle cerrado reciben como entrada un valor de referencia y el valor real medido. Comparando estos dos valores se determina cómo actuar sobre las variables que controlan para igualar el valor medido al valor de referencia.

La señal de referencia es la velocidad objetivo, definida como un "Spline" cuyo valor de salida se define en función del tiempo. La velocidad de referencia se compara con la velocidad actual del vehículo medida en el centro de masas. Además para calcular la parte derivativa del controlador, ADAMS necesita que el controlador reciba la derivada de la medida, que en este caso es la aceleración del vehículo, medida también en el centro de masas.

La señal devuelta por el controlador se limita al rango $[-1, 1]$ mediante la aplicación de una función matemática. Este valor representa el par motor o par de frenado demandado, siendo 1 la máxima demanda de par motor y -1 la máxima demanda de par de frenado. La señal se divide en dos: una para controlar el par motor aplicado y otra para controlar el par de frenado. Cuando la señal original toma valores positivos es utilizada para controlar el par motor, y la señal de frenado se corrige a cero. Cuando la señal tome valores negativos, su valor es utilizado para controlar el par de frenado, y la señal de par de motor se corrige a cero.

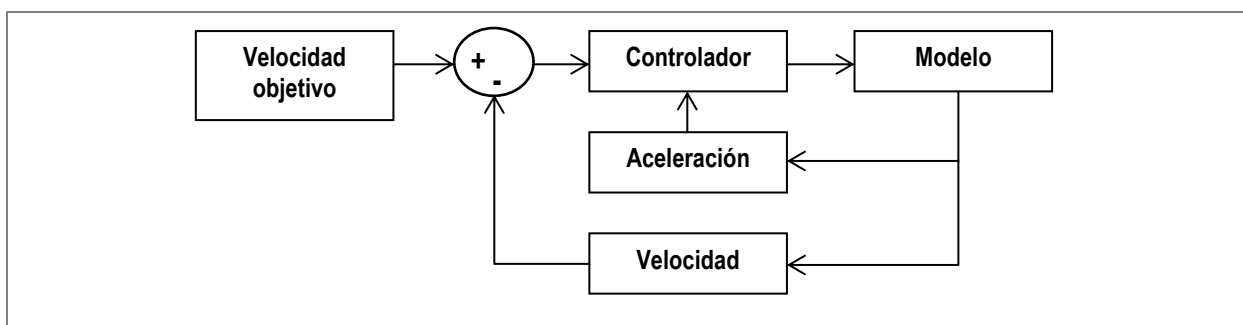


Figura 21: Flujo de control de la velocidad

Control de dirección

Para las pruebas de cambio de dirección se ha usado una función impulso unitario "Haversine" de ADAMS que permite introducir un cambio en la posición de volante en un determinado tiempo.

Para las pruebas de ángulo de volante constante no ha sido necesario realizar ningún controlador. Únicamente se ha fijado el ángulo de las ruedas cumpliendo con la geometría de Ackerman expuesta en el apartado "Sistema de dirección".

DEPURACIÓN Y OPTIMIZACIÓN

Uno de los errores de cálculo más frecuentes, se produce cuando un denominador toma el valor de cero. Cuando esto ocurre, no se puede resolver la ecuación donde se encuentra el denominador igual a cero, generándose un error que en la mayoría de los casos detendrá la simulación. La forma de resolver este problema es hacer añadir una pequeña cantidad al denominador cuando la variable susceptible de generar el error tome el valor de cero.

Otra fuente potencial de errores son las funciones discontinuas. Las funciones que definen desplazamientos, velocidades o fuerzas deben ser continuas. Si las funciones definen desplazamientos deben ser dos veces derivables, y si definen velocidades deben ser derivables al menos una vez. Por ejemplo, una aceleración discontinua provocaría un error debido a que sería necesaria una fuerza infinita para provocarla. Funciones como IF MIN MAX SIGN son funciones discontinuas que pueden introducir errores. Este tipo de funciones se deben evitar y solo se deberán utilizar en el caso de que se esté completamente seguro que la función resultante cumpla los requisitos de continuidad.

La depuración y optimización del modelo ha consistido en buscar alternativas en forma de funciones continuas a funciones discontinuas. A continuación se describen las soluciones adoptadas.

CEROS EN LOS DENOMINADORES

Como se ha comentado la forma de solucionar este problema es añadiendo una pequeña cantidad al denominador cuando la variable vale cero. Si no hace falta cumplir requisitos de continuidad esto se puede conseguir fácilmente utilizando una función IF. Si esto no es posible se debe buscar una función que valga cero siempre excepto en los entornos de cero. Además la transición entre cero y uno debe ser progresiva, para que sus derivadas también sean continuas. La primera función encontrada fue la secante hiperbólica. La figura 22 muestra la función secante hiperbólica incluyendo un coeficiente (α) que permite modificar la transición entre el valor cero y uno.

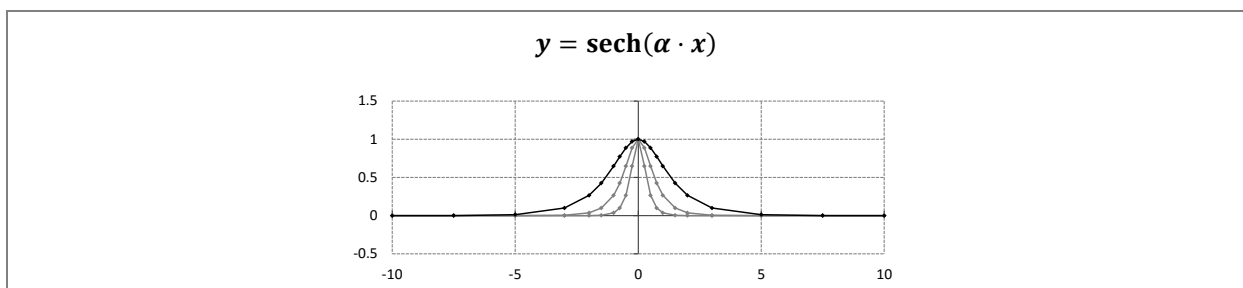


Figura 22: Secante hiperbólica representada para distintos parámetros de α

Esta función no está incluida en la mayoría de las bibliotecas estándar por lo que se ha utilizado la inversa del coseno hiperbólico que resulta equivalente. Para conseguir el efecto expuesto se debe sumar a la variable sobre la que se desea que actúe:

$$x = x' + \frac{a}{\cosh(\alpha \cdot x')}$$

SIGNO DE UNA VARIABLE

Otra función discontinua usada frecuentemente es la función signo. La función signo devuelve el valor -1, 0 o 1 dependiendo de si la variable de entrada es negativa, nula o positiva. Si se requiere una función continua para sustituirla, esta, debe valer -1 cuando la variable independiente toma valores negativos y 1 cuando toma valores positivos. La transición entre -1 y 1 debe ser continua, y además progresiva si se requiere que la función sea derivable. La función encontrada para sustituir a la función signo fue la tangente hiperbólica. Al igual que en la función secante hiperbólica, se puede añadir un coeficiente para variar la transición entre el valor -1 y 1 como se muestra en la figura 23:

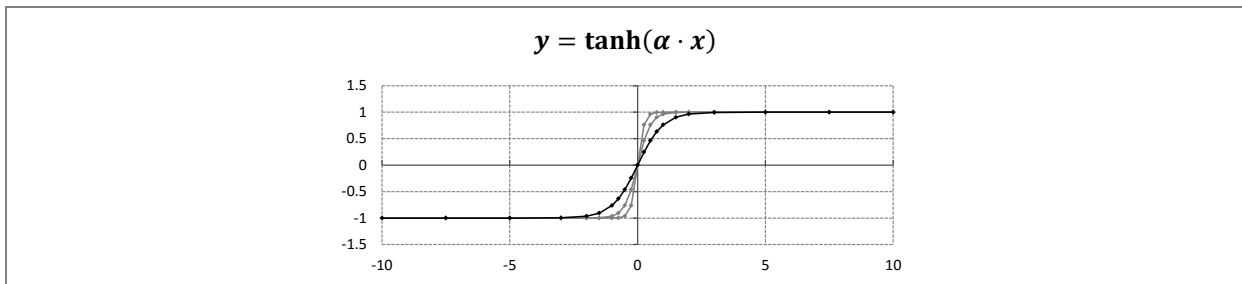


Figura 23 Función tangente hiperbólica representada para varios valores de α

EVITAR VALORES NEGATIVOS

Actuando sobre la función tangente hiperbólica se puede conseguir una función equivalente a la función impulso unitario. La figura 24 muestra la forma de la función.

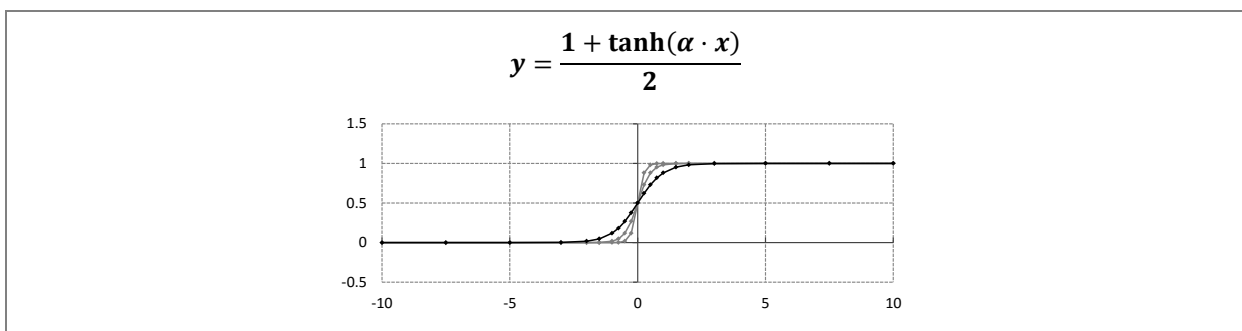


Figura 24: Tangente hiperbólica empleada para evitar valores negativos

Hay que tener en cuenta que en los entornos de cero puede tomar valores negativos tal y como se aprecia en la figura 24. Si se desea evitar este efecto se puede añadir un coeficiente adicional para desplazar la función hacia la izquierda. Para cumplir con su objetivo esta función debe multiplicar a la variable sobre la que actúe:

$$y = x \cdot \frac{1 + \tanh(\alpha \cdot x + 2)}{2}$$

VALOR ABSOLUTO

La función valor absoluto es ya de por sí una función si es una función continua. Está compuesta por una recta de pendiente -1 para valores de la variable independiente inferiores a cero, y una recta de pendiente 1 para valores de la variable independiente mayores de cero. Este cambio súbito de pendiente de -1 a 1 hace que la derivada no sea continua. La función equivalente y derivable encontrada se obtuvo integrando la función tangente hiperbólica:

$$\int \tanh(x) = \ln(\cosh(x)) + C$$

La función se ha representado junto con la función valor absoluto en la siguiente figura:

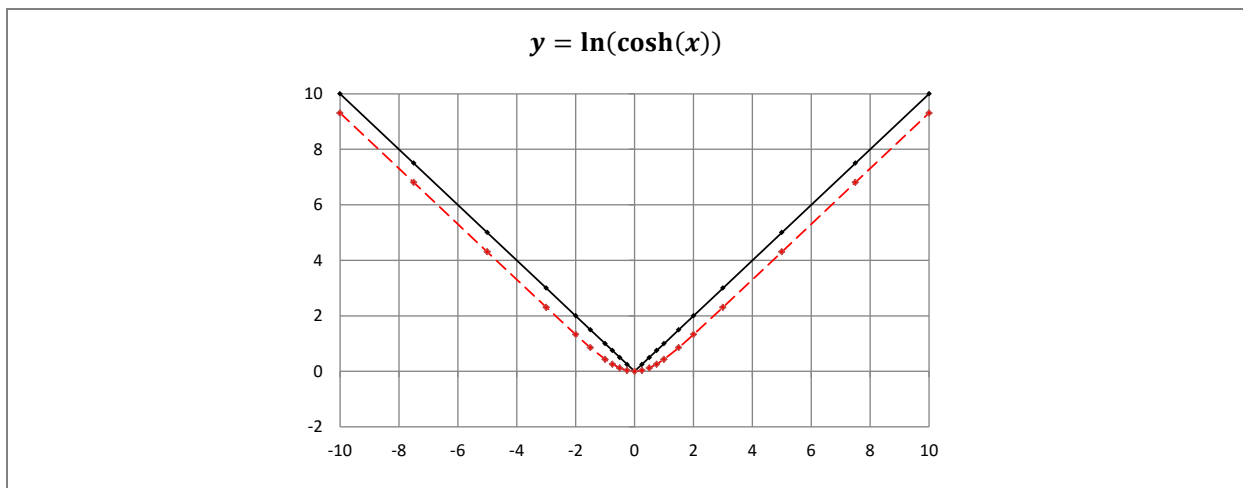


Figura 25: Función valor absoluto (Negro) y $\ln(\cosh(x))$ (Rojo)

RELACIÓN ENTRE LAS FUNCIONES

Obteniendo la función valor absoluto como la integral de la función tangente hiperbólica se observó que las funciones estaban relacionadas entre ellas. Obteniendo sólo una de estas funciones es posible obtener el resto mediante derivación o integración. las relaciones encontradas son las siguientes:

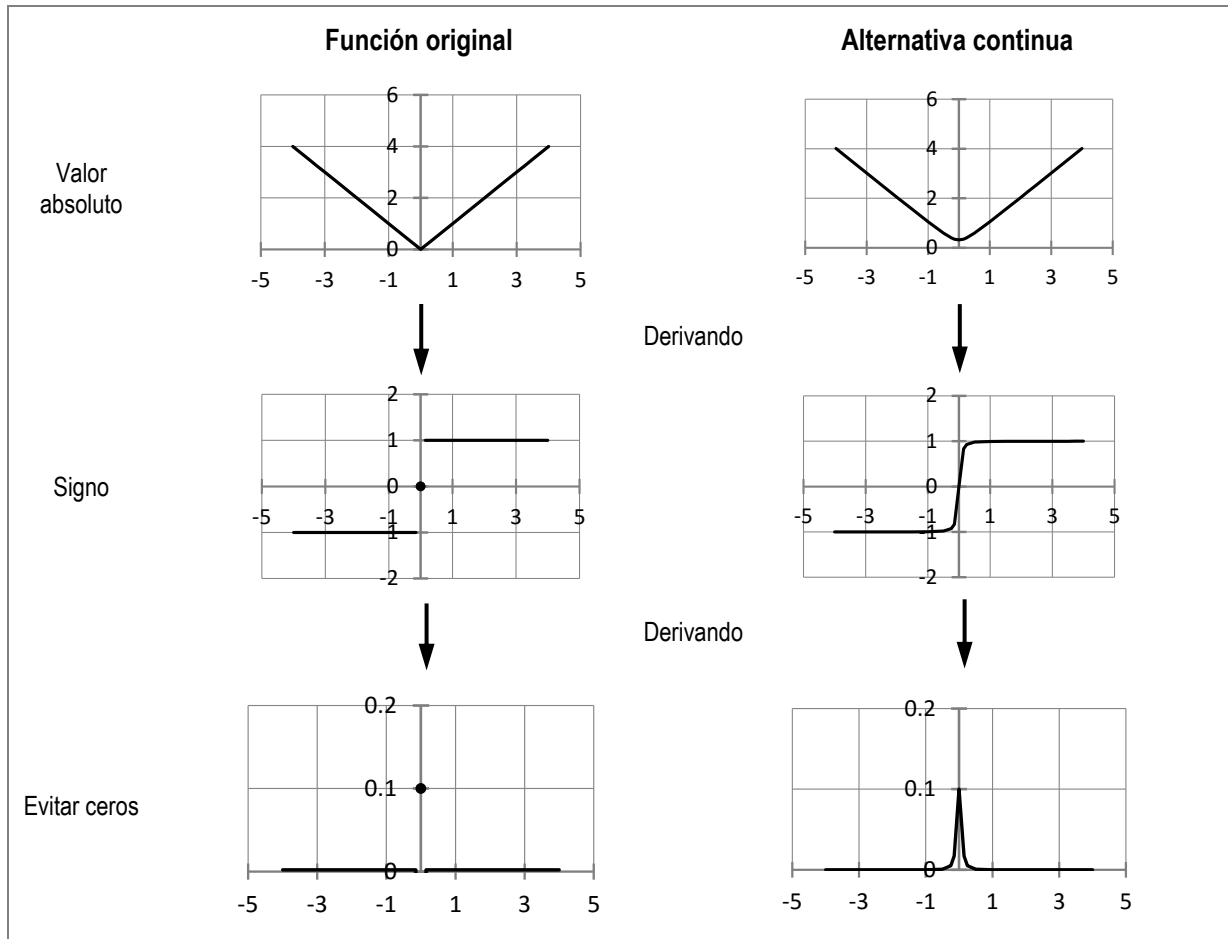


Figura 26: Relación entre las funciones empleadas

FORMULACIÓN EMPLEADA

Se encontró que la formulación basada en funciones hiperbólicas a veces producía errores. Esto era debido a que estas funciones se definen mediante exponenciales que a medida que el valor de la variable independiente crece, el tamaño valor de las variables utilizadas para computar las funciones aumenta rápidamente. La figura 27 muestra la definición de las funciones hiperbólicas utilizadas. Si el valor de la variable independiente es muy grande, se puede dar el caso de que las variables no tengan el tamaño de memoria necesario para realizar el cálculo produciendo entonces resultados inesperados.

$$\operatorname{sech}(x) = \frac{1}{\operatorname{cosh}(x)} = \frac{2}{e^x + e^{-x}}$$

$$\operatorname{tanh}(x) = \frac{e^x - e^{-x}}{e^x + e^{-x}}$$

Figura 27: Funciones hiperbólicas

Para solucionar este problema se buscó otra formulación que requiriese menor memoria para llevar a cabo la operación. Conocida la relación entre las funciones, se partió del valor absoluto para hallar el resto de funciones. La forma más intuitiva de hallar el valor absoluto es $\sqrt{x^2}$. Esta forma es continua, pero resulta discontinua en la derivada. Para solucionarlo se añadió una pequeña cantidad de forma que la transición entre pendientes fuese progresiva:

$$\sqrt{x^2 + 0.01}$$

Derivando se obtuvo la función signo:

$$\frac{x}{\sqrt{x^2 + 0.01}}$$

Volviendo a derivar se obtuvo la función para evitar ceros:

$$\frac{0.01}{\sqrt{x^2 + 0.01}^3}$$

Esta última se tuvo que modificar para que el valor que tomaba la función en cero fuese más bajo. Tras el ajuste quedó de la siguiente forma:

$$\frac{0.01}{\sqrt{100 \cdot x^2 + 1}^3}$$

Se comprobó que la nueva formulación requería menos uso de memoria comparando las operaciones que producen el resultado mayor en cada uno de los casos. En el caso de las funciones hiperbólicas la operación es e^x , mientras que en la formulación basada en $\sqrt{x^2}$, es $100 \cdot x^2$. En la figura 28 se muestran los resultados representados en escala logarítmica.

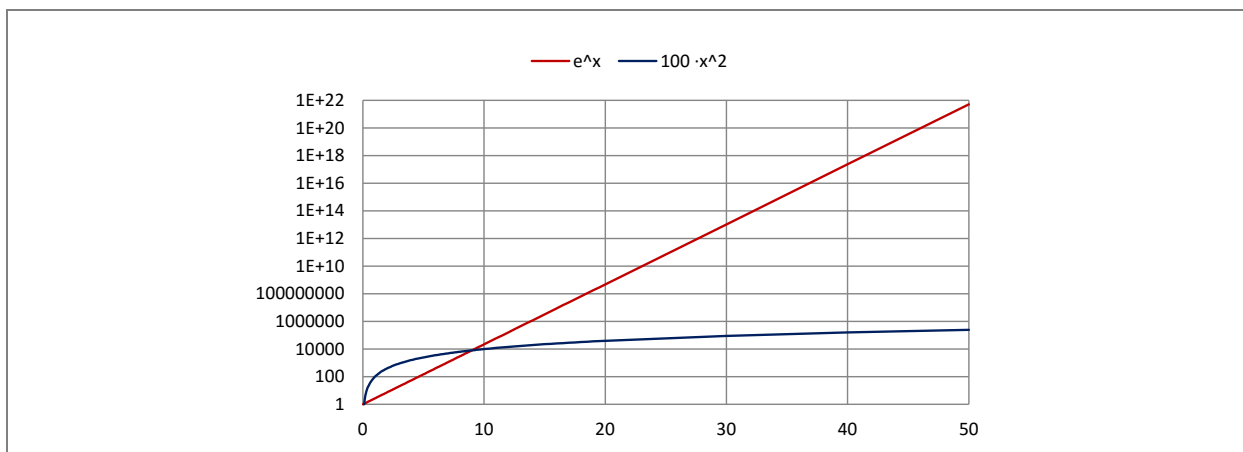


Figura 28: Comparativa de memoria requerida

La figura 28 muestra que pasado un determinado valor, la memoria requerida por las funciones hiperbólicas es mucho mayor, por lo tanto, se optó por usar la formulación basada en $\sqrt{x^2}$. En caso de requerir más memoria se puede eliminar el valor de 100 que multiplica a la variable independiente.

PARÁMETROS EMPLEADOS EN LA SIMULACIÓN:

Una vez construido el modelo paramétrico se han asignado valores representativos de un vehículo real a los parámetros del modelo. El vehículo empleado como referencia es un BMW serie 4 cuyas características principales han sido obtenidas de la página web oficial de BMW. Los datos a los que no se ha podido tener acceso, se han calculado para ser lo más representativos posible del vehículo real. El procedimiento de cálculo de estos parámetros se detalla a continuación

MASA DE LAS PARTES DEL VEHÍCULO:

- *Masa del vehículo:* La normativa de homologación Europea, define el peso en vacío como la masa del vehículo con todos los consumibles necesarios para circular, el depósito lleno más 75 kg que representan la masa del conductor. La masa real total del vehículo se ha calculado como:

$$\mathbf{Masa\ total\ real} = \mathbf{Masa\ declarada} - \mathbf{combustible} - \mathbf{75kg}$$

- *Masa no suspendida:* Se consideran masas no suspendidas aquellas cuyo movimiento no se encuentra amortiguado por el sistema de suspensión. Sus componentes principales son todo el conjunto de las ruedas, incluyendo manguetas, sistema de frenado y rodamientos además de la mitad de la masa de los elementos del sistema de suspensión.
- *Masa suspendida:* La masa suspendida es toda la masa restante, es decir, aquella masa cuyo movimiento está amortiguado por el sistema de suspensión. Su valor será:

$$\mathbf{Masa\ suspendida} = \mathbf{masa\ total\ real} - \mathbf{masa\ no\ suspendida}$$

POSICIÓN DEL CENTRO DE GRAVEDAD Y TENSOR DE INERCIA

Para definir completamente las características másicas e inerciales del vehículo es necesario definir, además de la masa, la posición del centro de gravedad y la forma en la que la masa se distribuye entorno a este, es decir sus momentos de inercia. El momento de inercia es a la rotación lo que la masa inercial a la translación. Por lo tanto se puede definir el momento de inercia como una medida de la resistencia al cambio de velocidad angular de un cuerpo respecto a un eje:

$$\mathbf{T} = \mathbf{I} \cdot \boldsymbol{\alpha}$$

Para modificar las propiedades inerciales, ADAMS permite modificar el tensor de Inercia de todos los cuerpos incluidos en el modelo. El tensor de inercia está formado por una matriz simétrica 3x3 cuya diagonal principal está compuesta por los momentos de inercia respecto a cada uno de los tres ejes principales. Los elementos restantes corresponden a los denominados productos de inercia.

$$\begin{Bmatrix} T_x \\ T_y \\ T_z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ -I_{yx} & I_{yy} & -I_{yz} \\ -I_{zx} & -I_{zy} & I_{zz} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \alpha_x \\ \alpha_y \\ \alpha_z \end{Bmatrix}$$

Los momentos de inercia para cuerpos con distribución de masa uniforme se definen de la siguiente manera:

$$I_{xx} = \int_m (d_y^2 + d_z^2) \cdot dm \quad I_{yy} = \int_m (d_x^2 + d_z^2) dm \quad I_{zz} = \int_m (d_x^2 + d_y^2) dm$$

Los productos de inercia tienen también en cuenta el signo de las coordenadas. Para cuerpos con distribución de masa uniforme se pueden calcular de la siguiente forma:

$$I_{xy} = \int_m d_x \cdot d_y \, dm \quad I_{yz} = \int_m d_y \cdot d_z \, dm \quad I_{xz} = \int_m d_x \cdot d_z \, dm$$

Se puede decir que los productos de inercia indican la simetría del reparto de la masa en el plano considerado.

Para estimar los valores de Inercia del vehículo se ha aproximado su geometría mediante un sistema de prismas cuadrangulares, cilindros y una masa puntual.

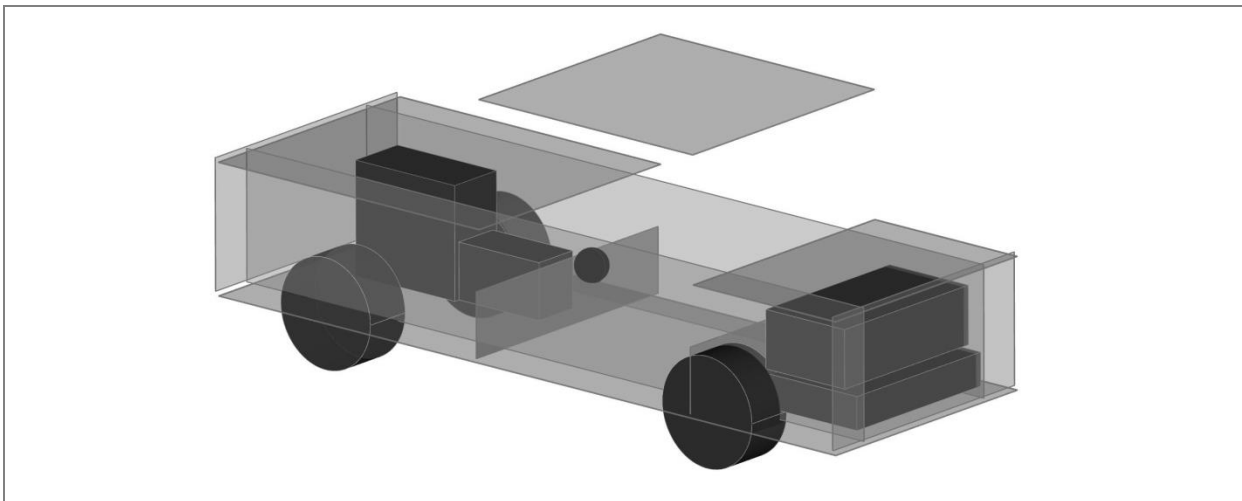


Figura 29: Modelo para la estimación de la inercia

- 10 prismas cuadrangulares para representar el chasis: suelo, dos paredes, partes frontal y trasera, capó y maletero, techo, y dos prismas adicionales que atraviesan el vehículo transversalmente
- 4 cilindros que representan las ruedas
- 4 prismas para representar: motor, cambio de marchas, depósito, y carga del maletero
- 3 prismas adicionales para representar cada ocupante

La validez del modelo de estimación de inercia se comprobó comparando los resultados obtenidos por el modelo con datos de mediciones reales obtenidos del documento SAE 1999-01-1336 Measured Vehicle Inertial Parameters NHTSA's Data Through November 1998

Definido el modelo, se estimó el tensor de inercia del vehículo, el proceso de cálculo se detalla a continuación.

Los cálculos se referencian a un sistema de coordenadas con origen en el plano de simetría del vehículo, en su parte frontal y a la altura del suelo.

Primero se obtuvieron las posiciones de los centros de gravedad de cada una de las partes que componen el modelo utilizado para representar el vehículo. Las posiciones en coordenadas locales de los centros de gravedad en cada uno de los ejes se obtienen mediante las siguientes ecuaciones:

Prismas cuadrangulares: $CDM_x = \frac{1}{2}L_x$ $CDM_y = \frac{1}{2}L_y$ $CDM_z = \frac{1}{2}L_z$

Cilindros: $CDM_x = r$ $CDM_y = r$ $CDM_z = \frac{1}{2}L_z$

Definidos los centros de gravedad se referencian al sistema de coordenadas global descrito al inicio.

Seguidamente se calcula la posición del centro de gravedad del conjunto. Para ello se suman los momentos producidos por las masas respecto a cada uno de los ejes principales. Del momento resultante se conoce la fuerza total que ejercen las masas, por lo que la distancia del centro de gravedad al sistema de referencia global se obtiene despejando.

Obtención de los momentos de inercia

Se calcula la inercia de cada una de las partes que compone el modelo. Para ello se utilizan las definiciones de los momentos de inercia para cuerpos con distribución de masa uniforme. Para los prismas cuadrangulares son las siguientes:

$$I_{xx} = \frac{1}{12} \cdot m \cdot (a^2 + b^2) \quad I_{yy} = \frac{1}{12} \cdot m \cdot (a^2 + b^2) \quad I_{zz} = \frac{1}{12} \cdot m \cdot (a^2 + b^2)$$

Y para los cilindros:

$$I_{xx} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 \quad I_{yy} = \frac{1}{12} \cdot m \cdot (3 \cdot r^2 + L^2) \quad I_{zz} = \frac{1}{12} \cdot m \cdot (3 \cdot r^2 + L^2)$$

Conocidas las inercias individuales se procede a calcular la inercia total respecto al centro de gravedad. Esta se obtiene realizando el sumatorio de las inercias individuales referidas al centro de gravedad del conjunto. Esta operación se realiza aplicando el teorema de Steiner:

$$I_{xx} = \sum_{i=1}^n \left(I_{x_i} + m_i \cdot \sqrt{d_{y_i}^2 + d_{z_i}^2} \right)$$

$$I_{yy} = \sum_{i=1}^n \left(I_{y_i} + m_i \cdot \sqrt{d_{x_i}^2 + d_{z_i}^2} \right)$$

$$I_{zz} = \sum_{i=1}^n \left(I_{z_i} + m_i \cdot \sqrt{d_{x_i}^2 + d_{y_i}^2} \right)$$

Para cuerpos simétricos el producto de inercia referido a su centro de gravedad es cero. Por lo tanto, para obtener los productos de inercia en el sistema global basta con multiplicar la masa por su distancia al eje global:

$$I_{xy} = m \cdot d_x \cdot d_y \quad I_{yz} = m \cdot d_y \cdot d_z \quad I_{xz} = m \cdot d_x \cdot d_z$$

Este procedimiento ha sido utilizado para estimar el tensor de inercia de las distintas configuraciones de carga del vehículo. Estas configuraciones se consiguen combinando el número de ocupantes del vehículo con distintas masas de depósito y de equipaje. Los ocupantes tienen una inercia que ha sido previamente calculada siguiendo un procedimiento análogo al descrito para hallar la inercia del vehículo. La inclusión de la inercia de los ocupantes se realiza aplicando el teorema de

Steiner de igual modo que el descrito anteriormente. La forma de los ocupantes empleada para estimar su inercia se muestra en la figura 30.

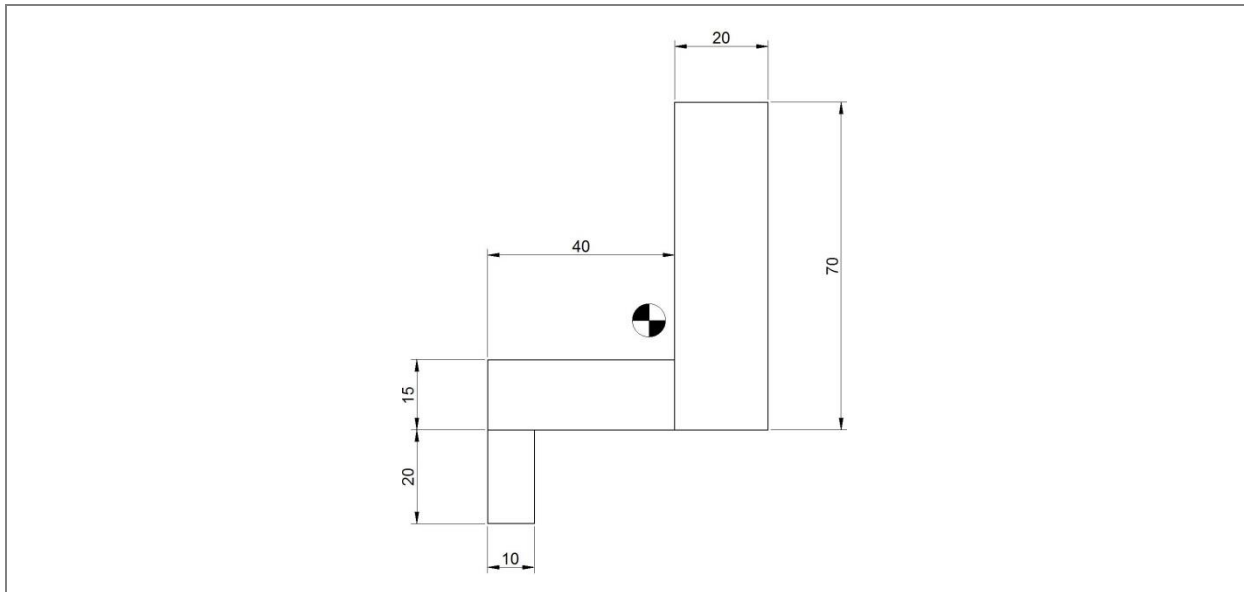


Figura 30: Dimensiones de cálculo de los ocupantes

CONSTANTES DE RIGIDEZ Y AMORTIGUAMIENTO DE LA SUSPENSIÓN

Para determinar las constantes de rigidez y amortiguamiento del vehículo se debe realizar un modelo del sistema que permita realizar un análisis de vibraciones. Se ha planteado un modelo simplificado de un cuarto del vehículo que permite calcular de forma independiente las constantes en cada rueda. De esta forma el problema queda reducido a un sistema masa-muelle-amortiguador de dos grados de libertad. Otra opción contemplada consiste en despreciar la masa de la rueda, suponiendo dos muelles y amortiguadores en serie para representar las constantes de rueda y sistema de suspensión conjuntamente, reduciendo el problema a un sistema de un grado de libertad. Esta opción se descartó, dado que se ha preferido tener en cuenta la masa de la rueda. En la figura 31 se ha representado el sistema de dos grados de libertad.

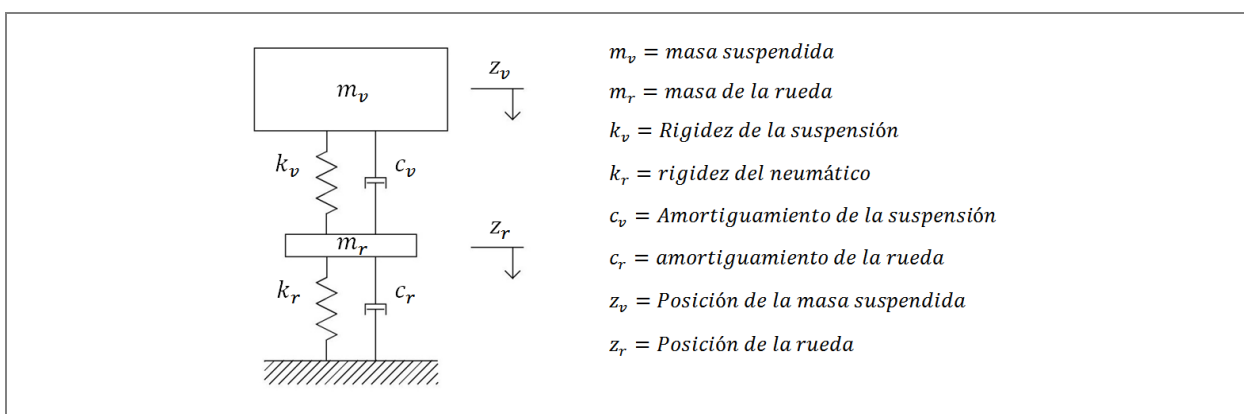


Figura 31: modelo dinámico de dos grados de libertad

Se ha modelado usando el método de Lagrange, obteniendo el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\begin{bmatrix} m_v & 0 \\ 0 & m_r \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{z}_v \\ \ddot{z}_r \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_v & -c_v \\ -c_v & c_v + c_r \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{z}_v \\ \dot{z}_r \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_v & -k_v \\ -k_v & k_v + k_r \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} z_v \\ z_r \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Para determinar la rigidez de los muelles suspensión se ha llevado a cabo un análisis en vibraciones libres, estableciendo como variable independiente la frecuencia natural que se desea para el movimiento de la masa suspendida. Para maximizar el confort, la frecuencia del movimiento del chasis debe situarse en valores ligeramente superiores a 1Hz. Esto es debido a que es la frecuencia de los pasos del ser humano al caminar, por lo tanto es una frecuencia en la que los seres nos sentimos cómodos. La rigidez de los muelles se debe ajustar para que el movimiento del chasis en vibraciones libres se produzca a una frecuencia cercana a esta.

Las constantes de los neumáticos dependen de las características del neumático y no se puede actuar sobre ellas. Su rigidez, suele ser muy superior a la mínima necesaria para alcanzar valores frecuencia natural normales en el chasis. Esto permite que se pueda ajustar la frecuencia natural actuando directamente sobre los muelles. Para hallar la rigidez de los muelles de la suspensión bastará con resolver el siguiente sistema:

$$[-\omega_n^2 \cdot [M] + [K]] = 0$$

Fijando los valores de las masas y la constante de rigidez de la rueda y despejando, se obtiene el valor de rigidez de los muelles.

En cuanto a las constantes de amortiguación, el objetivo es encontrar valores suficientemente altos para limitar la oscilación de los muelles, pero sin resultar en un vehículo excesivamente rígido. Para vehículos de pasajeros donde la prioridad es maximizar el confort, el factor de amortiguación debe tomar valores próximos a 0,5.

Al contrario que la rigidez, el amortiguamiento de los neumáticos suele tener un valor inferior al mínimo necesario para alcanzar el coeficiente de amortiguamiento deseado en el chasis. Al estar los elementos dispuestos en serie, el amortiguamiento máximo del sistema, estará limitado por el elemento con el valor más bajo, en este caso los neumáticos. La amplitud del movimiento de los neumáticos suele ser pequeña en relación al movimiento de la suspensión, por lo que se calcula la constante de amortiguamiento despreciando la influencia del neumático. Para hacerlo se resuelve la siguiente ecuación:

$$2 \cdot \zeta \cdot \sqrt{m_v \cdot k_v}$$

BARRAS ESTABILIZADORAS

Las barras estabilizadoras unen las suspensiones de un mismo eje y están dispuestas de manera que sólo trabajan cuando las ruedas del eje se mueven de manera distinta. Tienen dos funciones principales, por una parte limitan el ángulo de balanceo máximo de la carrocería y por otra controlan la distribución de la transferencia lateral de masas entre los ejes delantero y trasero.

El balanceo de la carrocería se produce por el momento ejercido por la fuerza centrípeta que actúa sobre el centro de masas del vehículo cuando este experimenta a una aceleración lateral. El efecto se ha ilustrado en la siguiente figura:

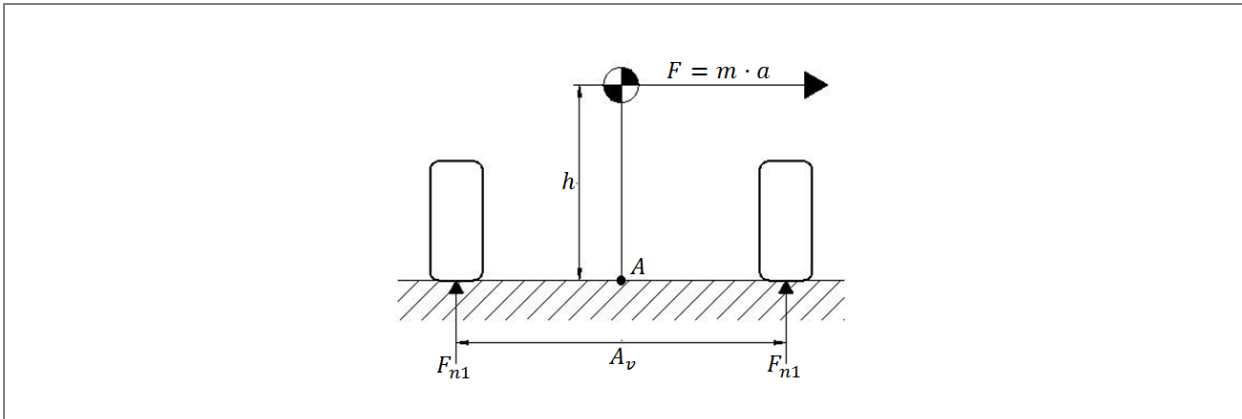


Figura 32 Representación del vehículo en curva

Para determinar la rigidez de las barras de torsión, el primer paso consiste en determinar cuál es el gradiente de balanceo que se desea obtener. El gradiente vendrá determinada por la combinación del conjunto de las rigideces de las barras y de los muelles de la suspensión, la masa, la altura del centro de gravedad respecto al eje de balanceo y la anchura de vías. Se ha elegido un gradiente de 4º/g.

Altura del centro de gravedad respecto al eje de balanceo

Como se ha explicado en apartados anteriores, el vehículo tiene una configuración antibalanceo impuesta por la geometría de la suspensión. Parte de la fuerza lateral se transmite a través de los elementos rígidos de la suspensión sin producir balanceo. Una forma de entender este concepto es mediante el eje de balanceo. Una geometría 0% antibalanceo equivaldría a situar el eje de balanceo a la altura del suelo, de esta forma toda la fuerza aplicada en el centro de gravedad produciría balanceo. Por el contrario una geometría 100% antibalanceo equivaldría a situar el eje de balanceo a la altura del centro de gravedad, por lo que al no existir momento de fuerzas, no se produciría balanceo. Aplicando la siguiente fórmula se obtiene la altura del centro de gravedad respecto al eje de balanceo en función de los porcentajes de antibalanceo de los ejes delantero y trasero.

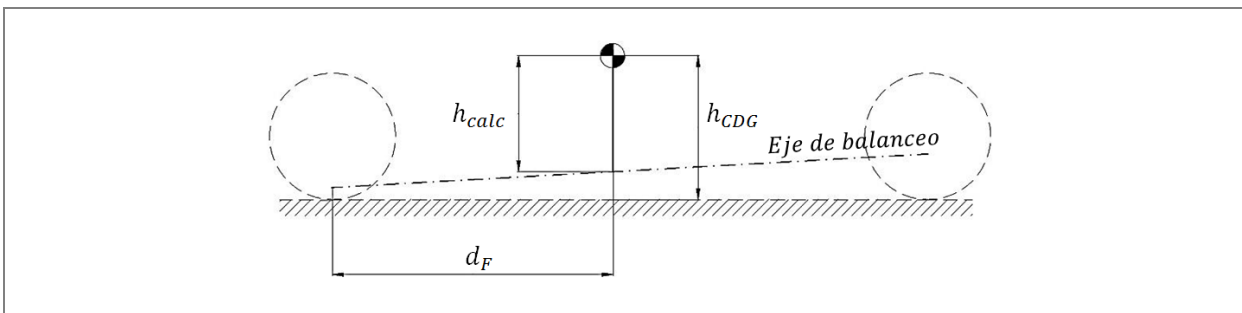


Figura 33: Eje de balanceo

$$h_{calc} = h_{CDG} - \left(\frac{h_{CDG}}{100} \cdot AR_F + \frac{d_F \cdot \left(\frac{h_{CDG}}{100} \cdot AR_R - \frac{h_{CDG}}{100} \cdot AR_F \right)}{d_{ejes}} \right)$$

Determinada la altura del centro de gravedad respecto al eje de balanceo se puede calcular la rigidez angular total requerida:

$$K_r = \frac{m_{susp} \cdot a_{lat} \cdot h_{CDG}}{\varphi}$$

Para saber que parte de la rigidez total es la que deben aportar las barras de torsión, basta con sustraer la rigidez aportada por los muelles. Esta se calcula de forma independiente en cada eje:

$$k_{r_{muelles}} = \frac{k_{muelle} \cdot A_v^2}{2}$$

Obteniendo así la rigidez total de las barras:

$$k_{r_{barras}} = k_r - k_{r_{muelles\ delanteros}} - k_{r_{muelles\ traseros}}$$

La relación de rigidez entre las barras delantera y trasera, controla la distribución de la transferencia lateral de carga entre los ejes delantero y trasero. Para determinar las rigideces de las barras en los ejes delantero y trasero hay que tener en cuenta dos principios:

- En el eje con mayor rigidez soportará mayor transferencia lateral de carga.
- La fuerza lateral que los neumáticos de un eje son capaces de generar disminuye a medida que aumenta la transferencia de carga.

Para vehículos de pasajeros donde prima la seguridad y la estabilidad, se dimensionan las barras de manera que aseguren que el vehículo no sufra sobreviraje. Teniendo en cuenta los principios expuestos esto se conseguirá dimensionando las barras estabilizadoras de manera que la rigidez angular en el eje delantero sea mayor que la rigidez angular del eje trasero. Se suele tomar como valor de referencia que el porcentaje de rigidez angular en el eje delantero sea un 5% mayor que el porcentaje de la distribución de masas estática.

CONFIGURACIONES DE ENSAYO

El modelo paramétrico construido se ha utilizado para estudiar el efecto de la variación de la masa, de la posición del centro de gravedad y del tensor de inercia en el comportamiento dinámico en curva del vehículo. Estas características cambian cada vez que se llena el depósito, se varía el número de ocupantes o la carga del vehículo. Conjuntamente con los neumáticos, son las propiedades que más pueden afectar al comportamiento dinámico de un vehículo de pasajeros durante su uso cotidiano. Para evaluar la influencia de estos parámetros se han planteado 4 estados de carga comunes que definen las configuraciones de ensayo. Para cada una de estas configuraciones se ha calculado la masa, la posición del centro de gravedad y el tensor de inercia de la masa suspendida siguiendo la metodología descrita en los apartados anteriores.

Parámetros del vehículo comunes a todas las configuraciones de ensayo:

Distancia entre ejes	2810 mm
Ancho de vías delantero / trasero	1544 /1590 mm
Altura	1392 mm
Peso en vacío declarado	1535 kg
Masa no suspendida	174.8
Masa suspendida	*Ver configuraciones de ensayo
Convergencia delantera / trasera	-0.2° / 0.2°
Caída delantera / trasera	1.2° / 2°
Avance	0.6°
Salida ("Kingpin")	0.6°
"Trail" / "Scrub radius"	1.5 mm / 1.5 mm
Antivuelco delantero / trasero	6 % / 20 %
Antihundimiento delantero / trasero	3 % / 10 %
Distancia CIR antibalaceo delantero / trasero	3088 mm / 3180 mm
Distancia CIR antihundimiento delantero / trasero	1750 mm/ 1250 mm
Rigidez muelles delanteros / traseros	20000 N/m / 19500 N/m
Amortiguación delantera / trasera	2750 N/m/s / 2500 N/m/s
Rigidez barras antivuelco delanteras / traseras	23000 N/m / 7500 N/m
Geometría de Ackerman	1

Descripción de las configuraciones de ensayo

- **Configuración 1:** Vehículo con conductor y 10 kg de combustible
- **Configuración 2:** Vehículo con conductor, pasajero sentado delante y 45 kg de combustible
 - **Configuración 2.1:** Vehículo con conductor, pasajero sentado detrás del conductor y 45 kg de combustible
- **Configuración 3:** Vehículo con conductor, 3 pasajeros, 45 kg de combustible, y 80 kg de equipaje

Valores de los parámetros de las configuraciones de ensayo

Configuración	Masa [kg]	Posición del CDG [m]*1	Tensor de inercia [kg·m ²]
1	1541	(0.110 -0.013 0.564)	$\begin{bmatrix} 411 & 5.66 & 37.86 \\ \dots & 2161 & -0.29 \\ \dots & \dots & 2129 \end{bmatrix}$
2	1651	(0.053 0 0.561)	$\begin{bmatrix} 427 & 0 & 17.1 \\ \dots & 2324 & 0 \\ \dots & \dots & 2295 \end{bmatrix}$
2.1	1651	(0.012 -0.023 0.561)	$\begin{bmatrix} 426 & -24.6 & 20.4 \\ \dots & 2414 & -0.79 \\ \dots & \dots & 2383 \end{bmatrix}$
3	1876	(-0.166 0 0.566)	$\begin{bmatrix} 458 & 0 & 20.14 \\ \dots & 2768 & 0 \\ \dots & \dots & 2751 \end{bmatrix}$

*1 Con el fin de facilitar la interpretación de las coordenadas se ha utilizado el siguiente sistema de coordenadas: Origen situado en el centro geométrico del vehículo a la altura del suelo, con sus ejes orientados de la siguiente forma:

- Eje X: Coincidente con el sentido de la marcha
- Eje Y: Transversal al sentido de la marcha y paralelo al suelo
- Eje Z: Perpendicular al suelo

EVALUACIÓN DEL EFECTO DE LA VARIACIÓN DE MASA Y MOMENTO DE INERCIA DEL VEHÍCULO

PRUEBA 1: COMPORTAMIENTO DEL VEHÍCULO EN MOVIMIENTO CIRCULAR UNIFORME

El objetivo de esta prueba es determinar las características del comportamiento del vehículo cuando este se encuentra en movimiento circular en condiciones de régimen estacionario

La ejecución y evaluación de la prueba se han realizado aplicando los principios expuestos en la norma ISO 4138.

La norma ISO 4138 establece tres métodos equivalentes para ejecutar la prueba: Radio constante, ángulo de dirección constante o velocidad constante.

Dado que los tres métodos son equivalentes, se ha optado por la segunda opción por el único motivo de que no requiere la utilización del controlador de la dirección. De esta forma es más fácil asegurar las condiciones de estabilidad requeridas para realizar las mediciones. El método de ejecución de la prueba es el siguiente:

Se hace circular el vehículo a velocidad constante manteniendo fijo el ángulo de volante. Se repite la prueba a distintas velocidades sin variar el ángulo de volante. Se empieza por una velocidad muy baja y se va repitiendo la prueba a velocidades cada vez más altas hasta alcanzar el límite de estabilidad del vehículo. Las mediciones se deben realizar cuando el vehículo se encuentre en condiciones de régimen estacionario. Durante la ejecución de la prueba se registran los siguientes valores:

- Tiempo
- Velocidad longitudinal
- Ángulo de volante
- Velocidad angular de guiñada
- Velocidad lateral
- Ángulo de balanceo

Para mejorar la precisión de los resultados se debe usar la aceleración centrípeta en lugar de la aceleración lateral medida directamente. Esto es debido a que la aceleración lateral se mide sobre el eje transversal del vehículo, y este no es perpendicular a la trayectoria, debido a los ángulos de guiñada y balanceo. Para calcular la aceleración centrípeta se ha utilizado el siguiente método:

$$a_c = v \cdot \omega$$

La velocidad se ha calculado a partir de la velocidad registrada en las direcciones longitudinal y transversal a la marcha del vehículo, y la velocidad angular se ha corregido para tener en cuenta el ángulo de balanceo del vehículo:

$$a_c = \frac{\omega}{\cos(\varphi)} \cdot (v_x \cdot \cos(\alpha) + v_y \cdot \text{seno}(\alpha))$$

$$\alpha = \text{atan}\left(\frac{v_y}{v_x}\right) \text{ (Ángulo de deriva)}$$

Una vez hallada la aceleración centrípeta se puede caracterizar el comportamiento del vehículo en función de esta. Siguiendo las recomendaciones de la norma ISO 4138, para mostrar los resultados se han utilizado funciones polinómicas ajustadas a los datos registrados, y sus derivadas se han obtenido matemáticamente. Se han estudiado las siguientes características:

- **Radio de giro:** Representado en función de la aceleración lateral. Es un indicador del comportamiento del vehículo. Si el radio de giro aumenta con la aceleración lateral el vehículo es subvirador, si disminuye es sobrevirador, y si se mantiene constante se trata de un vehículo neutro. El radio de giro corregido para el ángulo de balanceo se ha calculado como:

$$r = \frac{v}{\omega} = \frac{(v_x \cdot \cos(\alpha) + v_y \cdot \text{seno}(\alpha))}{\frac{\omega}{\cos(\varphi)}}$$

- **Coefficiente de viraje (Kv):** Representado en función de la aceleración lateral. Es una medida que sirve para cuantificar el subviraje. Representa la tasa de incremento de subviraje respecto a la aceleración lateral. El valor de este coeficiente depende de la velocidad, por lo que a efectos de comparación, normalmente se considera el valor del coeficiente a una velocidad determinada (denominada velocidad crítica). Dado que no entra en el propósito de la prueba determinar el valor numérico del coeficiente, y la velocidad crítica no se ha alcanzado durante las simulaciones, no se ha determinado su valor a la velocidad crítica. El coeficiente se ha calculado según las indicaciones de la norma ISO 4138.
- **Ángulo de balanceo:** Representado en función de la aceleración lateral. Es el ángulo de inclinación de la carrocería respecto a la horizontal. Su valor se ha medido directamente en ADAMS. El resultado se ha convertido a grados.
- **Ángulo de deriva:** Representado en función de la aceleración lateral. Es el ángulo que forma el plano de simetría del vehículo respecto al vector velocidad. En la zona de comportamiento lineal, su variación respecto a la aceleración lateral representa la rigidez de deriva del vehículo. El resultado se muestra en grados. Como se ha indicado, se calcula como:

$$\alpha = \text{atan} \left(\frac{v_y}{v_x} \right)$$

- **Ganancia de curvatura:** Es la representación del valor de la curvatura respecto a la velocidad. Muestra la influencia de la velocidad en la respuesta direccional del vehículo. La curvatura se define como la inversa del radio de giro. Se ha calculado de la siguiente forma:

$$\frac{w}{V \cdot \text{Ángulo de dirección}}$$

NOTA: El ángulo de dirección se ha medido directamente en las ruedas.

- **Ganancia de velocidad de guiñada:** Es la representación del valor de la velocidad de guiñada respecto a la velocidad. Esta medida, junto con la ganancia de curvatura muestra la influencia de la velocidad en la respuesta direccional del vehículo. Se ha calculado dividiendo la velocidad angular medida por el ángulo de dirección.

Para alcanzar las distintas velocidades requeridas en la prueba se ha usado el controlador de velocidad. La dirección se ha fijado en un valor fijo equivalente a un radio de giro teórico de 100 m.

Configuraciones de ensayo

Las pruebas para separar la influencia de una variable se han realizado utilizando como base la configuración 1. A partir de esta se ha modificado únicamente el parámetro a estudiar.

Nombre	Descripción	Objetivo
Base	Configuración 1	Configuración de referencia
Pos. cdg 2	Configuración 1 + Posición del cdg de la configuración 2	Separar la influencia de la posición del cdg
Pos. cdg 3	Configuración 1 + Posición del cdg de la configuración 3	
Masa 3	Configuración 1 + Masa de la configuración 3	Separar la influencia de la variación de masa
2	Configuración 2	Estudiar el efecto de la variación del estado de carga teniendo en cuenta todas las variables
2.1	Configuración 2.1	
3	Configuración 3	

PRUEBA 2: FRENADO EN CURVA

El objetivo de esta prueba es determinar la influencia de la frenada sobre la trayectoria y el comportamiento direccional del vehículo. La prueba pretende determinar cómo se ven afectadas las características del movimiento circular en régimen estacionario tras aplicar únicamente la acción de frenado. También se evaluará la capacidad de frenado del vehículo. La prueba se ha realizado según la norma ISO 7975.

El test comienza en condiciones de movimiento circular en régimen estacionario. En un determinado momento se acciona el freno. La acción de frenado y la posición del volante se mantienen hasta la finalización de la prueba. La prueba finaliza cuando el vehículo se detiene.

El cálculo de la aceleración centrífuga y radio de giro se ha realizado del mismo modo que en la prueba “*Comportamiento del vehículo en movimiento circular uniforme*”

Se han estudiado las siguientes características

- **Velocidad:** Velocidad longitudinal del vehículo representada en función del tiempo. Permite evaluar la eficacia de la frenada. Se ha medido directamente desde ADAMS.
- **Radio de giro:** Representado en función del tiempo. Permite evaluar la influencia de la frenada en la trayectoria del vehículo.
- **Aceleración lateral:** Representada en función de la aceleración longitudinal media. Permite evaluar la interacción entre el giro y la frenada.
- **Diferencia respecto aceleración lateral teórica:** Representada en función de la aceleración longitudinal media. Permite evaluar el efecto de la frenada en la aceleración lateral tomando como referencia la aceleración lateral que tendría el vehículo si hubiese mantenido constante el radio de giro. La aceleración lateral de referencia se calcula como:

$$a_{y_{ref}} = \frac{v^2}{r} = \frac{(v_x \cdot \cos(\alpha) + v_y \cdot \text{seno}(\alpha))^2}{r}$$

- **Ángulo de deriva:** Representado en función del tiempo. Es el ángulo que forma el plano de simetría del vehículo respecto al vector velocidad. Tal cual se ha indicado anteriormente se calcula como $\alpha = \text{atan}(v_y/v_x)$. El resultado se muestra en grados.

- **Ángulo de balanceo:** Representado en función de la aceleración lateral. Es el ángulo de inclinación de la carrocería respecto a la horizontal. Su valor se ha medido directamente en ADAMS. El resultado se ha convertido a grados.

NOTA: La aceleración longitudinal media es la media de los valores de la aceleración instantánea desde el instante cero hasta el instante de tiempo considerado. Además, el valor de la aceleración longitudinal instantánea en el instante t se define como la media de los valores de aceleración registrados desde t=-0.1 hasta t=0.1

Al igual que en la prueba anterior se ha usado el controlador de velocidad para marcar la velocidad de referencia durante la prueba. La dirección también se ha fijado en un valor fijo equivalente a un radio de giro teórico de 100 m

Configuraciones de ensayo

Nombre	Descripción	Objetivo
Base	Configuración 1	Configuración de referencia
Inercia 2 Inercia 3	Configuración 1 + Tensor de inercia de la configuración 2 Configuración 1 + Tensor de inercia de la configuración 3	Separar la influencia de la inercia
2 2.1 3	Configuración 2 Configuración 2.1 Configuración 3	Estudiar el efecto de la variación del estado de carga teniendo en cuenta todas las variables

PRUEBA 3: RESPUESTA A VARIACIÓN BRUSCA DE ÁNGULO DE VOLANTE

El objetivo de esta prueba es evaluar el comportamiento del vehículo durante el estado transitorio que discurre entre dos estados de giro estacionarios.

La prueba comienza con el vehículo viajando en línea recta en condiciones de régimen estacionario. En un determinado momento se gira la dirección hasta un ángulo determinado y se mantiene en esa posición hasta el final de la prueba. El par aplicado a las ruedas se mantiene constante durante toda la prueba. La prueba finaliza cuando el vehículo alcanza un nuevo estado de giro en régimen estacionario.

Se han estudiado las siguientes características

- **Aceleración lateral:** Representada en función del tiempo. Permite evaluar la capacidad de viraje del vehículo. Es una medida tomada directamente desde ADAMS.
- **Ángulo de balanceo:** Representado en función del tiempo. Es el ángulo de inclinación de la carrocería respecto a la horizontal. Su valor se ha medido directamente en ADAMS. El resultado se ha convertido a grados.
- **Velocidad de guiñada:** Representada en función del tiempo. Permite evaluar junto con la aceleración lateral el viraje del vehículo. Es una medida tomada directamente desde ADAMS.
- **Ángulo de deriva:** Representado en función del tiempo. Es el ángulo que forma el plano de simetría del vehículo respecto al vector velocidad. Se ha calculado como $\alpha = \text{atan}(v_y/v_x)$. El resultado se muestra en grados.

Para la ejecución de la prueba se ha usado el controlador de velocidad para alcanzar la velocidad inicial, una vez alcanzada se ha desactivado el controlador de velocidad, y se ha mantenido constante el par en rueda mediante una función IF. Para el controlador de dirección se ha usado una función escalón unitario del tipo Haversine de ADAMS, cuyo tiempo de transición se ha ajustado a 1 segundo.

Configuraciones de ensayo

Las pruebas para separar la influencia de una variable se han realizado utilizando como base la configuración 1. A partir de esta se ha modificado únicamente el parámetro a estudiar.

Nombre	Descripción	Objetivo
Base	Configuración 1	Configuración de referencia
Masa 3	Configuración 1 + Masa de la configuración 3	Separar la influencia de la variación de masa
Inercia 3	Configuración 1 + Inercia de la configuración 3	Separar la influencia de la variación de inercia
2	Configuración 2	Estudiar el efecto de la variación del estado de carga teniendo en cuenta todas las variables
2.1	Configuración 2.1	
3	Configuración 3	

ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

Aunque las simulaciones se han realizado en ADAMS, los resultados obtenidos de las pruebas se han procesado en EXCEL. Para ello, se ha creado una interfaz de usuario y una serie de macros que permiten importar los ficheros generados por ADAMS y realizar operaciones comunes. A continuación se describe la herramienta creada:

1- Importar resultados de ADAMS

Carpeta:

Archivo:

Canal ref:

2- Crear columnas calculadas

Operación a realizar:

Nombre del nuevo canal:

Canales disponibles

Hojas donde se aplica	

3- Ajustar y derivar curvas

Canal eje X:

Canal eje Y:

Hojas donde se aplica	a:
	b:
	c:
	d:
	e:
	f:
	g:

(Real-Estimado)²: 0

Ecuación de ajuste: $a+bx+cx^2+dx^3+ex^4+fx^5+gx^6$

Origen en 0:

Figura 34: Interfaz de usuario en EXCEL

La interfaz consta de las siguientes partes:

- 1- **Importar resultados desde ADAMS:** En este apartado se introduce la ruta y el nombre del fichero de resultados que se desea importar. Los ficheros deben ser ficheros de resultados de ADAMS (.tab). El botón "Importar" Ejecuta una macro que importa los datos de la simulación de ADAMS. Las tareas que ejecuta la macro son principalmente dos:
 - Reordenar la información: ADAMS genera un fichero que contiene, para cada canal, una cabecera con la información principal del canal seguida de dos columnas: la primera contiene los valores de tiempo, y la segunda contiene los datos registrados. Este patrón se repite tantas veces como canales se hayan exportado. La macro elimina las cabeceras, deja únicamente un canal de tiempo común y reordena los canales de datos en columnas contiguas, añadiendo en la primera fila de cada canal su nombre.
 - Selección de información: Se eliminan de los resultados los datos que no se van a analizar. Para ello se debe definir previamente en ADAMS un canal que contenga valores de uno en los instantes de tiempo que deban ser analizados y valores de cero en el resto. La macro elimina de todas las columnas las filas donde el valor del canal de control sea cero.
- 2- **Operación a realizar:** Este apartado sirve para crear canales matemáticos en todas las varias hojas de resultados a la vez. Para hacerlo se introduce la fórmula (tal cual se escribiría en EXCEL) en la casilla "Operación a realizar" y el nombre del nuevo canal. La macro crea un nuevo canal con el nombre especificado, realiza la operación introducida y pega los resultados como valores. El nuevo canal sólo se crea en las hojas de resultados especificadas en el apartado "Hojas donde se aplica"
- 3- **Ajustar y derivar curvas:** Este apartado permite aproximar resultados a funciones polinómicas y obtener su derivada. Se introducen en las casillas "Canal eje X" y "Canal eje Y" los canales cuya función se pretende aproximar y derivar. La macro "Estimación lineal" realiza una regresión lineal múltiple de los datos por el método de los mínimos cuadrados. Para obtener las variables independientes de la regresión múltiple, se realizan los cambios de variable:

$$x = x_1 ; x^2 = x_2 ; \dots ; x^6 = x_6$$

De esta forma el resultado obtenido es un polinomio de grado 6. Este se calcula para todos los valores del canal "Canal eje X" y los resultados se pegan como valores en un nuevo canal. Además el polinomio obtenido se deriva y se calcula también para obtener un canal adicional con la derivada de la función.

El código fuente de las macros se puede encontrar en el ANEXO III.

A continuación se muestran las señales de control de la simulación empleadas para seleccionar la información que se analiza en cada prueba:

PRUEBA 1: COMPORTAMIENTO DEL VEHÍCULO EN MOVIMIENTO CIRCULAR UNIFORME

Los datos utilizados para el cálculo en esta prueba deben ser registrados cuando el vehículo se encuentra en condiciones de régimen estacionario. Para conseguirlo se ha establecido que el canal de control tome el valor de uno, tres segundos después de que el canal de velocidad alcance la velocidad de medición. De esta forma se da tiempo a que el controlador de velocidad estabilice la velocidad del vehículo antes de empezar la medición. El canal vuelve a adoptar el valor de cero justo antes de que el vehículo acelere a la siguiente velocidad de medición. La figura 35 muestra la sincronización entre el canal objetivo y el canal de control.

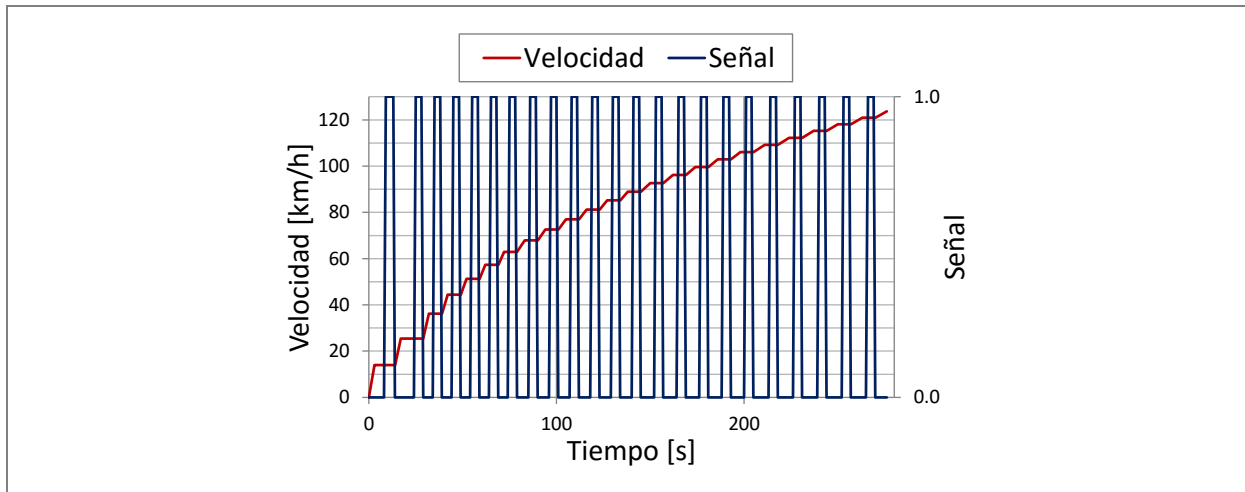


Figura 35: Velocidad y señal de control de la prueba 1

PRUEBA 2: FRENADO EN CURVA

En esta prueba se analizan los datos registrados en el intervalo de tiempo que empieza 3 segundos antes del inicio de la frenada y termina en el instante en el que el vehículo se detiene. El canal de control toma el valor de 1, tres segundos antes de que el canal de velocidad indique el inicio de la frenada. En ese instante, mediante un sensor de ADAMS se aumenta la precisión de la simulación a una frecuencia de 50 Hz. Esto permite reducir la carga computacional hasta el inicio de la prueba. Otro sensor detiene la simulación cuando la velocidad medida es menor de 0.05 m/s. En la figura 36 se muestran los canales de control y de velocidad.

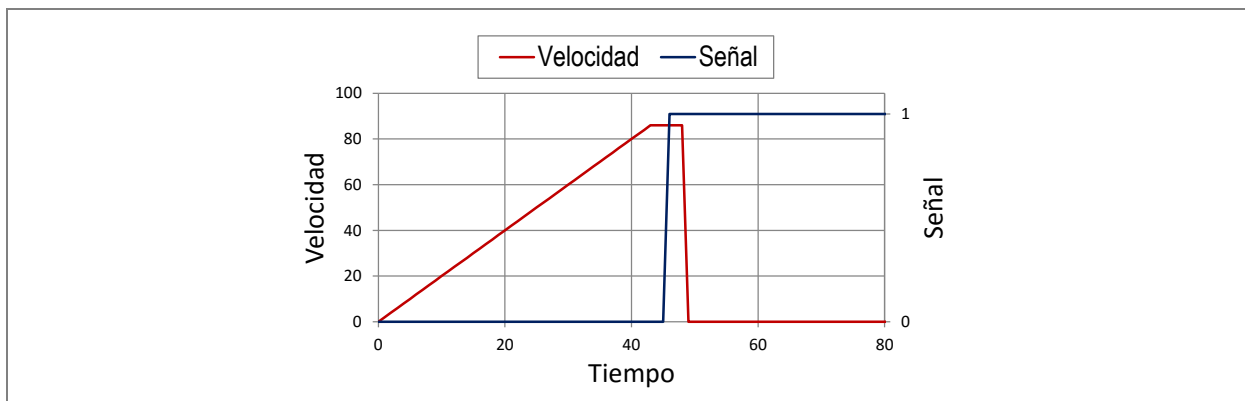


Figura 36 Velocidad y señal de control de la prueba 2

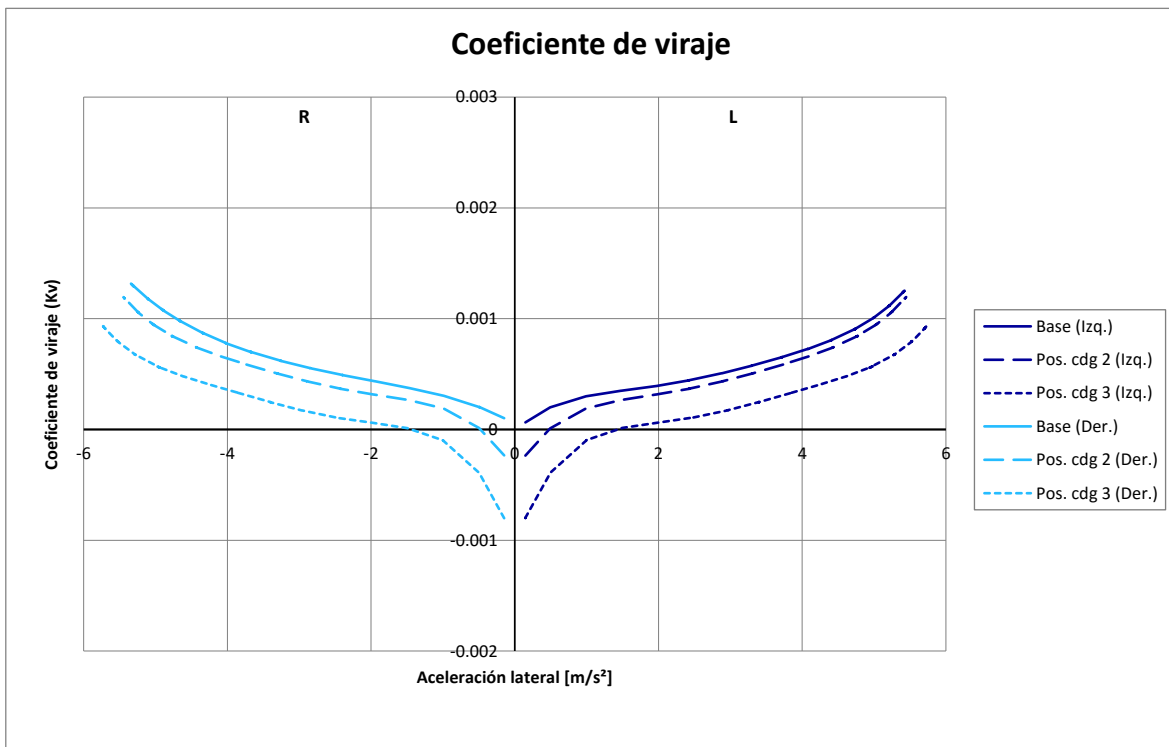
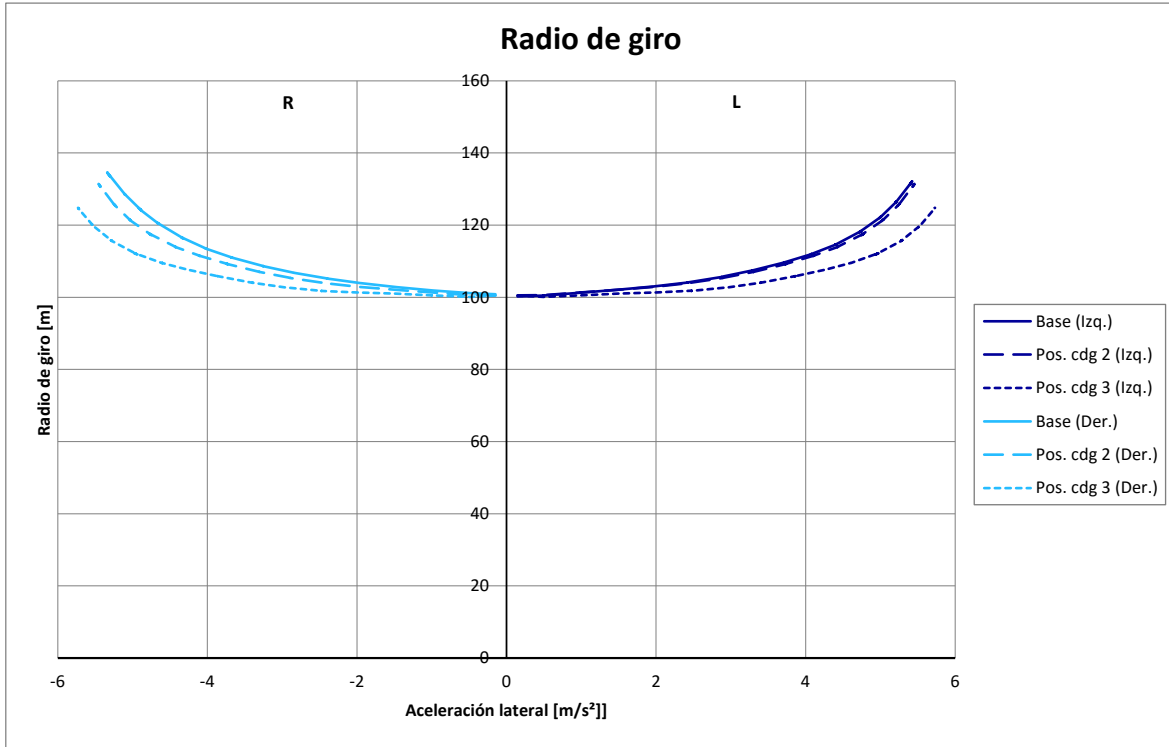
PRUEBA 3: RESPUESTA A VARIACIÓN BRUSCA DE ÁNGULO DE VOLANTE

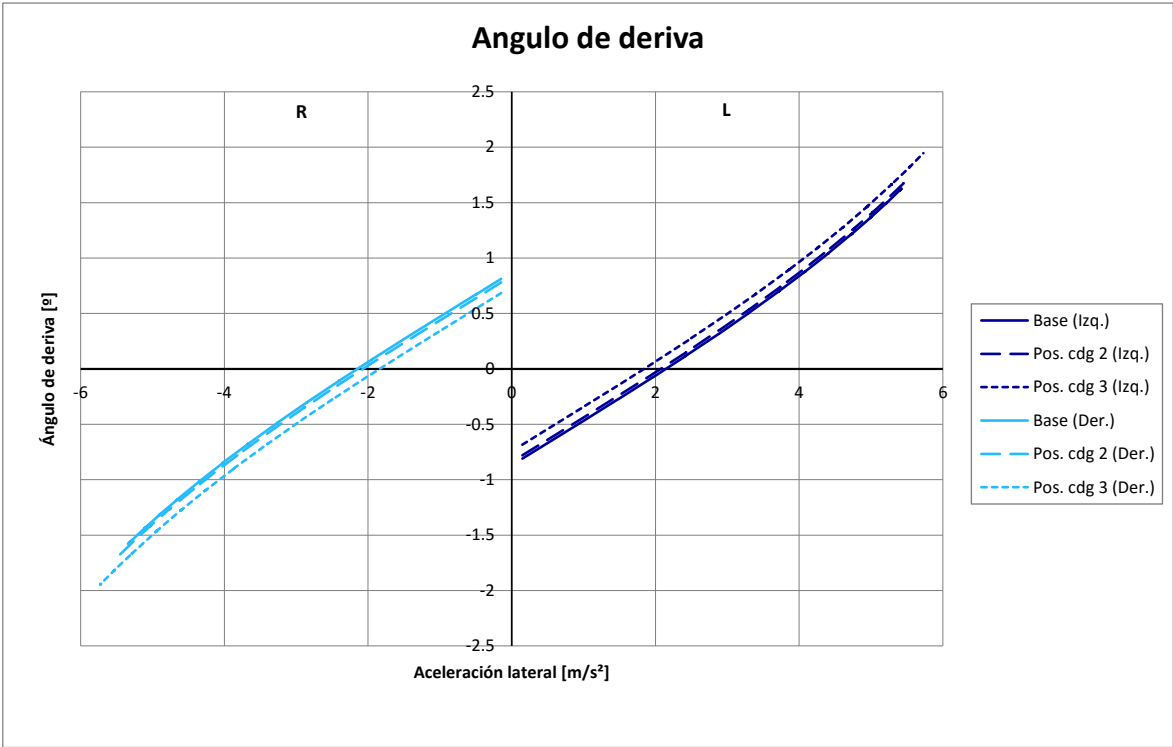
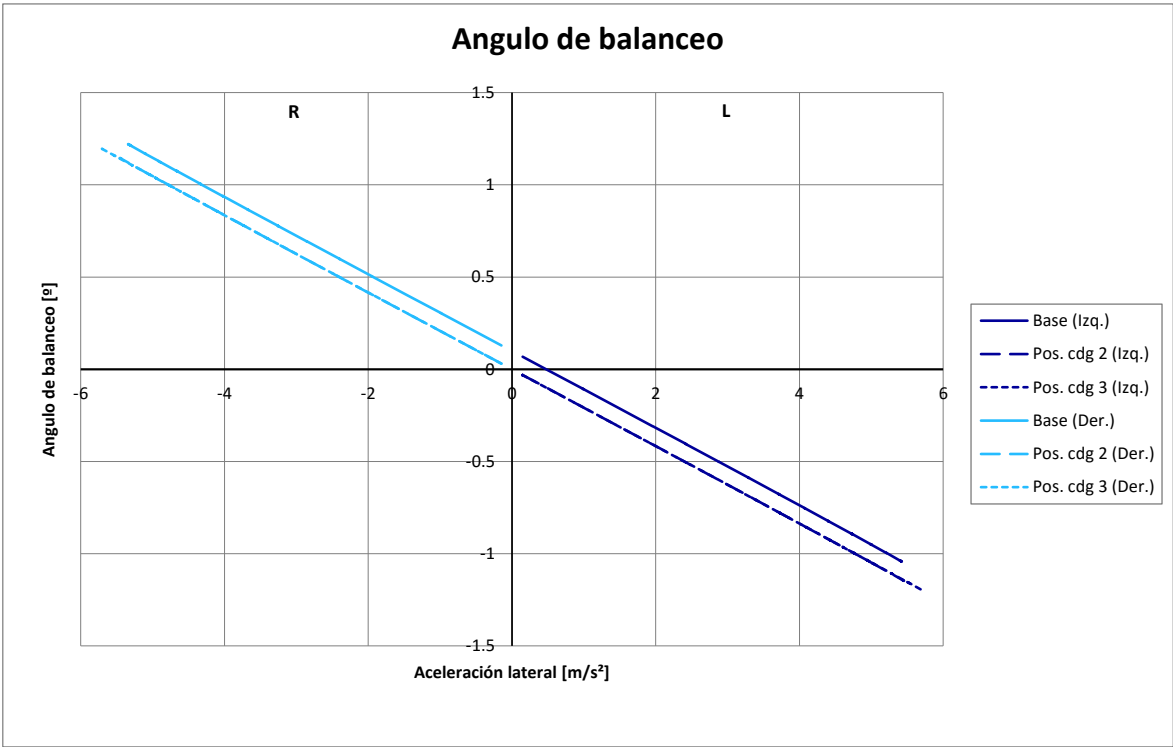
En esta prueba los datos se analizan de manera muy similar a la prueba anterior. El canal de control toma el valor de 1, tres segundos antes de que se produzca el giro de volante. En ese instante, mediante el sensor de ADAMS se aumenta la precisión de la simulación a una frecuencia de 50 Hz. La prueba finaliza 8 segundos después del inicio del giro de volante.

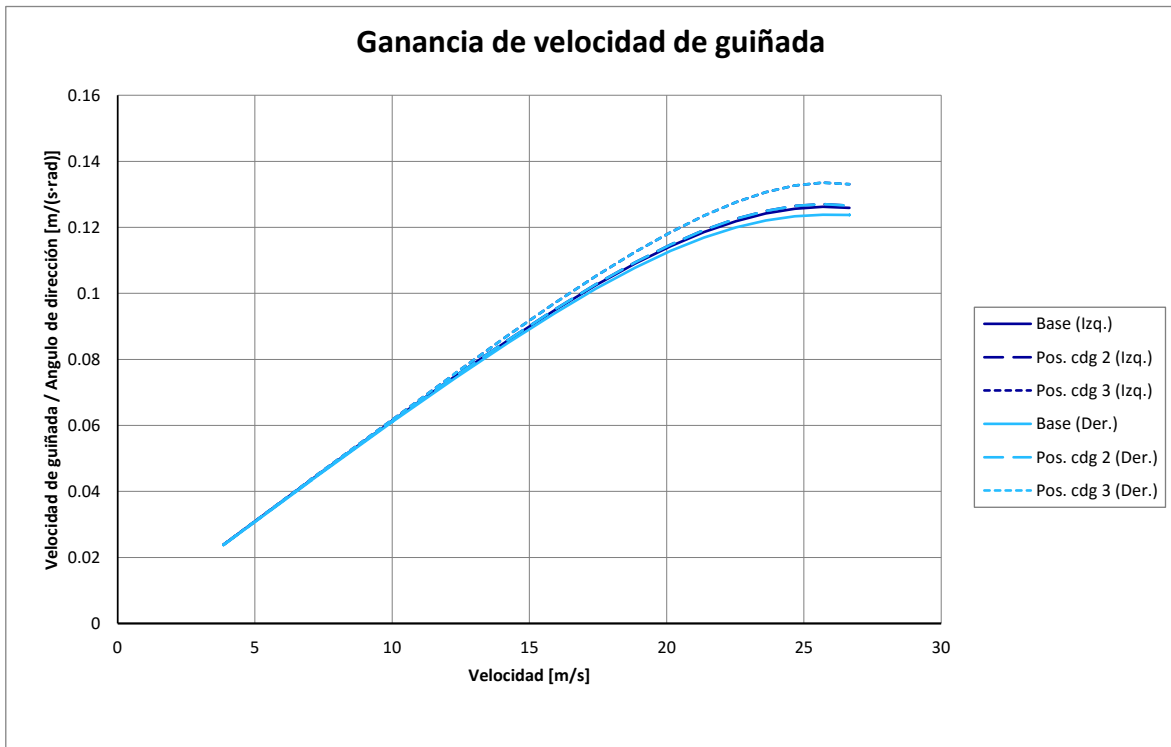
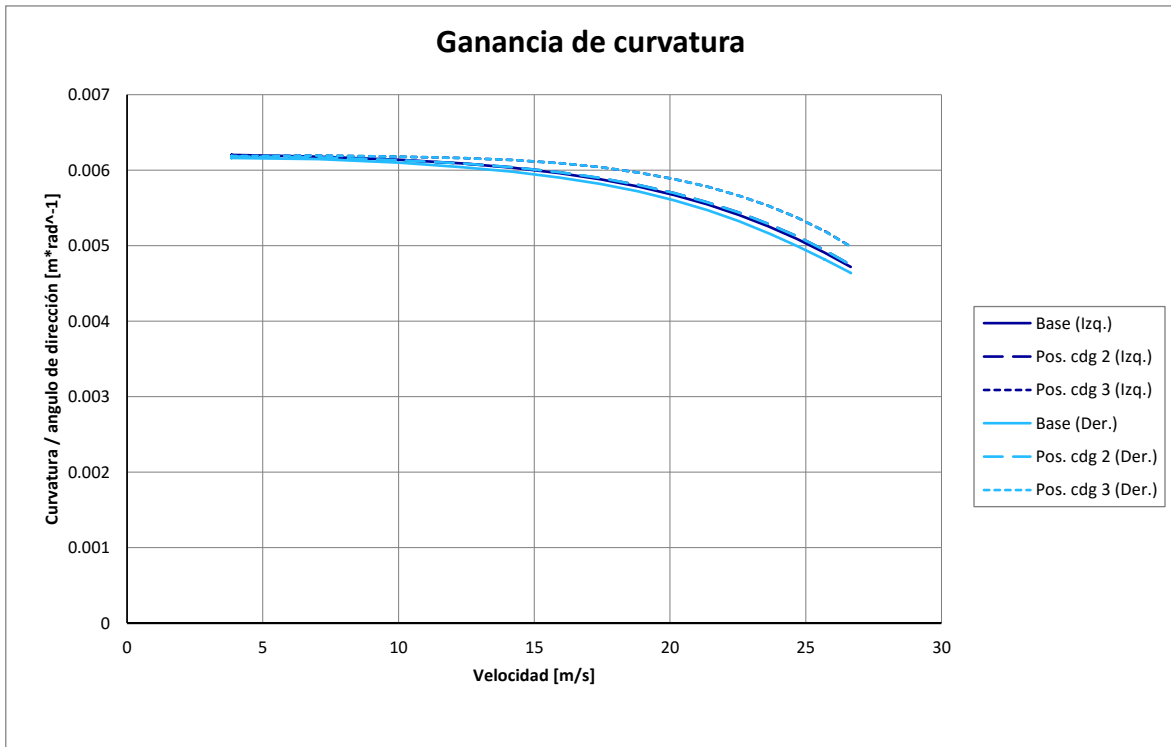
RESULTADOS

PRUEBA 1: COMPORTAMIENTO DEL VEHÍCULO EN MOVIMIENTO CIRCULAR UNIFORME

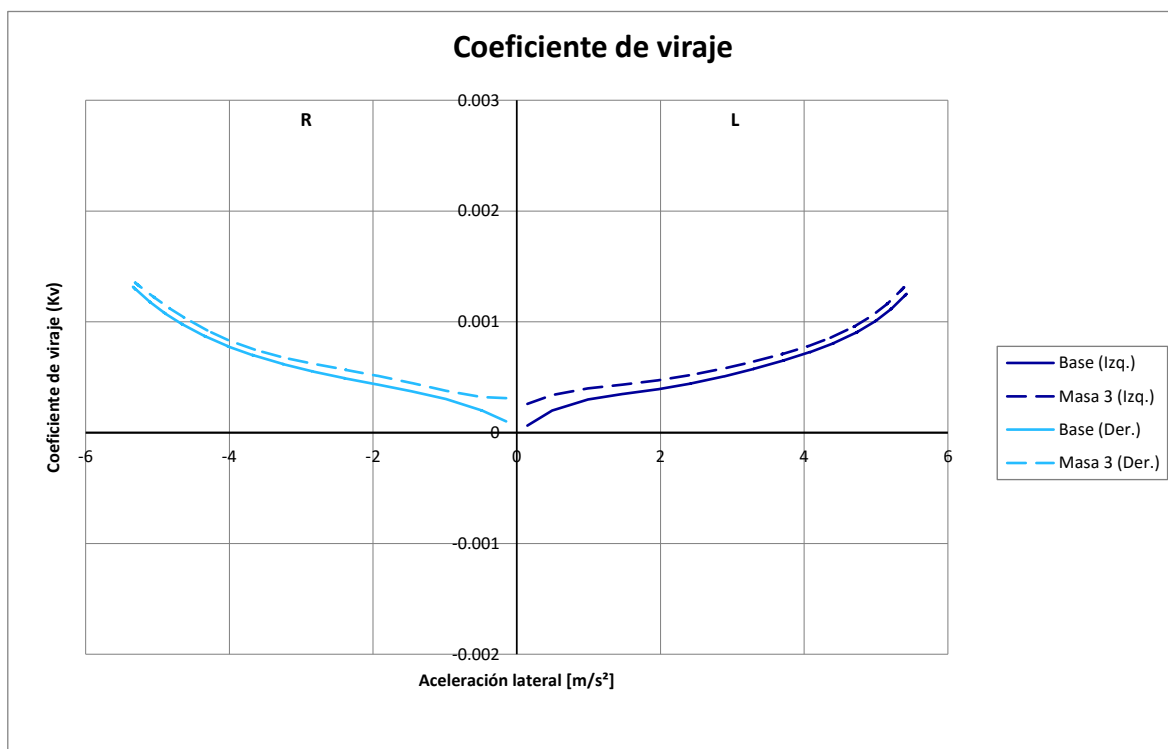
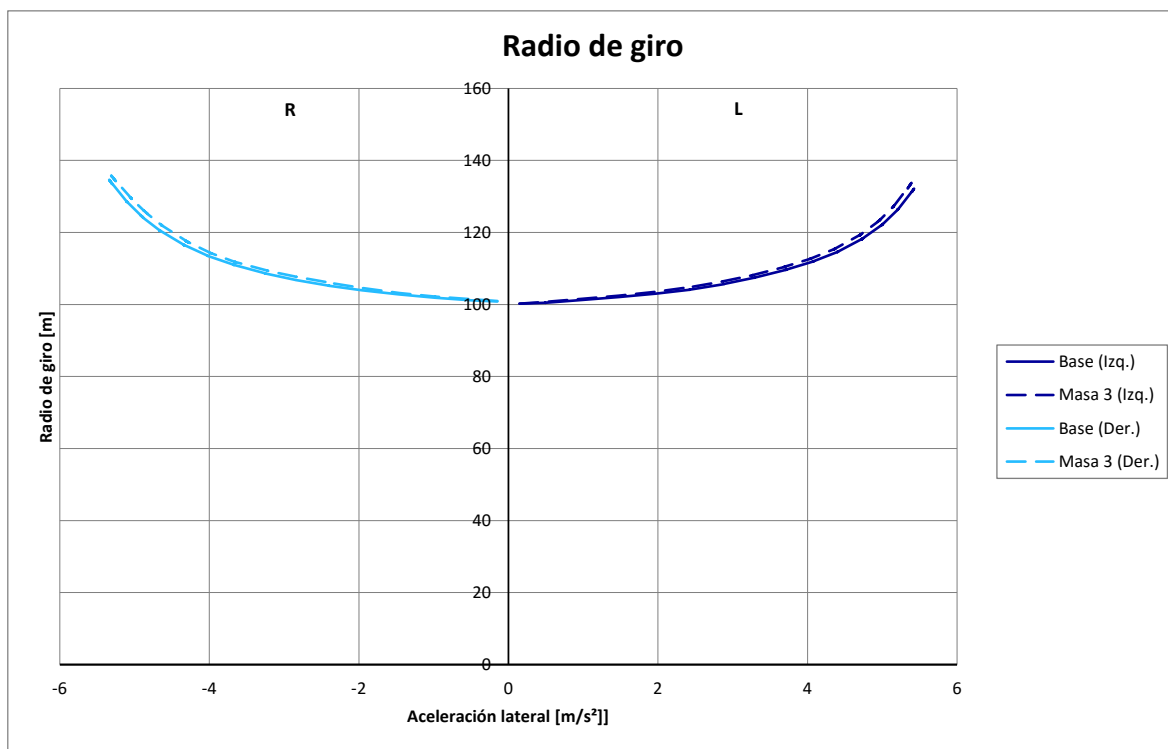
Influencia de la posición del centro de gravedad:

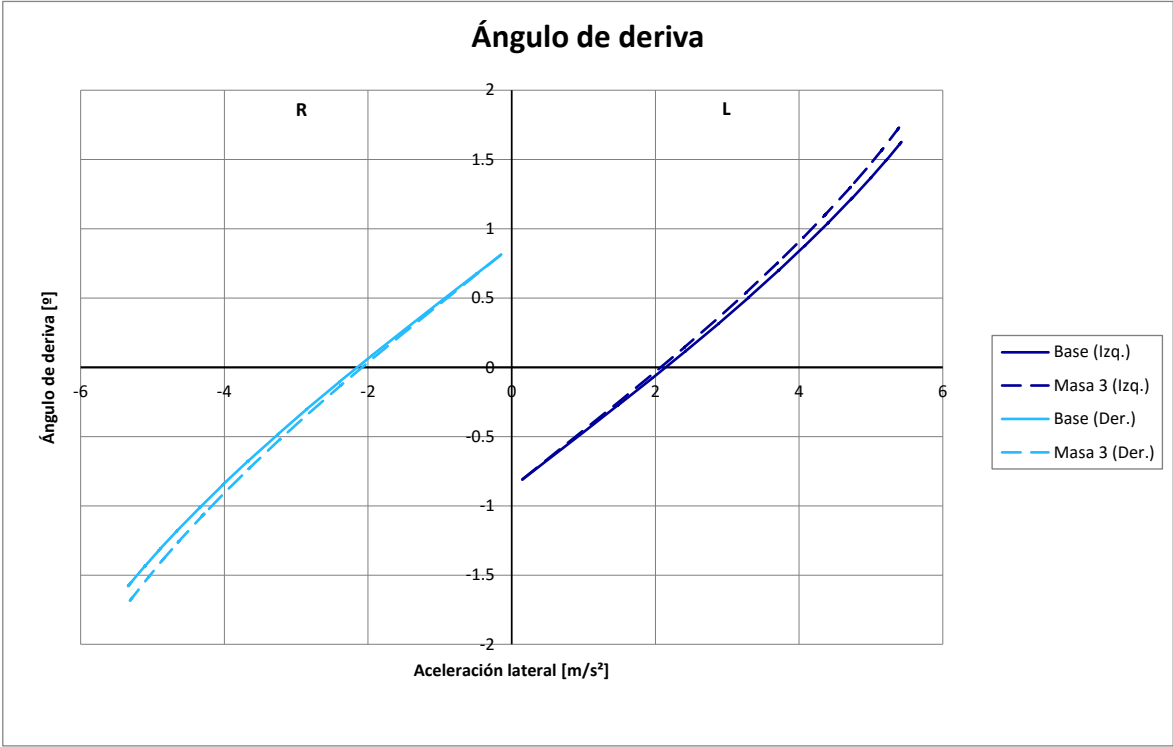
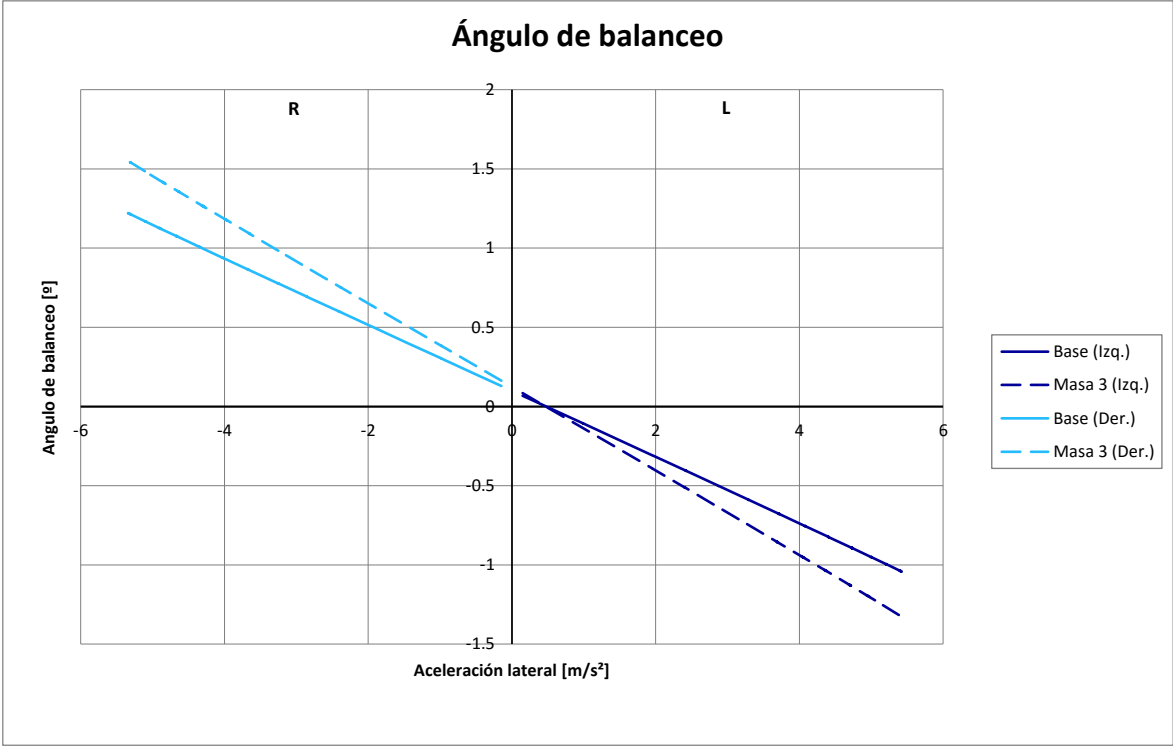




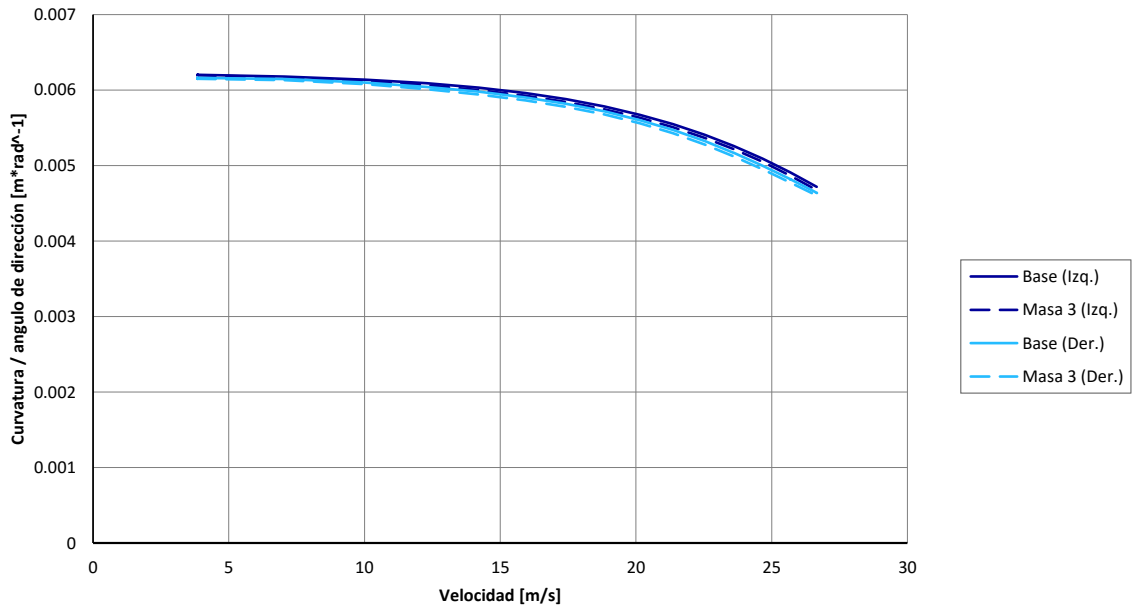


Influencia de la masa

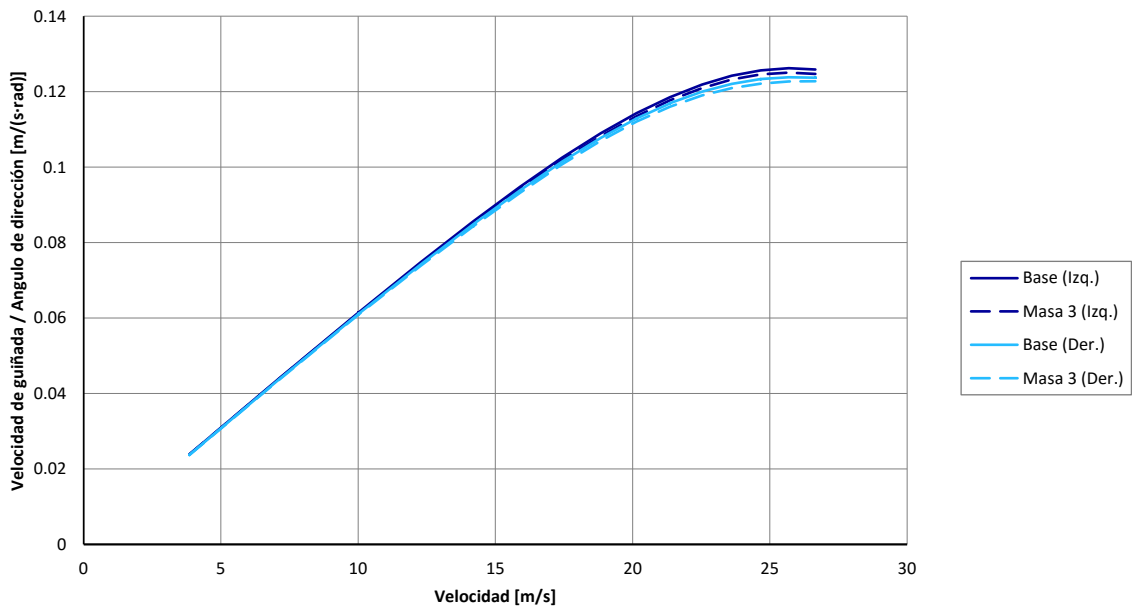




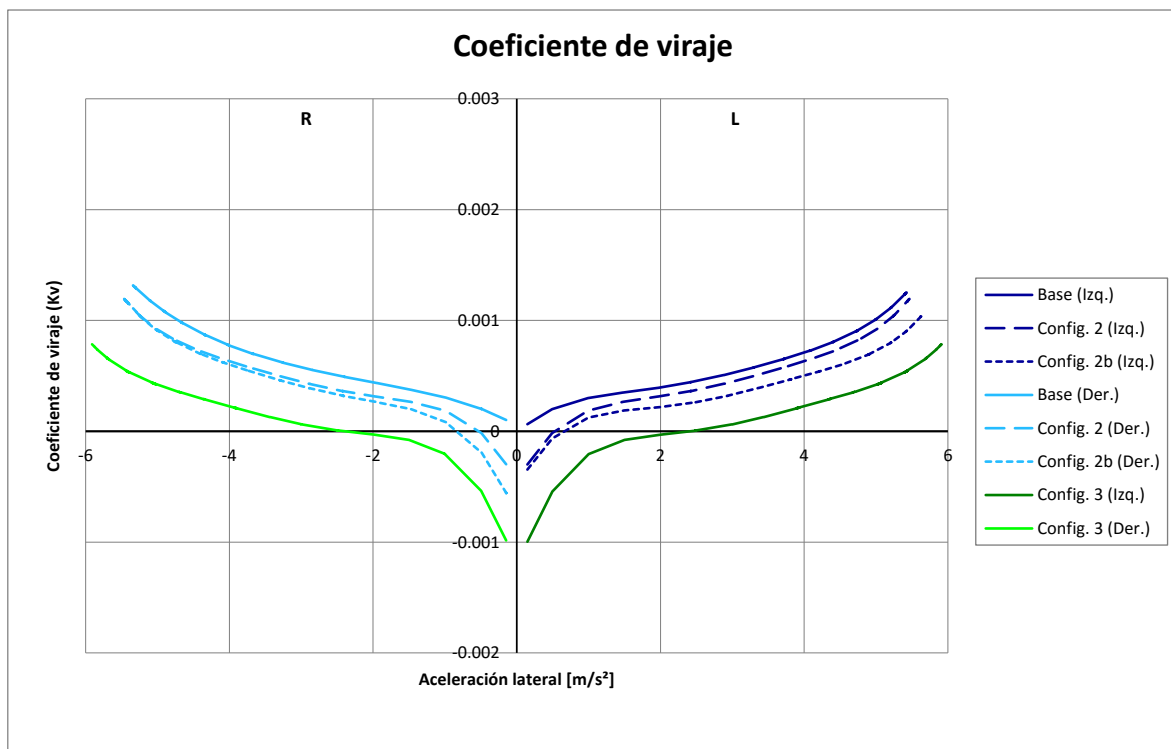
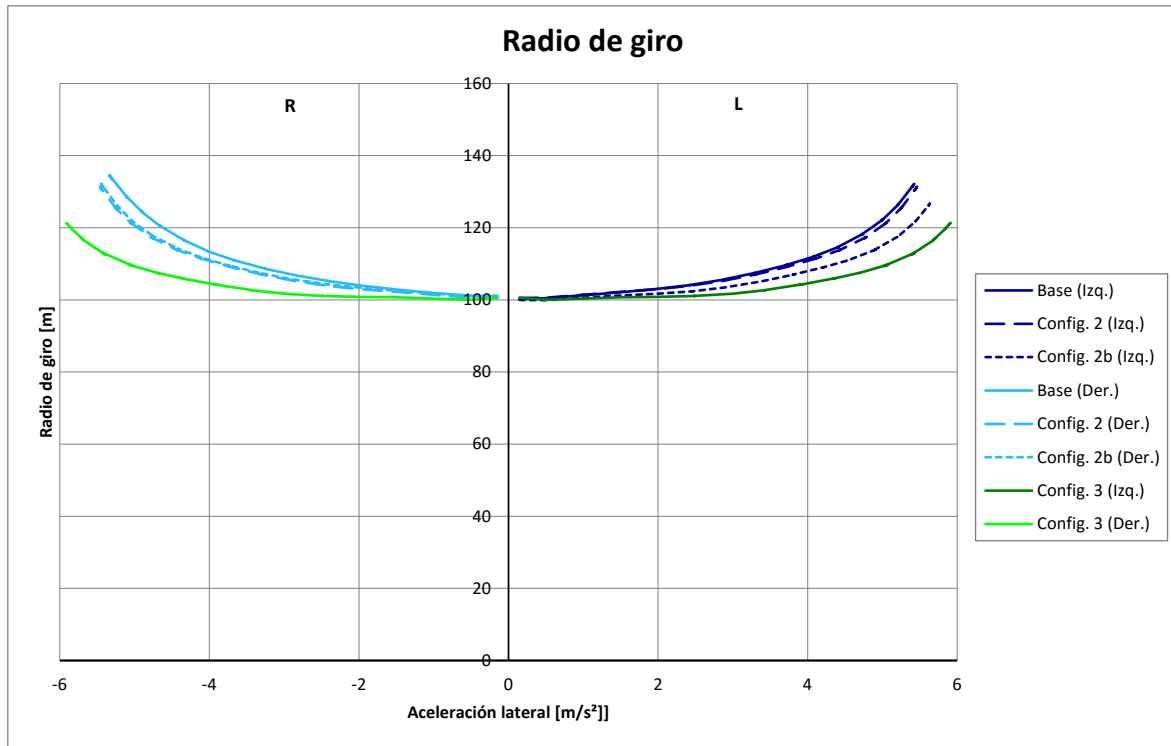
Ganancia de curvatura

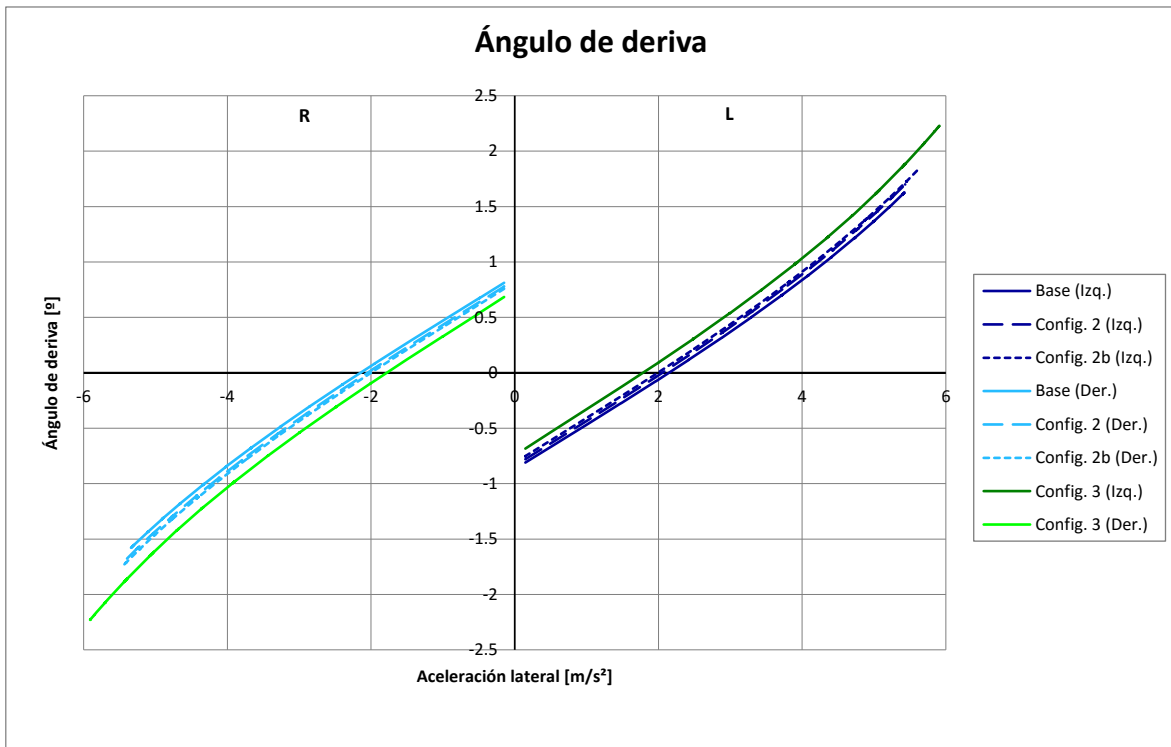
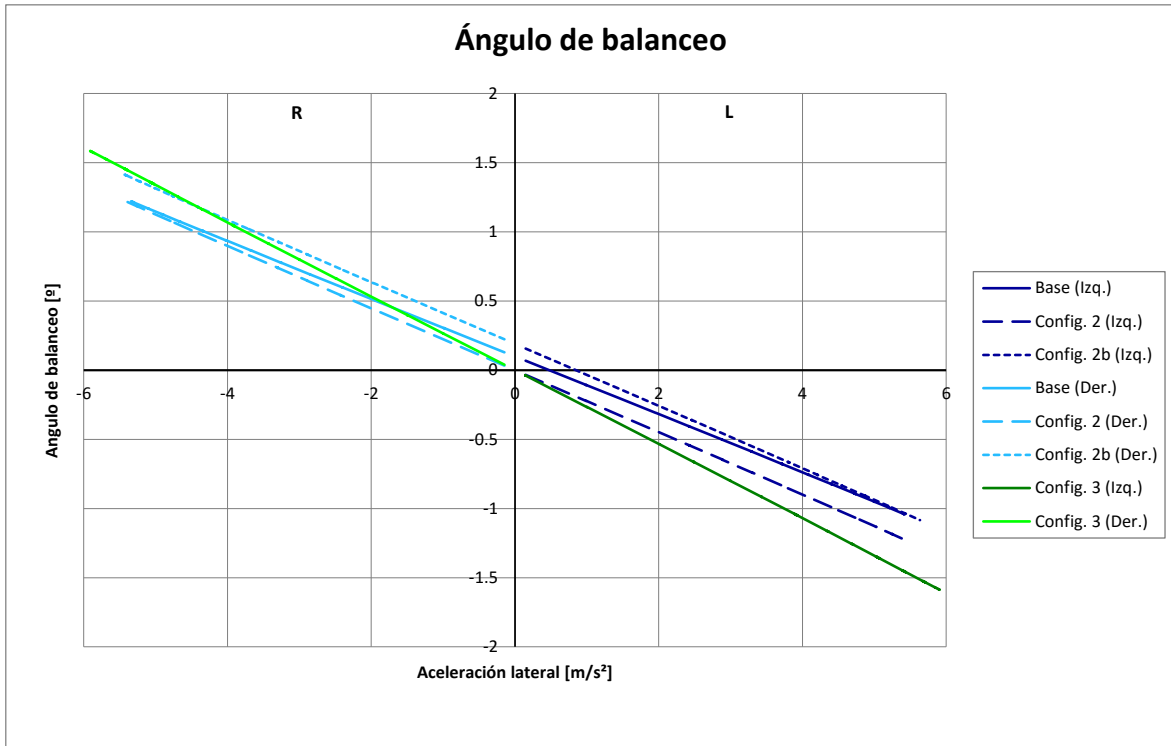


Ganancia de velocidad de guiñada

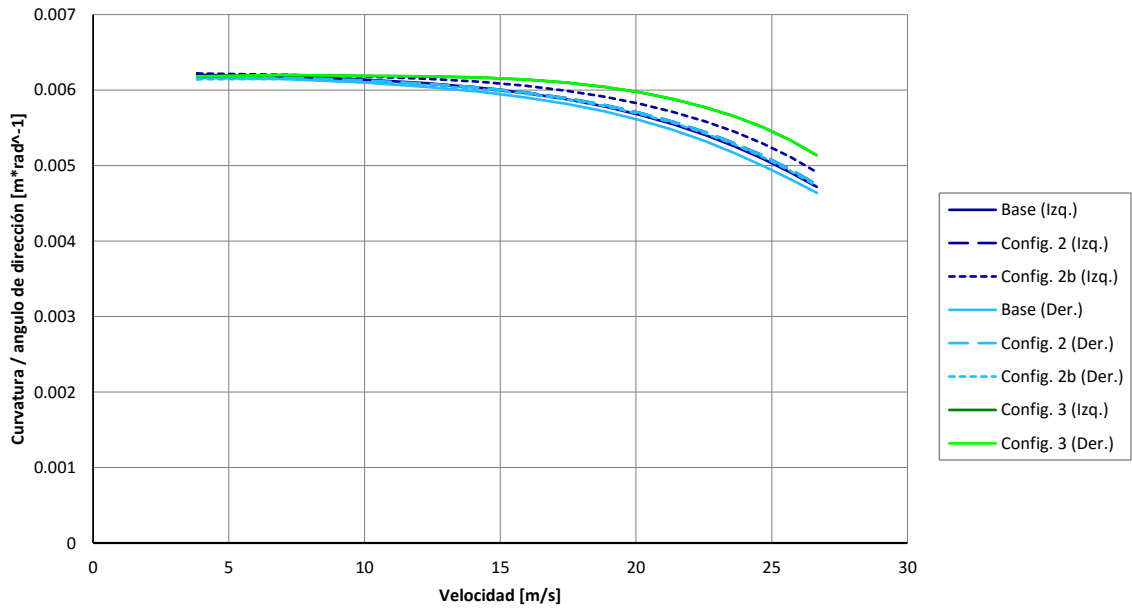


Evaluación conjunta

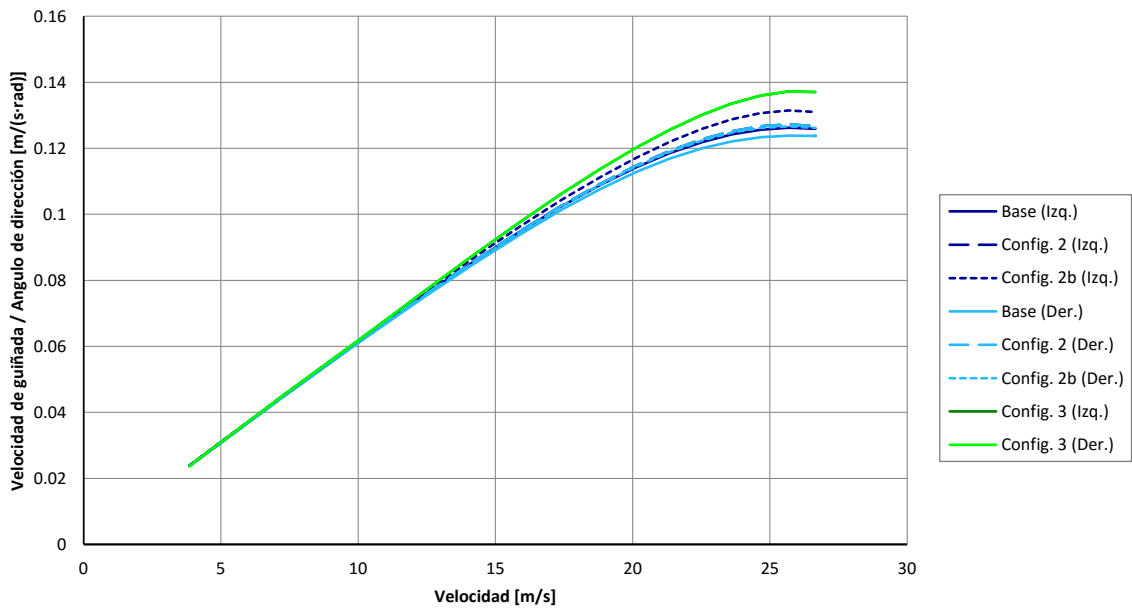




Ganancia de curvatura

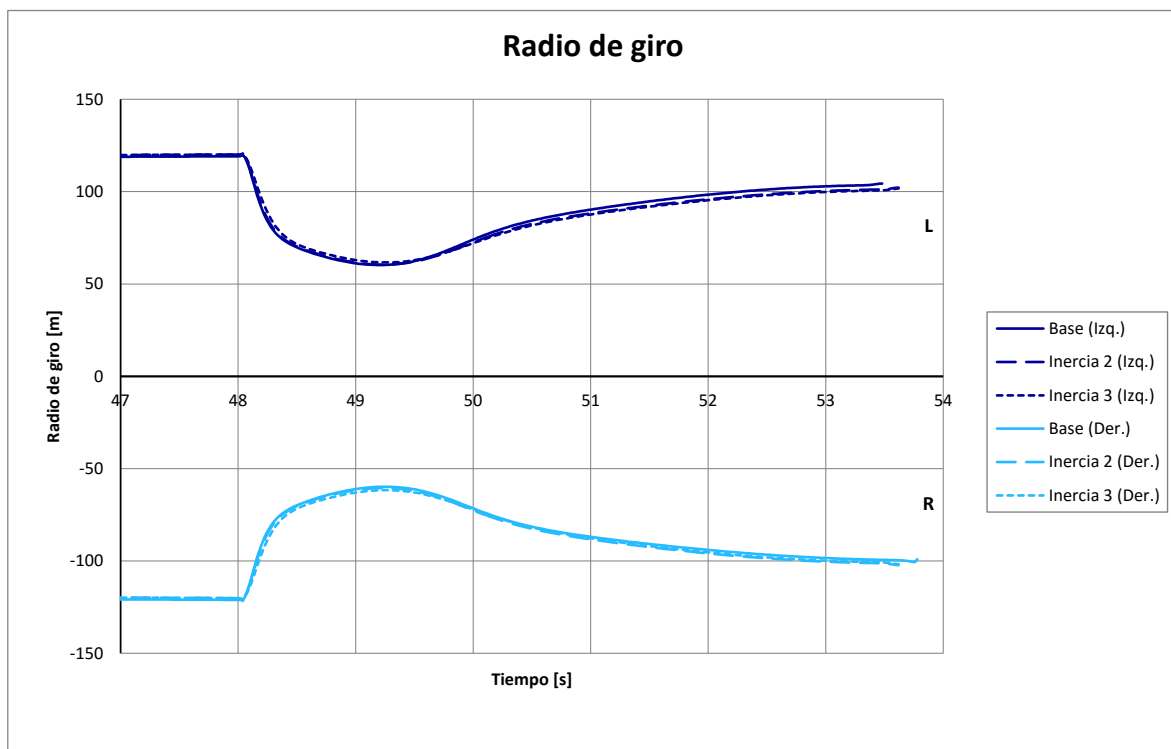
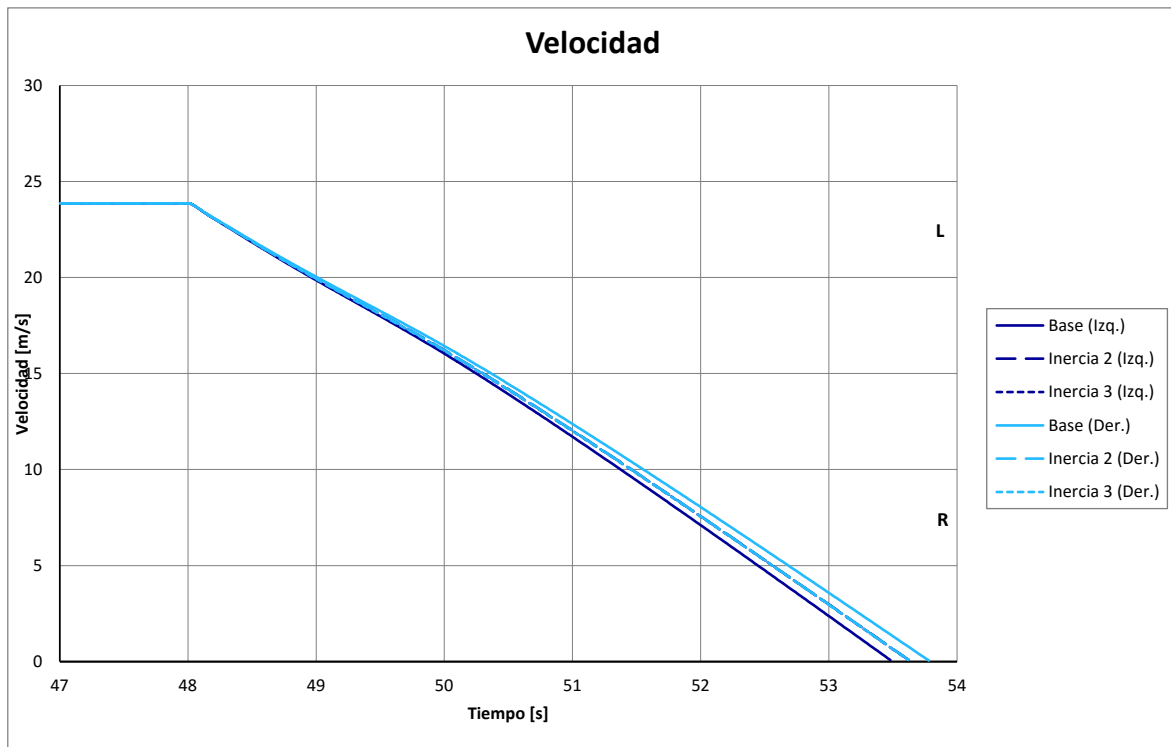


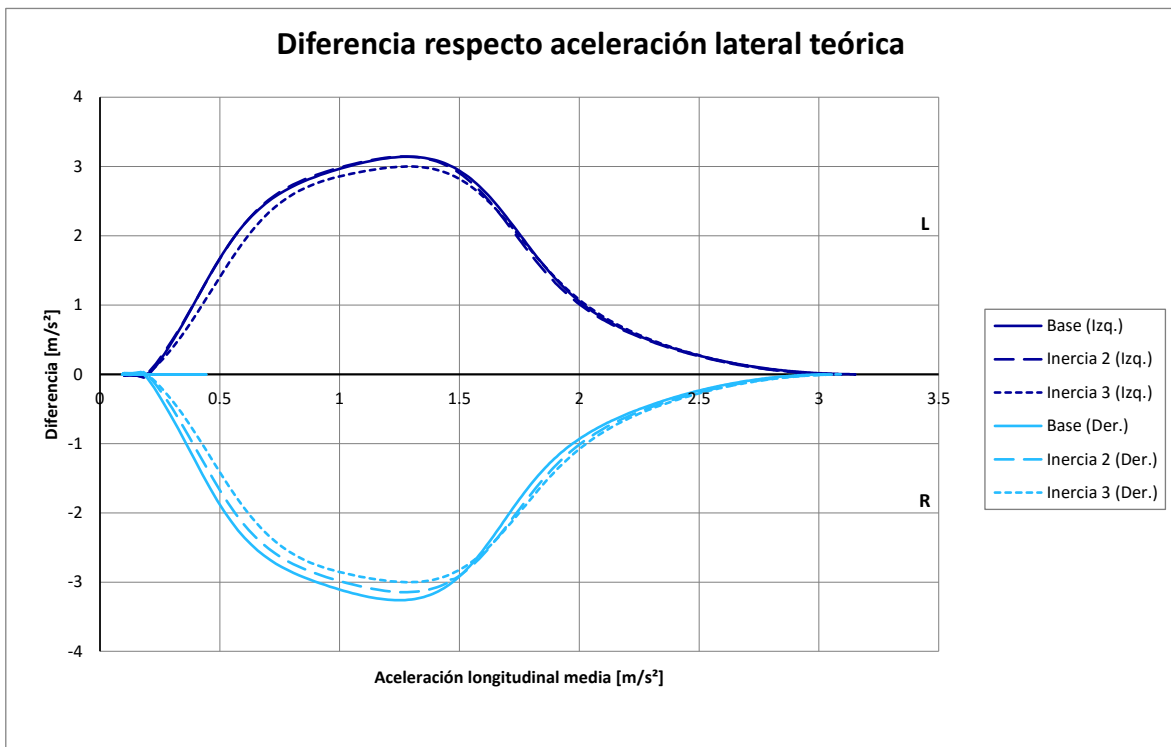
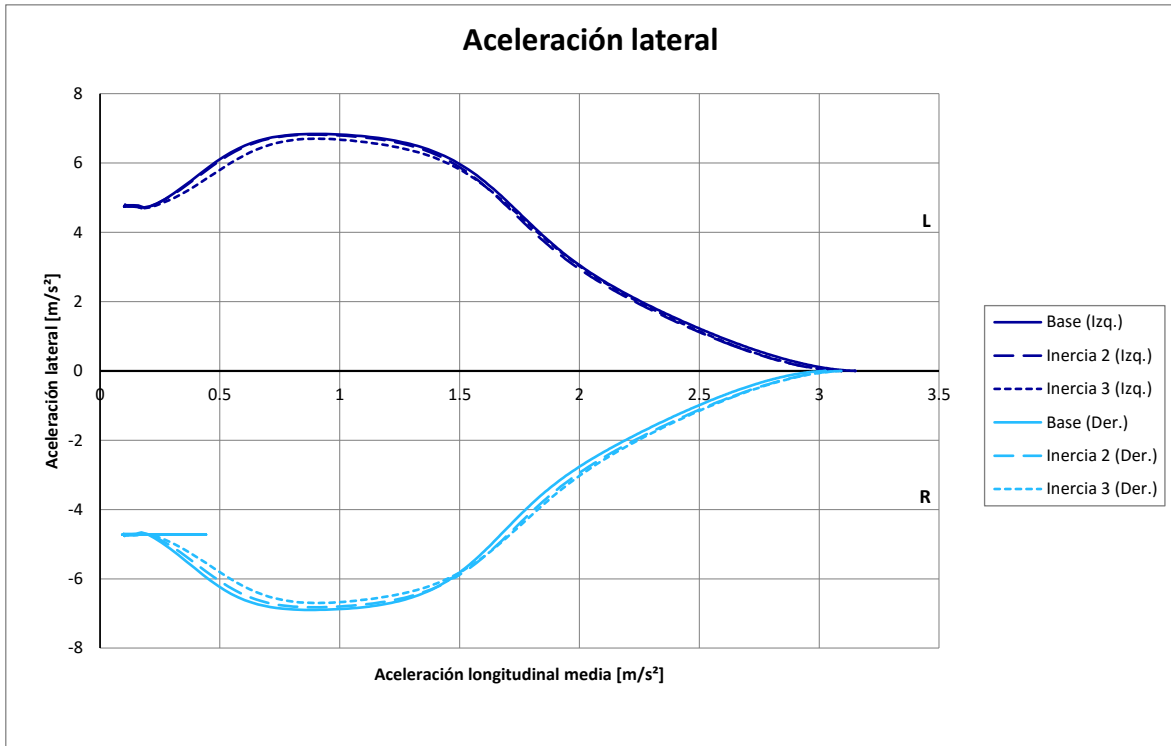
Ganancia de velocidad de guiñada

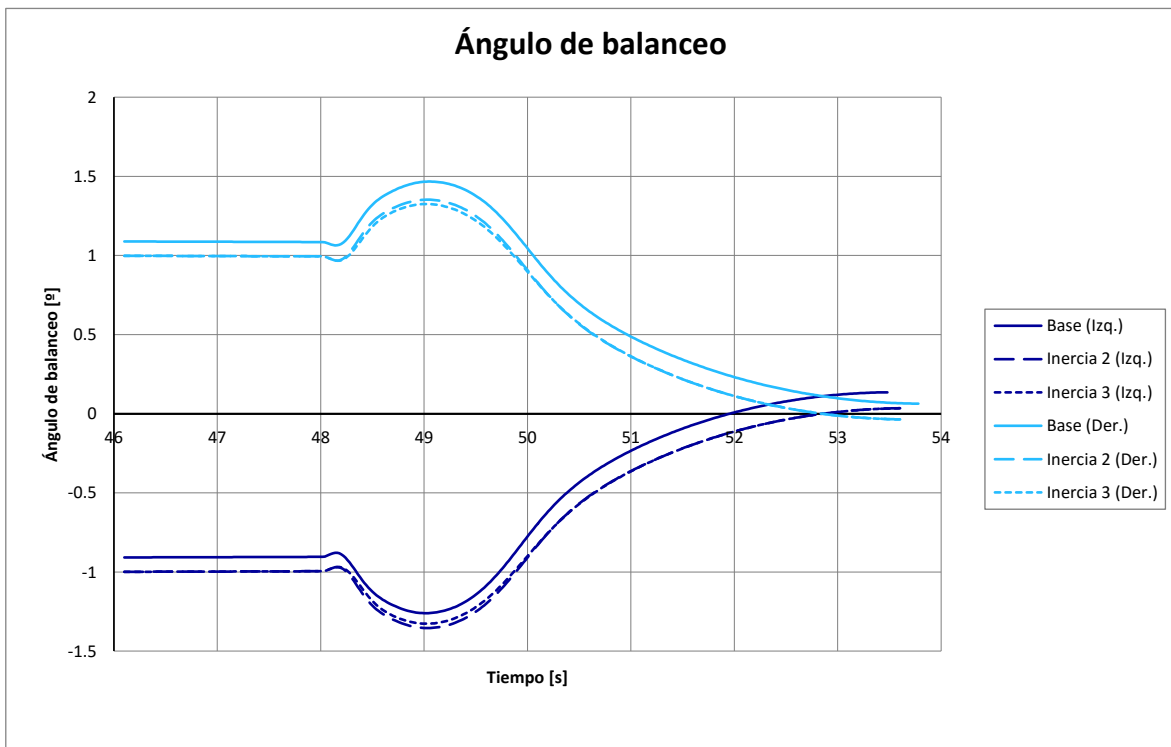
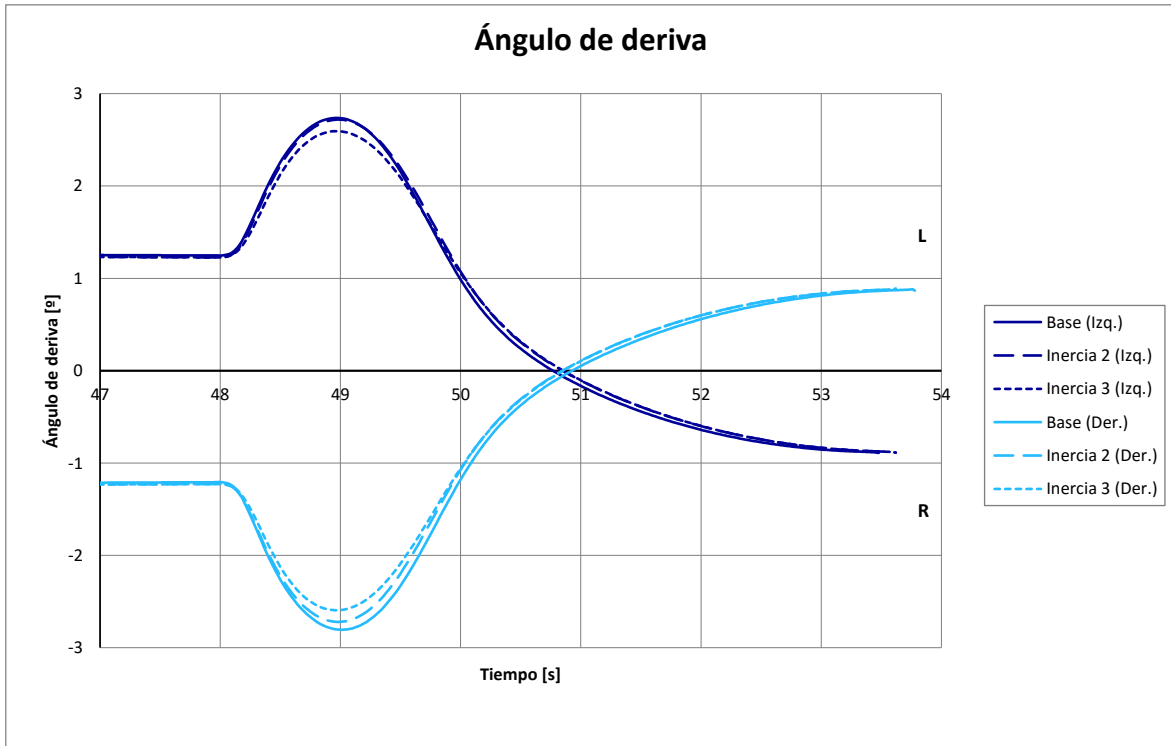


PRUEBA 2: FRENADO EN CURVA

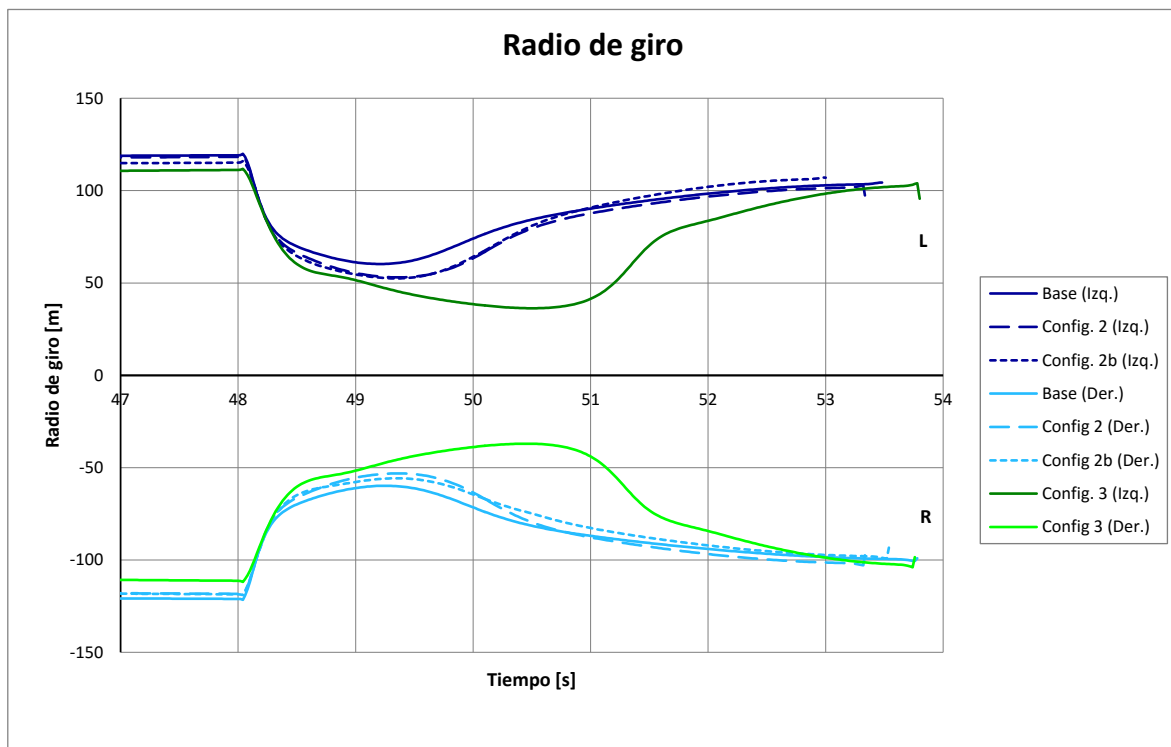
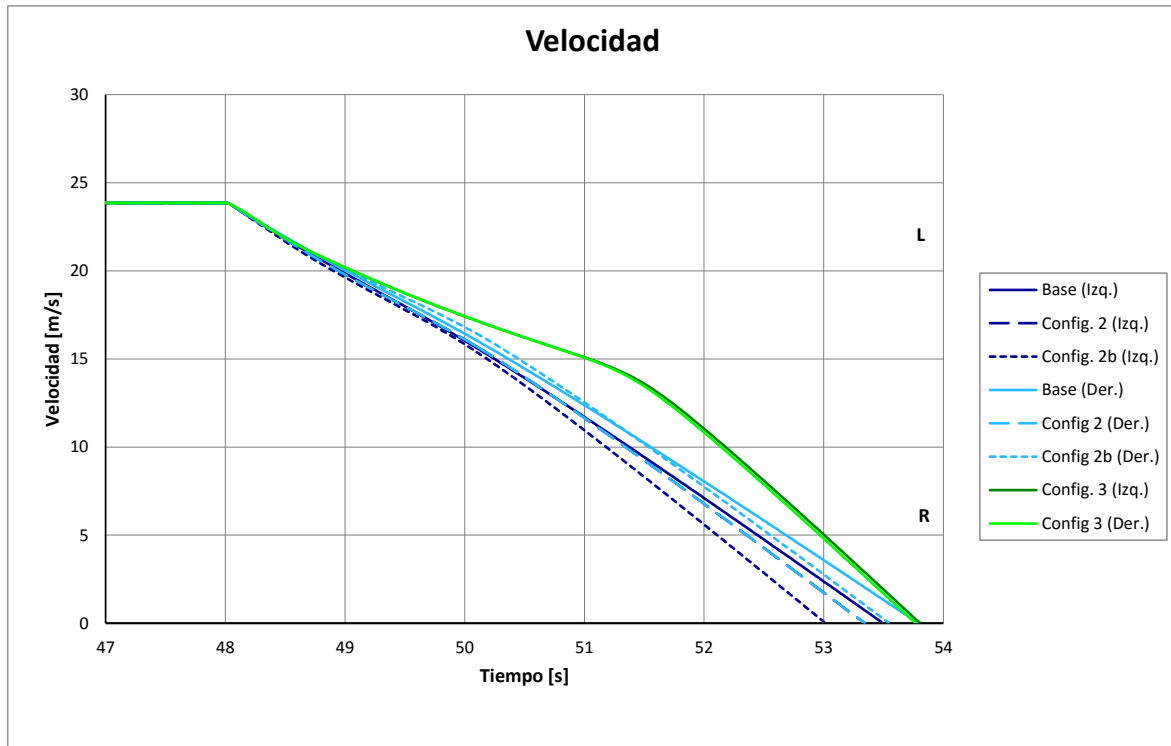
Influencia de la inercia

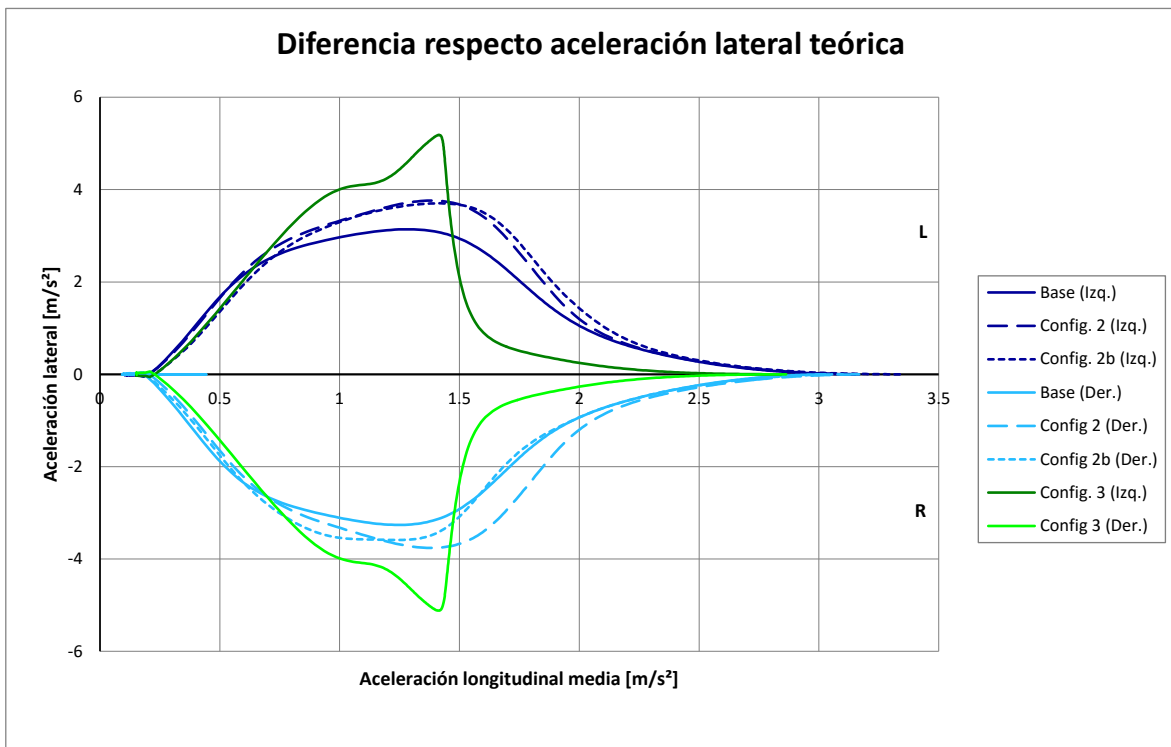
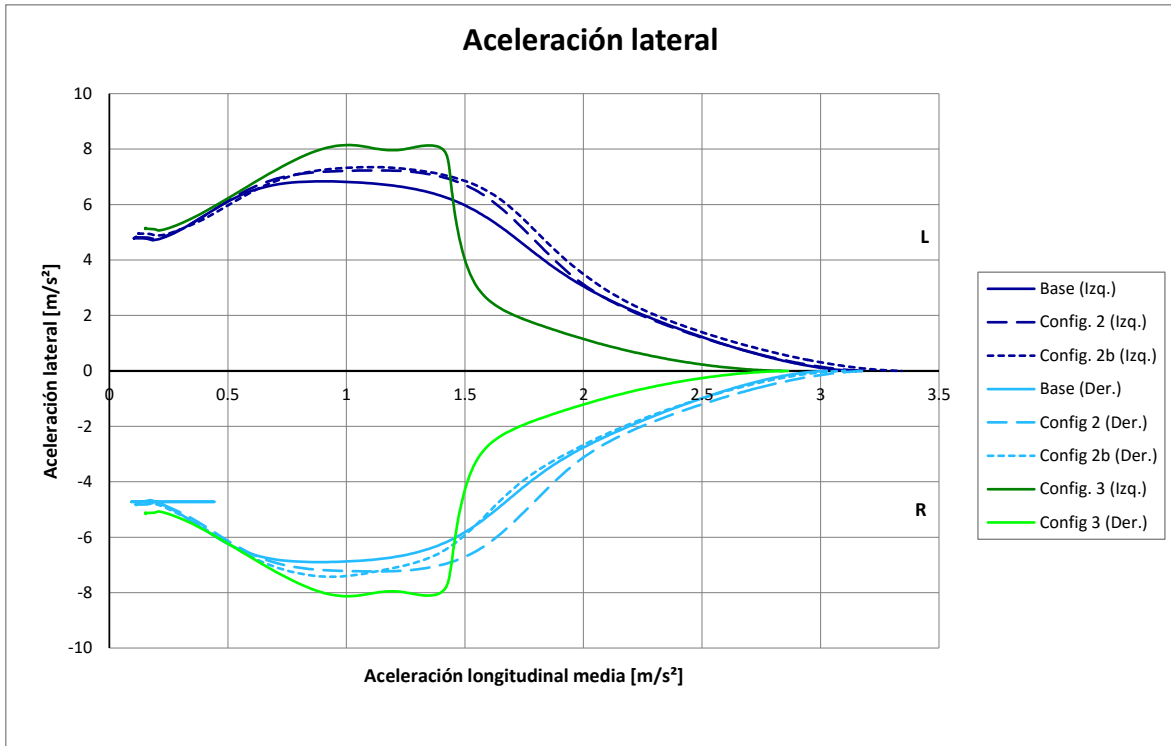


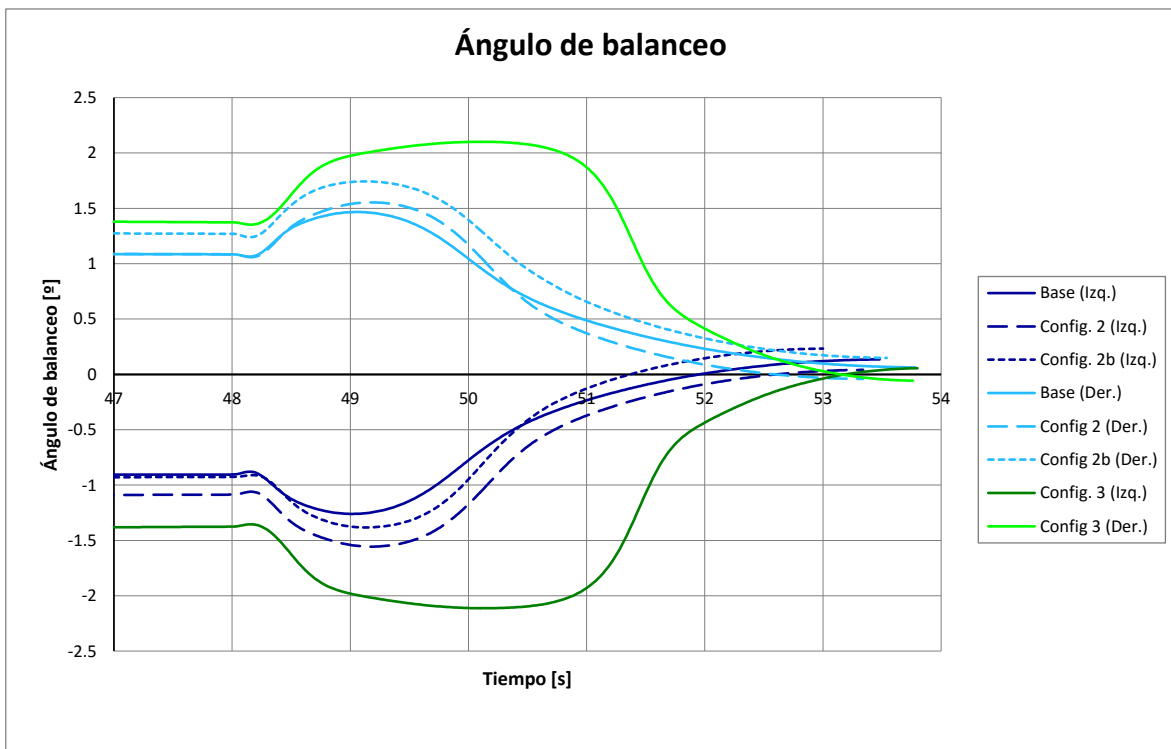
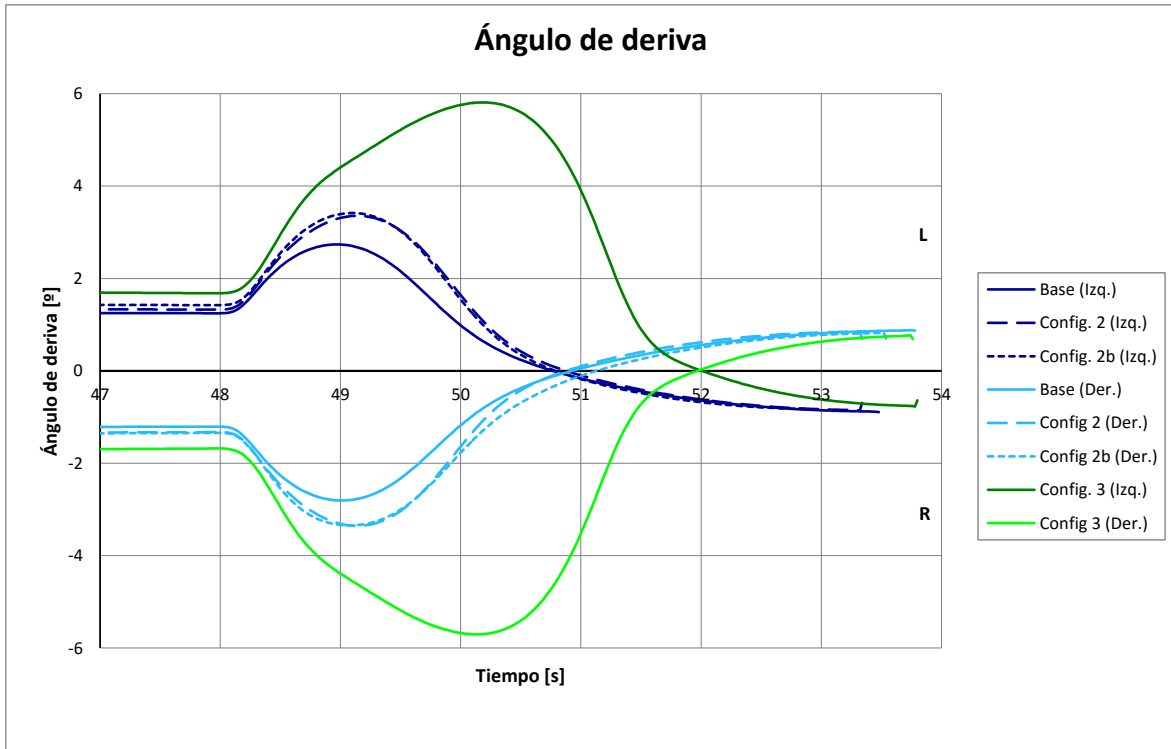




Evaluación conjunta

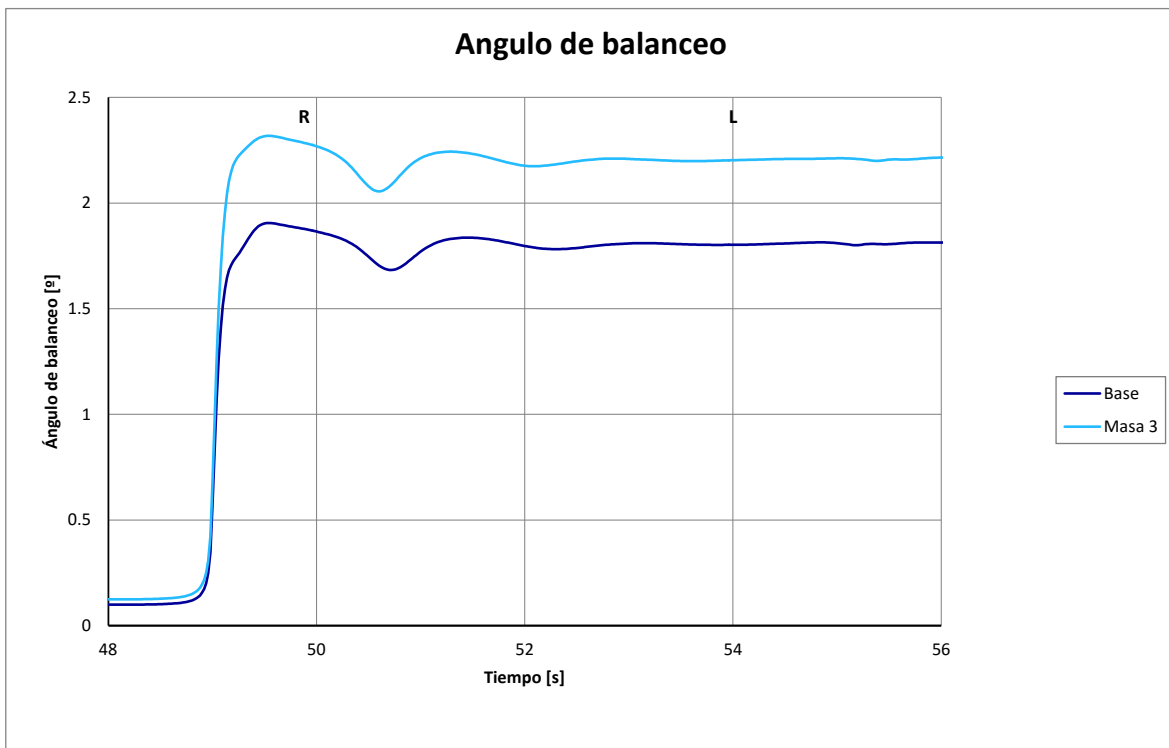
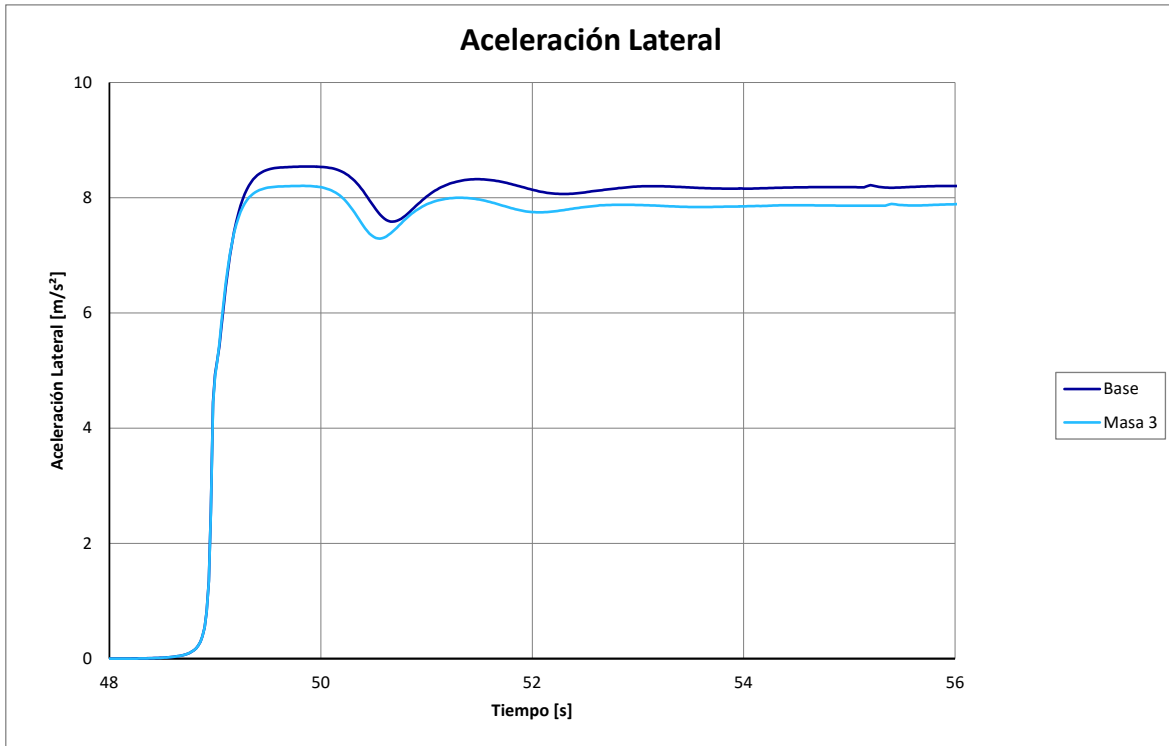


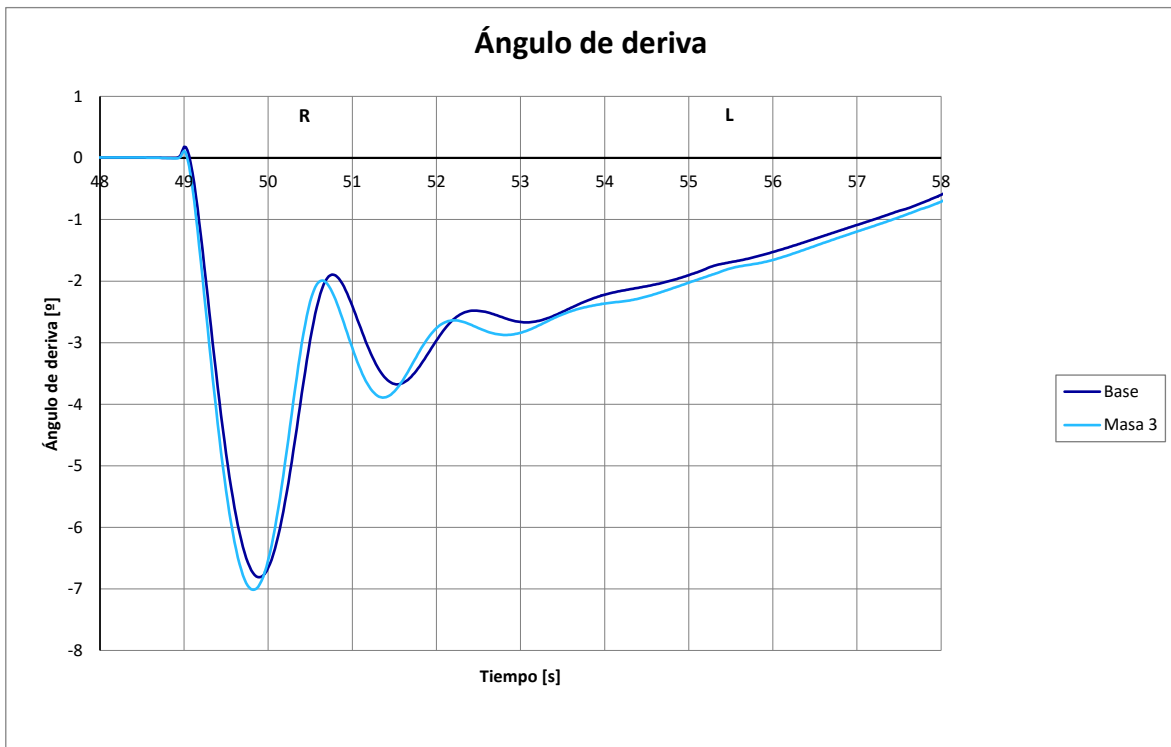
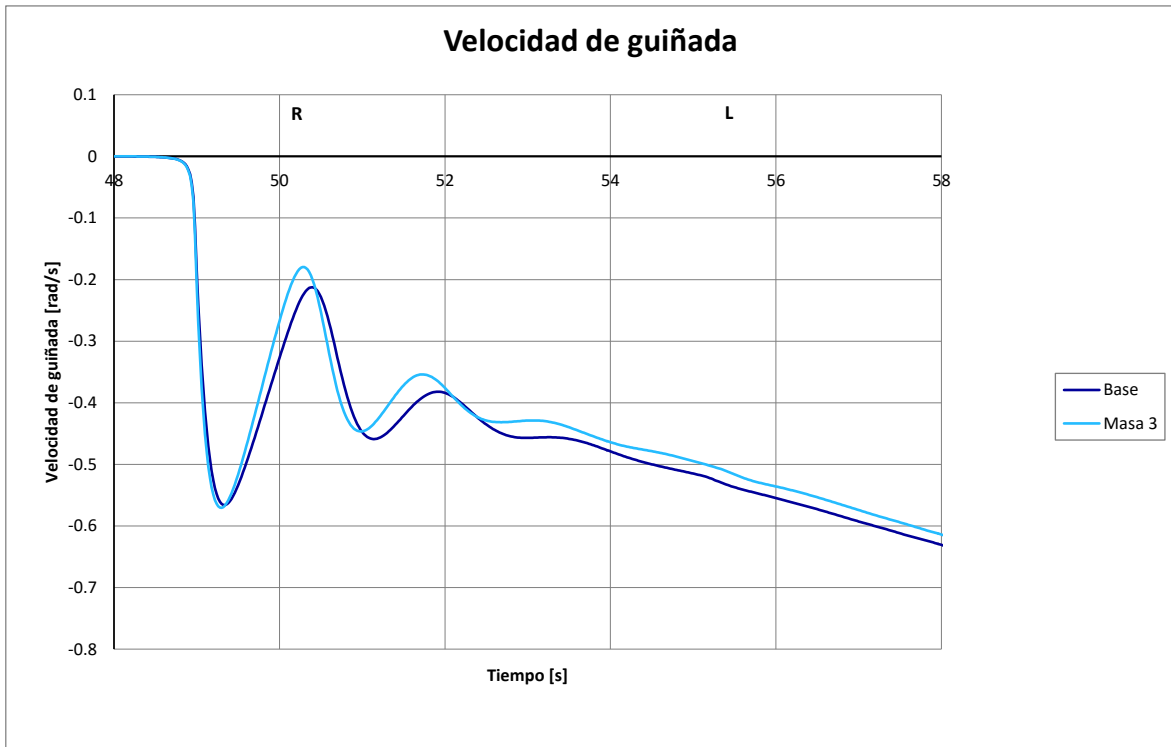




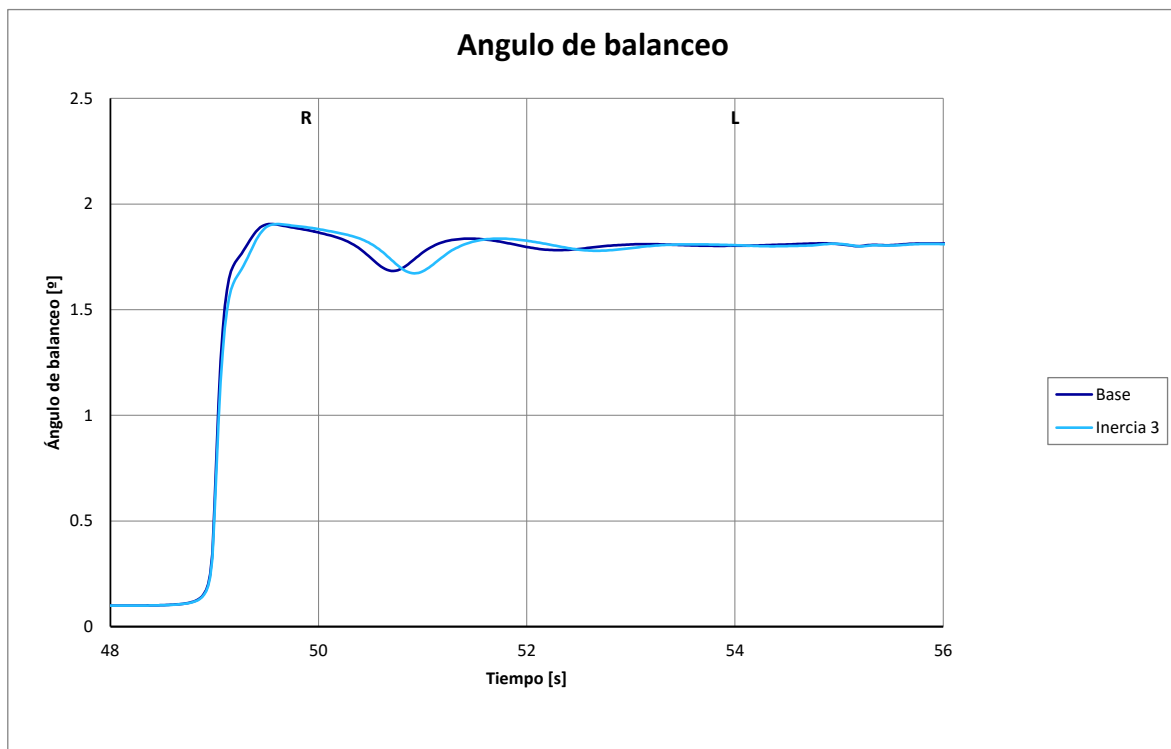
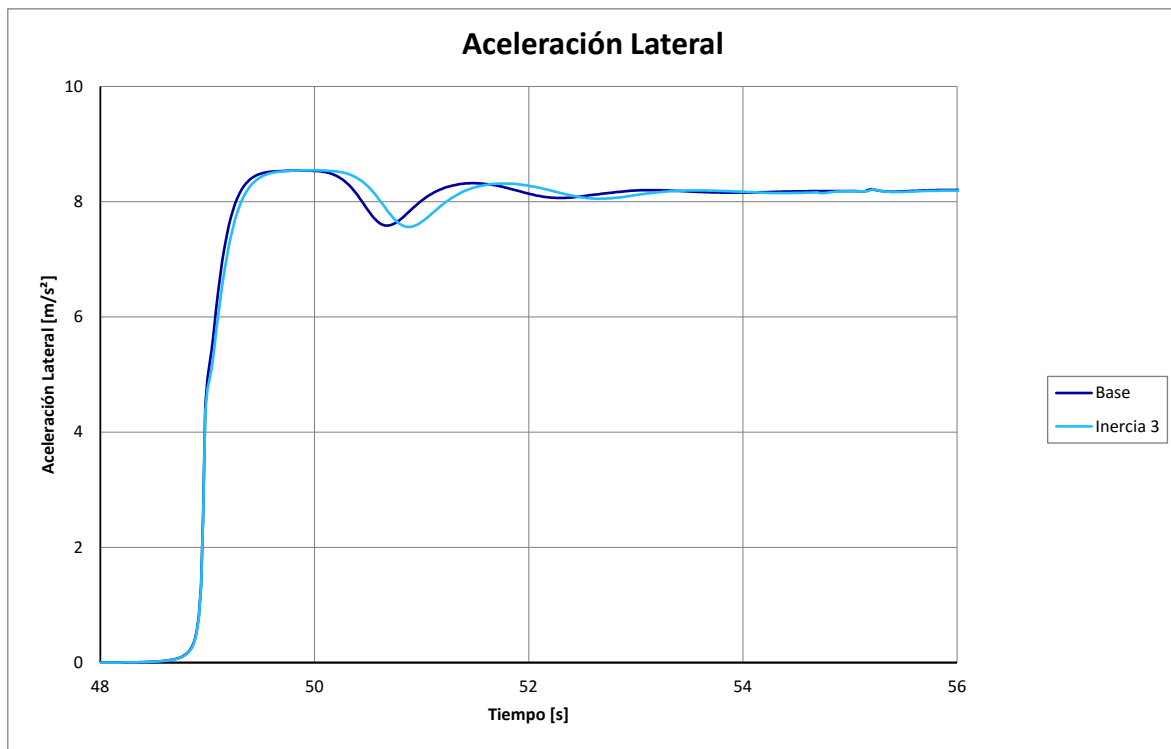
PRUEBA 3: RESPUESTA A VARIACIÓN BRUSCA DE ÁNGULO DE VOLANTE

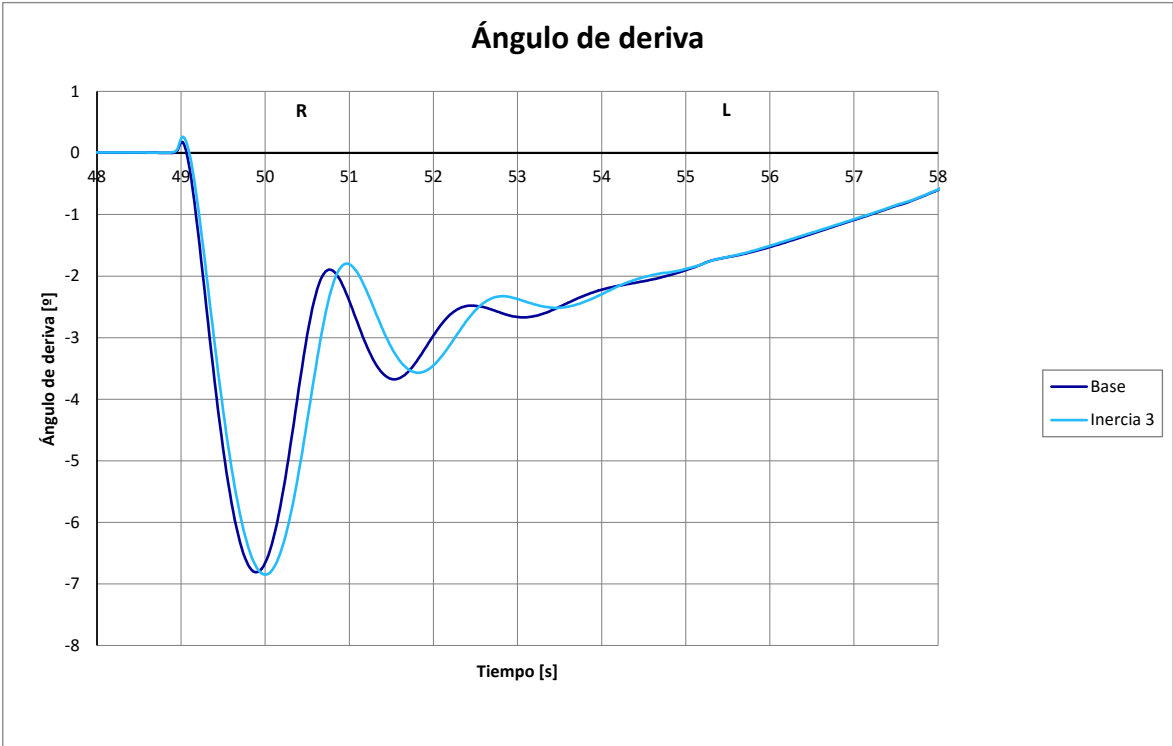
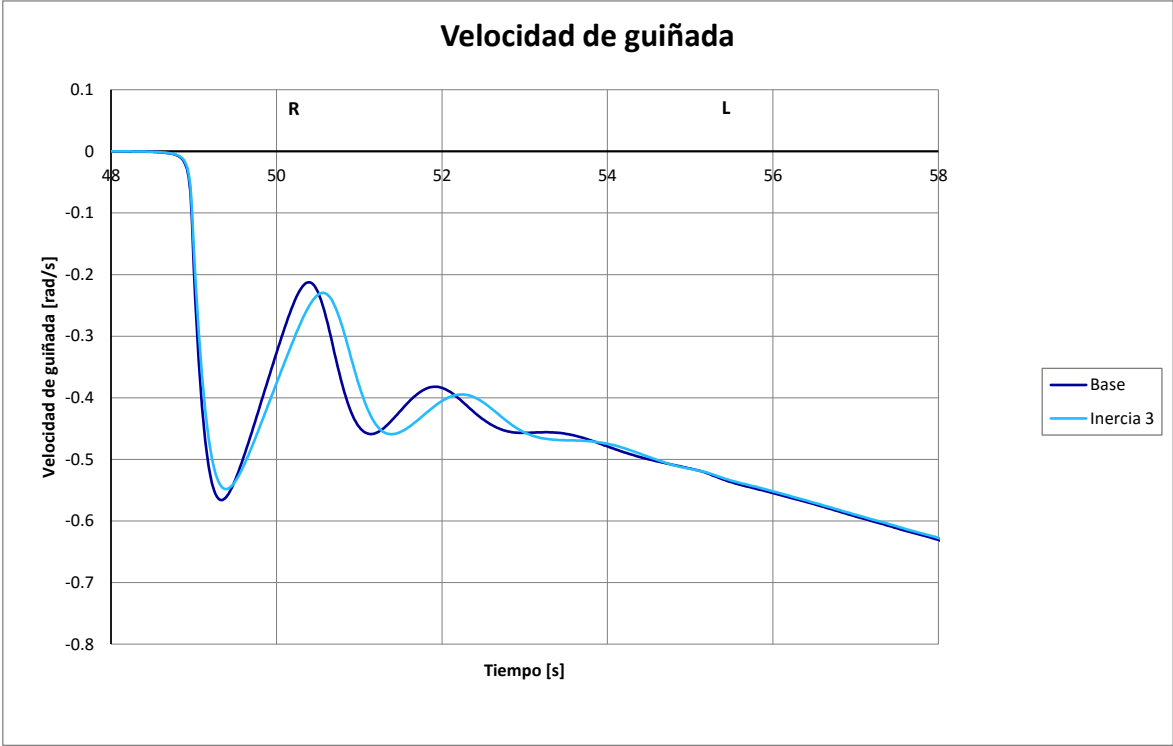
Influencia de la masa



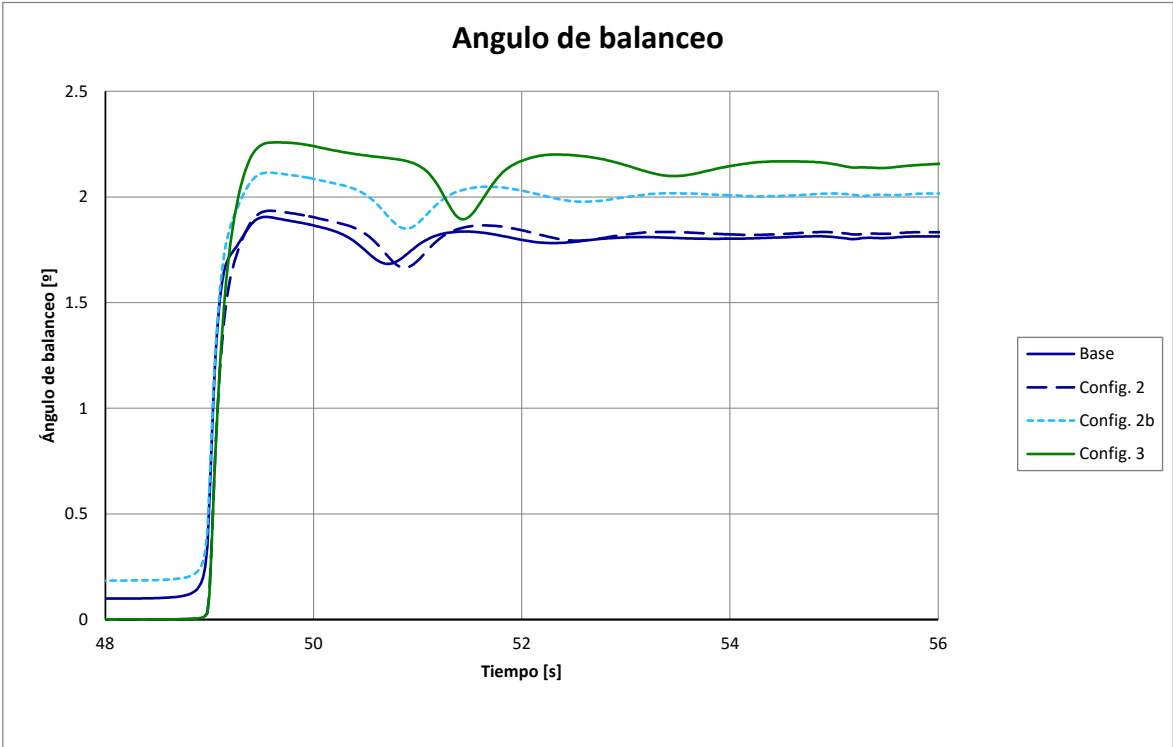
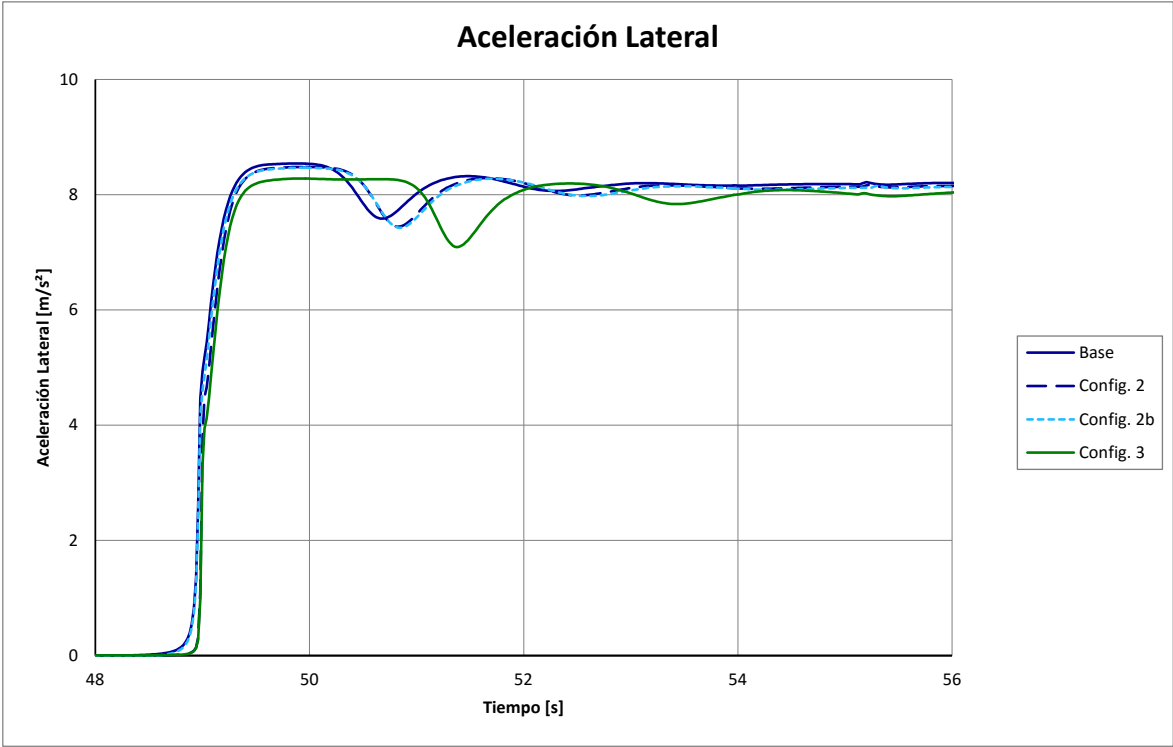


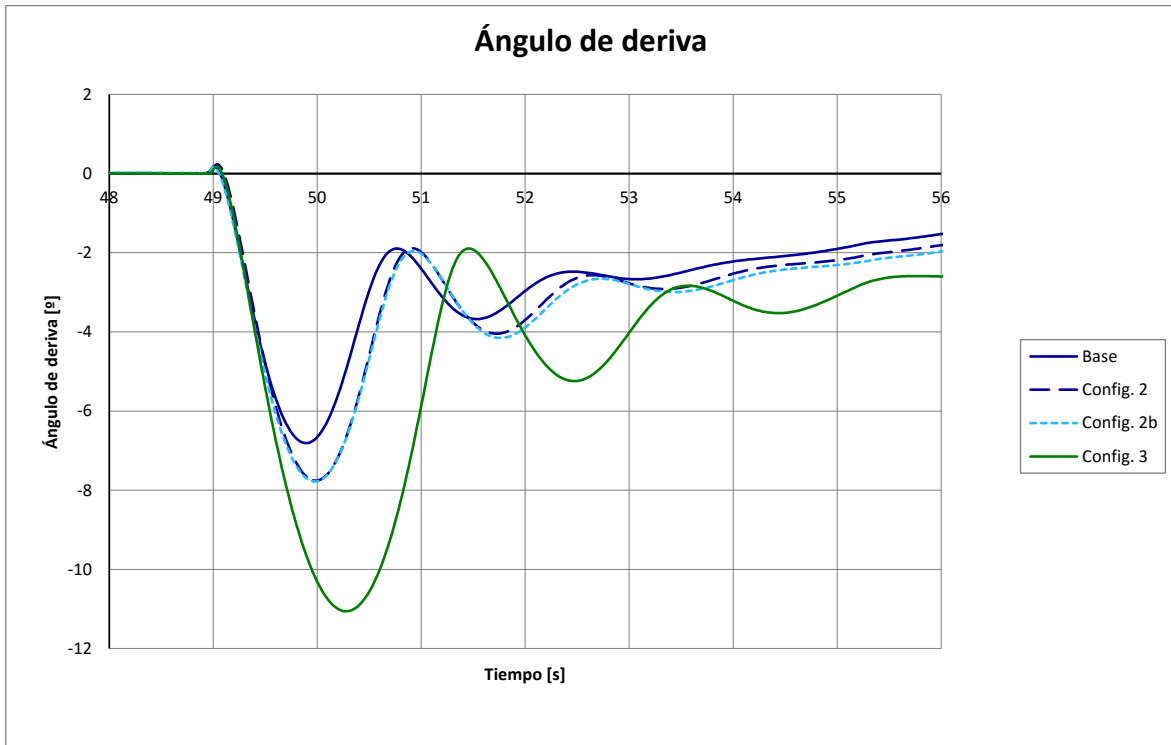
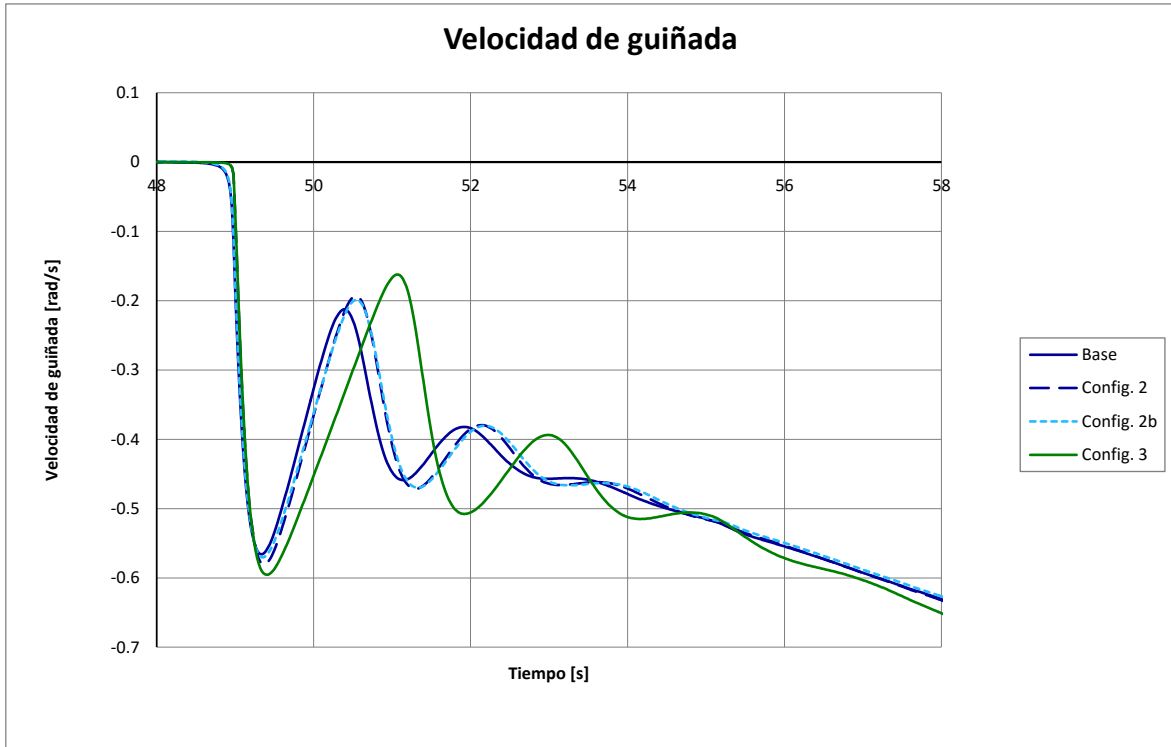
Influencia de la inercia





Evaluación conjunta





CONCLUSIONES

Se ha desarrollado un modelo paramétrico capaz de reproducir el comportamiento dinámico de un vehículo a partir de sus principales características de diseño. Para ello:

- Se han establecido las relaciones matemáticas del modelo y los principales parámetros de diseño.
- Se ha programado un modelo de neumáticos basado en la “Magic formula” de Hans B. Pacejka.
- Se han realizado controladores en bucle abierto y cerrado para controlar el movimiento del vehículo
- Se ha optimizado el modelo mediante la implementación de funciones matemáticas continuas.

Se han analizado y calculado las principales características de los elementos influyentes en el comportamiento dinámico del vehículo para dotar al vehículo de una respuesta similar a la de un vehículo real.

Se ha realizado un estudio de la sensibilidad del vehículo a la variación de masa, inercia y posición del centro de gravedad. Para ello se han reproducido una serie de pruebas siguiendo las indicaciones y recomendaciones de la normativa ISO de aplicación. Las principales conclusiones extraídas de las pruebas son las siguientes:

- Movimiento circular uniforme:
 - Masa: Baja influencia en el comportamiento virador del vehículo. Alta influencia en la rigidez de balanceo de la carrocería.
 - Inercia: No tiene influencia cuando el vehículo se encuentra en régimen estacionario
 - Posición longitudinal del centro de gravedad: gran influencia en el comportamiento virador del vehículo. No influye la rigidez del balanceo de la carrocería.
 - Se ha verificado la sensibilidad de la respuesta direccional a la velocidad.
- Frenado en curva:
 - Masa y posición longitudinal del centro de gravedad: La posición del centro de gravedad es muy influyente en la estabilidad durante la frenada en curva. Se observó un gran aumento del sobreviraje con la posición más retrasada del centro de gravedad. Además, el aumento de masa magnificó este efecto. El efecto fue tan grande que hubo que reducir el porcentaje de frenada en las ruedas traseras respecto al pensado inicialmente, para evitar que el vehículo perdiese la estabilidad.
 - Inercia: Proporciona estabilidad y mejora la eficiencia de la frenada. Su influencia se puede considerar baja.
- Respuesta a cambio brusco de ángulo de volante:
 - Masa: Se confirma que tiene una alta influencia en la rigidez de balanceo de la carrocería.
 - Inercia: Aumenta el periodo de las oscilaciones. No tiene efecto alguno una vez termina el régimen transitorio
 - Posición del centro de gravedad: Tiene una gran influencia en el comportamiento virador del vehículo especialmente una vez el reparto de pesos supera el 50% en las ruedas traseras.

BIBLIOGRAFÍA

- VIDAURRE GARAYO, A., GIMÉNEZ VALENTÍN, M.H., RIERA GUASP, J. (1996). *Fundamentos físicos de la ingeniería II*. Valencia: Editorial UPV
- BRUSOLA SIMÓN, F. (2011). *Oficina técnica y proyectos*. Valencia: Editorial Universidad Politécnica de Valencia.
- MILLIKEN, WILLIAM F., MILLIKEN, DOUGLAS L. (1995). *Race car vehicle dynamics*. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc.
- APARICIO IZQUIERDO, F., VERA ALVAREZ, C., DÍAZ LOPEZ, V. (2001). *Teoría de los vehículos automóviles*. Madrid: Sección de Publicaciones de la E.T.S. de ingenieros industriales.
- BLUNDELL, M., HARTY, D. (2004). *The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*. Oxford: Butterworth-Heinemann.
- BLUNDELL, M., HARTY, D., (2007). *The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*. Oxford: Butterworth-Heinemann
- PACEJKA, HANS B. (2012). *Tire and Vehicle Dynamics*. Oxford: Butterworth-Heinemann
- ISO 4138: 2012, *Passenger cars – Steady-state circular driving behavior – Open-loop test methods*
- ISO 7975: 2006, *Passenger cars – Braking in a turn – Open-loop test method*
- SAE 1999-01-1336, *Measured Vehicle Inertial Parameters NHTSA's Data Through November 1998*
- MSC SOFTWARE. “solver_2014” en *ADAMS 2015 Online Help*.
<file:///C:/MSC.Software/Adams_Student_Edition/2014_0_1/help/wwhelp/wwhimpl/js/html/wwhelp.htm> [Consulta: 08 de abril de 2016]
- MSC SOFTWARE. “view_2014” en *ADAMS 2015 Online Help*.
<file:///C:/MSC.Software/Adams_Student_Edition/2014_0_1/help/wwhelp/wwhimpl/js/html/wwhelp.htm> [Consulta: 08 de abril de 2016]
- MSC SOFTWARE. “tire_models_pac2002-1” en *ADAMS 2015 Online Help*.
<file:///C:/MSC.Software/Adams_Student_Edition/2014_0_1/help/wwhelp/wwhimpl/js/html/wwhelp.htm> [Consulta: 08 de abril de 2016]
- ISTAMBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ <<http://web.itu.edu.tr/~gundes/2dof.pdf>> [Consulta: 09 de enero de 2016]
- WESTERN MICHIGAN UNIVERSITY
<<http://homepages.wmich.edu/~kamman/Me659InertiaMatrix.pdf>> [Consulta: 09 de enero de 2016]

PLIEGO DE CONDICIONES

CONDICIONES DE LOS PUESTOS DE TRABAJO

Con el objetivo de reducir los riesgos asociados al uso habitual de pantallas de visualización de datos, los puestos de trabajo se regularán de acuerdo al real decreto 486/1997 de 14 de abril por el que se establecen las disposiciones mínimas de seguridad y salud en los lugares de trabajo, así como al Real Decreto 448/1997 de 14 de abril sobre disposiciones mínimas de seguridad y salud relativas al trabajo con equipos que incluyen Pantallas de visualización. El puesto de trabajo cumplirá los siguientes requisitos:

- El local dispondrá de los equipos de climatización necesarios para mantener la temperatura del puesto de trabajo entre 23 y 26°C en verano y entre 20 y 24°C en invierno. Además siempre que sea posible se procurará mantener la humedad relativa del aire entre el 45% y el 65%.
- Las mesas de los puestos de trabajo tendrán una profundidad suficiente para permitir al trabajador colocar la pantalla a una distancia mínima de los ojos de 40 cm.
- Las pantallas de visualización serán regulables en altura e inclinación.
- Los teclados serán independientes del resto del equipo. Su espesor será inferior a 3 cm, contados desde su base de apoyo hasta la parte superior de la 3ª fila de teclas.
- Las sillas serán regulables en altura, e inclinación del respaldo.

CONDICIONES DE SOFTWARE

La ejecución del proyecto se llevará a cabo con los siguientes softwares comerciales:

- La ejecución del modelo paramétrico y las simulaciones se llevarán a cabo con la última versión del programa MSC ADAMS View.
- El análisis de los resultados se ejecutará con el programa Microsoft Excel.
- El informe se presentará en formato .pdf. La redacción del informe se llevará a cabo en un editor de textos compatible con este formato.

PRESUPUESTO

PRESUPUESTOS PARCIALES

A continuación se muestran los presupuestos detallados de cada una de las distintas fases que componen el proyecto:

Planteamiento del modelo

Estudio de las necesidades del modelo y planteamiento teórico del modelo en función de los parámetros de estudio.

Concepto	nº unidades (h)	Coste/Ud	Importe (€)
Ingeniero	36	50,00	1440,00
		<i>SUBTOTAL</i>	<i>1440,00</i>

Figura 37: Planteamiento del modelo

Creación del modelo

Implementación en Adams, validación y optimización del modelo planteado durante la fase previa de planteamiento del modelo

Concepto	nº unidades (h)	Coste/Ud	Importe (€)
Ingeniero	48	50,00	1920,00
Licencias	48	30,00	1440,00
		<i>SUBTOTAL</i>	<i>3360,00</i>

Figura 38: Creación del modelo

Simulación

Ejecución de simulaciones en ADAMS para la obtención de los resultados numéricos de las pruebas escogidas.

Concepto	nº unidades (h)	Coste/Ud	Importe (€)
Ingeniero	32	50,00	1280,00
Licencias	32	30,00	960,00
		<i>SUBTOTAL</i>	<i>2240,00</i>

Figura 39: Simulación

Análisis de datos

Estudio de los datos recopilados durante la fase de simulación y creación de material para la presentación de resultados.

Concepto	nº unidades (h)	Coste/Ud	Importe (€)
Ingeniero	24	50,00	960,00
Licencias	24	30,00	720,00
		<i>SUBTOTAL</i>	<i>1680,00</i>

Figura 40: Análisis de datos

Redacción del informe

Recopilación la información del proyecto y presentación en formato informe.

Concepto	nº unidades (h)	Coste/Ud	Importe (€)
Ingeniero	24	50,00	960,00
Licencias	24	10,00	240,00
		<i>SUBTOTAL</i>	<i>1200,00</i>

Figura 41: Redacción del informe

PRESUPUESTO GLOBAL

El coste global de ejecución del proyecto se muestra a continuación:

Concepto	Nº unidades (h)	Coste/Ud	Importe (€)	Subtotal(€)
<i>Planteamiento del modelo</i>				1440,00
Ingeniero	36	50,00	1440,00	
<i>Creación del modelo</i>				3360,00
Ingeniero	48	50,00	1920,00	
Licencias	48	30,00	1440,00	
<i>Simulación</i>				2240,00
Ingeniero	32	50,00	1280,00	
Licencias	32	30,00	960,00	
<i>Análisis de datos</i>				1680,00
Ingeniero	24	50,00	960,00	
Licencias	24	30,00	720,00	
<i>Redacción del informe</i>				1200,00
Ingeniero	24	50,00	960,00	
Licencias	24	10,00	240,00	
			Total	9920,00

Figura 42: Presupuesto global

ANEXO I: RELACIONES PARAMÉTRICAS

DIMENSIONES ELEMENTALES

Las dimensiones del vehículo se han definido mediante la posición de los centros de rueda respecto al sistema de coordenadas de referencia a través de los siguientes parámetros y relaciones:

Distancia entre ejes d_E
 Ancho de vías delantero v_D
 Ancho de vías trasero v_T
 Radio de ruedas r_0

	Centro de rueda FL	Centro de rueda FR	Centro de rueda RL	Centro de rueda RR
X	$-\frac{1}{2} \cdot v_D$	$\frac{1}{2} \cdot v_D$	$-\frac{1}{2} \cdot v_T$	$\frac{1}{2} \cdot v_T$
Y	r_0	r_0	r_0	r_0
Z	$-\frac{1}{2} \cdot d_E$	$-\frac{1}{2} \cdot d_E$	$\frac{1}{2} \cdot d_E$	$\frac{1}{2} \cdot d_E$

POSICIÓN DEL CENTRO DE GRAVEDAD

La posición del centro de gravedad se ha definido mediante los siguientes parámetros y relaciones:

Reparto de peso entre ejes expresado en tanto por cien R_{cdg}
 Altura h_{cdg}
 Posición lateral L_{cdg}

	Pos CDG
X	L_{cdg}
Y	h_{cdg}
Z	$\frac{1}{2} \cdot d_E - \frac{R_{cdg}}{100} \cdot d_E$

EJES DE PIVOTE DE LA SUSPENSIÓN

La posición de los ejes de pivote de las suspensiones se define a través de las posiciones de los centros instantáneos de rotación de las ruedas en los planos longitudinal y transversal. Para controlar la posición de los Centros instantáneos de rotación, se ha optado por los siguientes parámetros:

Porcentaje de antibalaceo delantero A_{BD}
 Porcentaje de antibalaceo trasero A_{BT}
 Porcentaje de antihundimiento A_H
 Porcentaje de anticompresión A_C
 Longitud del centro instantáneo en balanceo L_{CIRBD}
 Longitud del centro instantáneo en balanceo L_{CIRBT}
 Longitud del centro instantáneo en hundimiento L_{CIRH}
 Longitud del centro instantáneo en compresión L_{CIRC}

Además es necesario conocer las siguientes variables:

Ancho de vías delantero v_D
 Altura CDG h_{cdg}
 Distancia entre ejes d_E
 Ancho de vías delantero v_D
 Radio de ruedas r_0

	P CIR ROLL FL	P CIR Pitch FL
X	$-\frac{1}{2} \cdot v_D + L_{CIRBD} \cdot \cos\left(\frac{A_{BD}}{100} \cdot \text{atan}\left(2 \cdot \frac{h_{cdg}}{v_D}\right)\right)$	$-\frac{1}{2} \cdot v_D$
Y	$L_{CIRBD} \cdot \sin\left(\frac{A_{BD}}{100} \cdot \text{atan}\left(2 \cdot \frac{h_{cdg}}{v_D}\right)\right)$	$L_{CIRH} \cdot \sin\left(\frac{A_H}{100} \cdot \text{atan}\left(\frac{h_{cdg}}{d_E - \frac{R_{cdg}}{100} \cdot d_E}\right)\right)$
Z	$-\frac{1}{2} \cdot d_E$	$-\frac{1}{2} \cdot d_E + L_{CIRH} \cdot \cos\left(\frac{A_H}{100} \cdot \text{atan}\left(\frac{h_{cdg}}{d_E - \frac{R_{cdg}}{100} \cdot d_E}\right)\right)$

Par R

Ubicación del punto:

(LOC_ALONG_LINE(P_CIR_PITCH_FL, P_CIR_ROLL_FL, 0.45 * DV_VIA_DEL))

Ubicación y orientación del marker del PAR R:

(LOC_RELATIVE_TO({0, 0, 0}, REF_SUSP_FL_CHASIS))

(ORI_ALONG_AXIS(JOINT_CHASIS_FL, P_CIR_ROLL_FL, "Z"))

	P CIR roll FR	P CIR Pitch FR
X	$\frac{1}{2} \cdot v_D - L_{CIR_{BD}} \cdot \cos\left(\frac{A_{BD}}{100} \cdot \text{atan}\left(2 \cdot \frac{h_{cdg}}{v_D}\right)\right)$	$\frac{1}{2} \cdot v_D$
Y	$L_{CIR_{BD}} \cdot \sin\left(\frac{A_{BD}}{100} \cdot \text{atan}\left(2 \cdot \frac{h_{cdg}}{v_D}\right)\right)$	$L_{CIR_H} \cdot \sin\left(\frac{A_H}{100} \cdot \text{atan}\left(\frac{h_{cdg}}{d_E - \frac{R_{cdg}}{100} \cdot d_E}\right)\right)$
Z	$-\frac{1}{2} \cdot d_E$	$-\frac{1}{2} \cdot d_E + L_{CIR_H} \cdot \cos\left(\frac{A_H}{100} \cdot \text{atan}\left(\frac{h_{cdg}}{d_E - \frac{R_{cdg}}{100} \cdot d_E}\right)\right)$

Par R

Ubicación del punto

(LOC_ALONG_LINE(P_CIR_PITCH_FL, P_CIR_ROLL_FL, 0.45 * DV_VIA_DEL))

Ubicación y orientación del marker del PAR R

(LOC_RELATIVE_TO({0, 0, 0}, REF_SUSP_FL_CHASIS))

(ORI_ALONG_AXIS(JOINT_CHASIS_FL, P_CIR_ROLL_FL, "Z"))

	P CIR roll RL	P CIR Pitch RL
X	$-\frac{1}{2} \cdot v_T + L_{CIR_{BT}} \cdot \cos\left(\frac{A_{BT}}{100} \cdot \text{atan}\left(2 \cdot \frac{h_{cdg}}{v_T}\right)\right)$	$-\frac{1}{2} \cdot v_T$
Y	$L_{CIR_{BT}} \cdot \sin\left(\frac{A_{BT}}{100} \cdot \text{atan}\left(2 \cdot \frac{h_{cdg}}{v_T}\right)\right)$	$L_{CIR_C} \cdot \sin\left(\frac{A_C}{100} \cdot \text{atan}\left(\frac{h_{cdg}}{d_E - \left(\frac{100 - R_{cdg}}{100}\right) \cdot d_E}\right)\right)$
Z	$\frac{1}{2} \cdot d_E$	$\frac{1}{2} \cdot d_E - L_{CIR_C} \cdot \cos\left(\frac{A_C}{100} \cdot \text{atan}\left(\frac{h_{cdg}}{d_E - \left(\frac{100 - R_{cdg}}{100}\right) \cdot d_E}\right)\right)$

Par R

Ubicación del punto

(LOC_ALONG_LINE(P_CIR_PITCH_FL, P_CIR_ROLL_FL, 0.45 * DV_VIA_DEL))

Ubicación y orientación del marker del PAR R

(LOC_RELATIVE_TO({0, 0, 0}, REF_SUSP_FL_CHASIS))

(ORI_ALONG_AXIS(JOINT_CHASIS_FL, P_CIR_ROLL_FL, "Z"))

	P CIR roll RR	P CIR Pitch RR
X	$\frac{1}{2} \cdot v_T - L_{CIR_{BT}} \cdot \cos\left(\frac{A_{BT}}{100} \cdot \text{atan}\left(2 \cdot \frac{h_{cdg}}{v_T}\right)\right)$	$\frac{1}{2} \cdot v_T$
Y	$L_{CIR_{BT}} \cdot \sin\left(\frac{A_{BT}}{100} \cdot \text{atan}\left(2 \cdot \frac{h_{cdg}}{v_T}\right)\right)$	$L_{CIR_C} \cdot \sin\left(\frac{A_C}{100} \cdot \text{atan}\left(\frac{h_{cdg}}{d_E - \left(\frac{100 - R_{cdg}}{100}\right) \cdot d_E}\right)\right)$
Z	$\frac{1}{2} \cdot d_E$	$\frac{1}{2} \cdot d_E - L_{CIR_C} \cdot \cos\left(\frac{A_C}{100} \cdot \text{atan}\left(\frac{h_{cdg}}{d_E - \left(\frac{100 - R_{cdg}}{100}\right) \cdot d_E}\right)\right)$

Par R

Ubicación del punto

(LOC_ALONG_LINE(P_CIR_PITCH_FL, P_CIR_ROLL_FL, 0.45 * DV_VIA_DEL))

Ubicación y orientación del marker del PAR R

(LOC_RELATIVE_TO({0, 0, 0}, REF_SUSP_FL_CHASIS))

(ORI_ALONG_AXIS(JOINT_CHASIS_FL, P_CIR_ROLL_FL, "Z"))

ORIENTACIÓN DE LAS RUEDAS

Se ha añadido un punto auxiliar por cada rueda. La orientación de la rueda se consigue haciendo que su eje de rotación pase por este punto. **NOTA:** La caída se ha fijado a un valor de 10° para evitar problemas relacionados con configuraciones singulares. La caída real se tiene en cuenta a efectos de cálculo mediante un "offset" en las variables pasadas a la rutina del cálculo de fuerzas de los neumáticos

Convergencia delantera Toe_D

Convergencia Tras Toe_T

	P_Set up FL	Set up FR	Pset up RL	Pset up RR
X	$\left(-\frac{1}{2} \cdot v_D + 0.25\right)$	$\left(\frac{1}{2} \cdot v_D + 0.25\right)$	$\left(-\frac{1}{2} \cdot v_T + 0.25\right)$	$\left(\frac{1}{2} \cdot v_T + 0.25\right)$
Y	$(ro - 0.25 \cdot \tan(10))$	$(ro + 0.25 \cdot \tan(10))$	$(ro - 0.25 \cdot \tan(10))$	$(ro \cdot 0.25 \cdot \tan(10))$
Z	$\left(-\frac{1}{2} \cdot d_E + 0.25 \cdot \tan(Toe_D)\right)$	$\left(-\frac{1}{2} \cdot d_E - 0.25 \cdot \tan(Toe_D)\right)$	$\left(\frac{1}{2} \cdot d_E + 0.25 \cdot \tan(Toe_T)\right)$	$\left(\frac{1}{2} \cdot d_E - 0.25 \cdot \tan(Toe_T)\right)$

Para hacer que los ejes de rotación de las ruedas apunten hacia los puntos indicados se ha utilizado las siguientes funciones:

(ORI_ALONG_AXIS(M_REF_RUEDA_FL, P_SET_UP_FL, "Z"))

(ORI_ALONG_AXIS(M_REF_RUEDA_FR, P_SET_UP_FR, "Z"))

(ORI_ALONG_AXIS(M_REF_RUEDA_RL, P_SET_UP_RL, "Z"))

(ORI_ALONG_AXIS(M_REF_RUEDA_RR, P_SET_UP_RR, "Z"))

EJE DE DIRECCIÓN

Las posiciones y orientaciones de los ejes de giro de las ruedas delanteras se han definido a partir de los siguientes parámetros:

Trail d_T

Scrub radius d_{SR}

Angulo de Avance A_{Av}

Angulo de Kingpin A_{kp}

	P Direccion FL	P Set up Direccion FL	P Dirección FR	P set up dirección FR
X	$-\frac{1}{2} \cdot v_D + r_0 \cdot \tan(A_{kp}) + d_{SR}$	$-\frac{1}{2} \cdot v_D + d_{SR}$	$\frac{1}{2} \cdot v_D - r_0 \cdot \tan(A_{kp}) - d_{SR}$	$-\frac{1}{2} \cdot v_D - d_{SR}$
Y	r_0	0	r_0	0
Z	$-\frac{1}{2} \cdot d_E + r_0 \cdot \tan(A_{Av}) - d_{TR}$	$-\frac{1}{2} \cdot d_E - d_{TR}$	$-\frac{1}{2} \cdot d_E + r_0 \cdot \tan(A_{Av}) - d_{TR}$	$-\frac{1}{2} \cdot d_E - d_{TR}$

Pares R

(LOC_RELATIVE_TO({0, 0, 0}, P_DIRECCION_FL))
 (ORI_ALONG_AXIS(P_DIRECCION_FL, P_SET_UP_DIRECCION_FL, "Z"))

(LOC_RELATIVE_TO({0, 0, 0}, P_DIRECCION_FR))
 (ORI_ALONG_AXIS(P_DIRECCION_FR, P_SET_UP_DIRECCION_FR, "Z"))

Movimiento de giro de la dirección:

ATAN(DV_DISTANCIA_EJES/(.MODELO_FINAL_PFG.FUNC_RADIO_GIRO+
 (0.5*DV_ACKERMAN)*DV_VIA_DEL))

ATAN(DV_DISTANCIA_EJES/(.MODELO_FINAL_PFG.FUNC_RADIO_GIRO-
 (0.5*DV_ACKERMAN)*DV_VIA_DEL))

POSICIÓN Y ORIENTACIÓN DE LOS MUELLES Y BARRAS

Fijaciones inferiores de los amortiguadores a los brazos de suspensión:

(LOC_RELATIVE_TO({0, 1.1 * DV_RADIO_RUEDAS, 0}, P_CENTRO_RUEDA_FL))
(LOC_RELATIVE_TO({0, 1.1 * DV_RADIO_RUEDAS, 0}, P_CENTRO_RUEDA_FR))
(LOC_RELATIVE_TO({0, 1.1 * DV_RADIO_RUEDAS, 0}, P_CENTRO_RUEDA_RL))
(LOC_RELATIVE_TO({0, 1.1 * DV_RADIO_RUEDAS, 0}, P_CENTRO_RUEDA_RR))

Posición de los markers de anclaje al chasis:

Ref chasis (LOC_PERPENDICULAR({LOC_GLOBAL({0, 0, 0}, SOP_SUSP_AMORT_FL), LOC_GLOBAL({0, 0, 0}, P_CIR_ROLL_FL), LOC_GLOBAL({0, 0, 0}, P_CIR_PITCH_FL}}))
Ref chasis (LOC_PERPENDICULAR({LOC_GLOBAL({0, 0, 0}, SOP_SUSP_AMORT_FR), LOC_GLOBAL({0, 0, 0}, P_CIR_PITCH_FR), LOC_GLOBAL({0, 0, 0}, P_CIR_ROLL_FR}}))
Ref chasis (LOC_PERPENDICULAR({LOC_GLOBAL({0, 0, 0}, SOP_SUSP_AMORT_RL), LOC_GLOBAL({0, 0, 0}, P_CIR_PITCH_RL), LOC_GLOBAL({0, 0, 0}, P_CIR_ROLL_RL}}))
Ref chasis (LOC_PERPENDICULAR({LOC_GLOBAL({0, 0, 0}, SOP_SUSP_AMORT_RR), LOC_GLOBAL({0, 0, 0}, P_CIR_ROLL_RR), LOC_GLOBAL({0, 0, 0}, P_CIR_PITCH_RR}}))
Long (LOC_ON_LINE({LOC_GLOBAL({0, 0, 0}, SOP_SUSP_AMORT_FL), LOC_GLOBAL({0, 0, 0}, REF_AMORT_FL)}, DV_LONG_AMORTIGUADORES))
Long (LOC_ON_LINE({LOC_GLOBAL({0, 0, 0}, SOP_SUSP_AMORT_FR), LOC_GLOBAL({0, 0, 0}, REF_AMORT_FR)}, DV_LONG_AMORTIGUADORES))
Long (LOC_ON_LINE({LOC_GLOBAL({0, 0, 0}, SOP_SUSP_AMORT_RL), LOC_GLOBAL({0, 0, 0}, REF_AMORT_RL)}, DV_LONG_AMORTIGUADORES))
Long (LOC_ON_LINE({LOC_GLOBAL({0, 0, 0}, SOP_SUSP_AMORT_RR), LOC_GLOBAL({0, 0, 0}, REF_AMORT_RR)}, DV_LONG_AMORTIGUADORES))

Posiciones de los puntos de anclaje de las barras estabilizadoras

{{0, DV_RADIO_RUEDAS + 0.15, -0.5 * DV_DISTANCIA_EJES}}
{{0, DV_RADIO_RUEDAS - 0.15, -0.5 * DV_DISTANCIA_EJES}}
{{0, DV_RADIO_RUEDAS - 0.15, 0.5 * DV_DISTANCIA_EJES}}
{{0, DV_RADIO_RUEDAS + 0.15, 0.5 * DV_DISTANCIA_EJES}}

RIGIDEZ Y AMORTIGUAMIENTO

Precarga de los muelles

$(9.80665 * ((DV_MASA_TOTAL - 174.8) * DV_CDG_POS_LONG * 1.0E-002 * 0.5 + 1.5) / \cos(\theta(M_AMORT_SUSP_FL, SOP_SUSP_AMORT_FL)))$

$(9.80665 * ((DV_MASA_TOTAL - 174.8) * DV_CDG_POS_LONG * 1.0E-002 * 0.5 + 1.5) / \cos(\theta(M_AMORT_SUSP_FR, SOP_SUSP_AMORT_FR)))$

$(9.80665 * ((DV_MASA_TOTAL - 174.8) * (100 - DV_CDG_POS_LONG) * 1.0E-002 * 0.5 + 1.5) / \cos(\theta(M_AMORT_SUSP_RL, SOP_SUSP_AMORT_RL)))$

$(9.80665 * ((DV_MASA_TOTAL - 174.8) * (100 - DV_CDG_POS_LONG) * 1.0E-002 * 0.5 + 1.5) / \cos(\theta(M_AMORT_SUSP_RR, SOP_SUSP_AMORT_RR)))$

Constantes de rigidez

$(DV_K_MUELLES_DEL / \cos(\theta(M_AMORT_SUSP_FL, SOP_SUSP_AMORT_FL)))^{**2}$

$(DV_K_MUELLES_DEL / \cos(\theta(M_AMORT_SUSP_FR, SOP_SUSP_AMORT_FR)))^{**2}$

$(DV_K_MUELLES_TRAS / \cos(\theta(M_AMORT_SUSP_RL, SOP_SUSP_AMORT_RL)))^{**2}$

$(DV_K_MUELLES_TRAS / \cos(\theta(M_AMORT_SUSP_RR, SOP_SUSP_AMORT_RR)))^{**2}$

Constantes de amortiguamiento

$(DV_C_MUELLES_DEL / \cos(\theta(M_AMORT_SUSP_FL, SOP_SUSP_AMORT_FL)))^{**2}$

$(DV_C_MUELLES_DEL / \cos(\theta(M_AMORT_SUSP_FR, SOP_SUSP_AMORT_FR)))^{**2}$

$(DV_C_MUELLES_TRAS / \cos(\theta(M_AMORT_SUSP_RL, SOP_SUSP_AMORT_RL)))^{**2}$

$(DV_C_MUELLES_TRAS / \cos(\theta(M_AMORT_SUSP_RR, SOP_SUSP_AMORT_RR)))^{**2}$

PARES DE ACELERACIÓN Y FRENADO:

Ruedas Delateras:

$.MODELO_FINAL_PFG.FUNC_PAR_FRENO_DISPONIBLE * DV_REPARTO_FRENO * 0.01 * 0.5 * \tanh(.MODELO_FINAL_PFG.MEA_W_RUEDA_FR)$

$.MODELO_FINAL_PFG.FUNC_PAR_FRENO_DISPONIBLE * DV_REPARTO_FRENO * 0.01 * 0.5 * \tanh(.MODELO_FINAL_PFG.MEA_W_RUEDA_FL)$

Ruedas traseras:

$(.MODELO_FINAL_PFG.FUNC_PAR_MOTOR_DISPONIBLE * 0.5) - .MODELO_FINAL_PFG.FUNC_PAR_FRENO_DISPONIBLE * (100 - DV_REPARTO_FRENO) * 0.01 * 0.5 * \tanh(.MODELO_FINAL_PFG.MEA_W_RUEDA_RL)$

$(.MODELO_FINAL_PFG.FUNC_PAR_MOTOR_DISPONIBLE * 0.5) - .MODELO_FINAL_PFG.FUNC_PAR_FRENO_DISPONIBLE * (100 - DV_REPARTO_FRENO) * 0.01 * 0.5 * \tanh(.MODELO_FINAL_PFG.MEA_W_RUEDA_RR)$

Siendo:

FUNC PAR MOTOR DISPONIBLE:

$0.5*(1+\text{TANH}(4*\text{MODELO_FINAL_PFG.PID_OUT_VEL.pid_1-3}))*\text{CUBSPL}(\text{VARVAL}(\text{MODELO_FINAL_PFG.VAR_W_TRANSMISION})*(60/360),0,\text{SPL_CURVA_PAR},0)*5$
 $\text{FUNC_PAR_FRENO_DISPONIBLE} : 0.5*(\text{TANH}(4*\text{MODELO_FINAL_PFG.PID_OUT_VEL.pid_1+2})-1)*10000*\text{MODELO_FINAL_PFG.ABS_BRAKE_COEF}$

ABS BRAKE COEF:

$0.5*((1-(500*\text{MODELO_FINAL_PFG.MEA_SLIP_LONG}^{**2}))/\text{sqrt}((1-(500*\text{MODELO_FINAL_PFG.MEA_SLIP_LONG}^{**2}))^{**2}+0.01)))+0.5$

MEA SLIP LONG:

$(\text{MODELO_FINAL_PFG.W_MIN_x_R}-\text{MODELO_FINAL_PFG.MEA_Vx})/\text{sqrt}(\text{MODELO_FINAL_PFG.MEA_Vx}^{**2}+0.0001)$

FUERZA AERODINÁMICA DE RESISTENCIA AL AVANCE

Se ha modelado cómo una fuerza que actúa en el centro de gravedad del vehículo hacia a la parte trasera del vehículo:

$0.5*1.2*\text{DV_Cd}*\text{DV_Af}*\text{MODELO_FINAL_PFG.MEA_VELOCIDAD}*\text{MODELO_FINAL_PFG.MEA_VELOCIDAD}$

ANEXO II: CALCULOS

MASA DE LAS PARTES

Masa de los pasajeros: 75 kg

Masa total del vehículo en vacío: Considerando: Masa del conductor: 75 kg. Capacidad del depósito de combustible 60 litros. Densidad del combustible 0.65 kg/l

$$1535 - 75 - 40 = 1456 \text{ kg}$$

Masa no suspendida:

Ruedas: 35 kg cada una (incluyendo manguetas, frenos etc)

Suspensión: 8.7 kg en cada rueda

Total masa no suspendida: $(35 + 8.7) \cdot 4 = 174.8 \text{ kg}$

CENTRO DE GRAVEDAD E INERCIA DE LOS PASAJEROS.

Conocidas las dimensiones y la masa de cada ocupante, se calcula la masa de cada una de las partes a partir de su volumen y la densidad:

$$v_i = a_i \cdot b_i \cdot c_i \quad ; \quad V_t = \sum_{i=1}^3 v_i \quad ; \quad \rho = \frac{M_t}{V_t} \quad ; \quad m_i = \rho \cdot v_i$$

Conocidas las masas se pueden calcular las inercias individuales de cada una de las partes:

$$I_x = \frac{1}{12} \cdot m_i \cdot (b^2 + c^2) \quad ; \quad I_y = \frac{1}{12} \cdot m_i \cdot (a^2 + c^2) \quad ; \quad I_z = \frac{1}{12} \cdot m_i \cdot (a^2 + b^2)$$

Parte	Dimensiones de las partes [m]			Volumen [m³]	Masa [kg]	Inercias individuales [kg·m²]		
<i>i</i>	Longitud (<i>a</i>)	Anchura (<i>b</i>)	Altura (<i>c</i>)	<i>v_i</i>	<i>m_i</i>	<i>I_x</i>	<i>I_y</i>	<i>I_z</i>
Cuerpo	0.200	0.350	0.700	0.049	47.73	2.4361	2.1080	0.6463
Piernas	0.400	0.350	0.150	0.021	20.45	0.2472	0.3111	0.4815
Pies	0.100	0.350	0.200	0.007	6.82	0.0923	0.0284	0.0753
TOTAL				0.077	75			
ρ [kg/m³]				974.026				

Seguidamente se procede a calcular la posición del centro de gravedad. Tomando momentos en las tres direcciones principales:

$$M_x = m_i \cdot D_x \quad ; \quad M_y = m_i \cdot D_y \quad ; \quad M_z = m_i \cdot D_z$$

Parte	Masa [kg]	Posición CDG [m]			Momentos [kp·m]		
<i>i</i>	<i>m_i</i>	<i>D_x</i>	<i>D_y</i>	<i>D_z</i>	<i>M_x</i>	<i>M_y</i>	<i>M_z</i>
Cuerpo	47.73	0.500	0.000	0.550	23.864	0.000	26.250
Piernas	20.45	0.200	0.000	0.275	4.091	0.000	5.625
Pies	6.82	0.050	0.000	0.100	0.341	0.000	0.682
					28.295	0.000	32.557

A través del sumatorio de los momentos obtenidos se calcula la posición del centro de gravedad del conjunto:

$$CDG_x = \frac{\sum M_x}{m} = 0.377 \quad CDG_y = \frac{\sum M_y}{m} = 0 \quad CDG_z = \frac{\sum M_z}{m} = 0.434$$

Las inercias totales se obtienen realizando el sumatorio de las inercias individuales referidas al centro de gravedad del conjunto. Esta operación se realiza mediante la aplicación del teorema de Steiner:

$$I_{xx} = \sum_{i=1}^3 \left(I_{x_i} + m_i \cdot \sqrt{d_{y_i}^2 + d_{z_i}^2} \right); I_{yy} = \sum_{i=1}^3 \left(I_{y_i} + m_i \cdot \sqrt{d_{x_i}^2 + d_{z_i}^2} \right); I_{zz} = \sum_{i=1}^3 \left(I_{z_i} + m_i \cdot \sqrt{d_{x_i}^2 + d_{y_i}^2} \right)$$

Donde d_{x_i} , d_{y_i} , d_{z_i} representan las distancias de los centros de gravedad individuales (d_{cdg}) al centro de gravedad del conjunto (d_{CDG}) en cada una de las tres direcciones principales (x,y,z):
 $d_\alpha = d_{cdg} - d_{CDG}$

Parte	Masa	Inercias individuales			Distancias entre centros de gravedad [m]			Inercias individuales respecto al CDG [kg·m ²]		
		<i>I_x</i>	<i>I_y</i>	<i>I_z</i>	<i>d_{cdgx}</i>	<i>d_{cdgy}</i>	<i>d_{cdgz}</i>	<i>I_{xx}</i>	<i>I_{yy}</i>	<i>I_{zz}</i>
Cuerpo	47.73	2.4361	2.1080	0.6463	0.123	0.000	0.116	3.0773	3.4680	1.3652
Piernas	20.45	0.2472	0.3111	0.4815	0.177	0.000	0.159	0.7649	1.4716	1.1243
Pies	6.82	0.0923	0.0284	0.0753	0.327	0.000	0.334	0.8534	1.5197	0.8056
								4.6955	6.4593	3.2951

CENTRO DE GRAVEDAD E INERCIA DEL VEHÍCULO

Las características del chasis del vehículo se han calculado siguiendo un procedimiento análogo al descrito para calcular las características de los pasajeros. El proceso de cálculo que se muestra a continuación corresponde al vehículo sin conductor. Las masas consideradas son las siguientes:

Chasis: 815.36 kg
 Motor: 145.6 kg
 Cambio: 72.8 kg
 Depósito de combustible: 10 kg
 Masa puntual: 248 kg

Conocidas las dimensiones y la masa total del chasis, se calcula la masa de cada una de las partes a partir de su volumen y la densidad:

$$v_i = a_i \cdot b_i \cdot c_i \quad ; \quad V_t = \sum_{i=1}^3 v_i \quad ; \quad \rho = \frac{M_t}{V_t} \quad ; \quad m_i = \rho \cdot v_i$$

Conocidas las masas se pueden calcular las inercias individuales de cada una de las partes:

$$I_x = \frac{1}{12} \cdot m_i \cdot (b^2 + c^2) \quad ; \quad I_y = \frac{1}{12} \cdot m_i \cdot (a^2 + c^2) \quad ; \quad I_z = \frac{1}{12} \cdot m_i \cdot (a^2 + b^2)$$

Parte	Dimensiones de las partes [m]			Volumen [m ³]	Masa [kg]	Inercias individuales [kg·m ²]		
	Longitud (a)	Anchura (b)	Altura (c)			v_i	m_i	I_x
Suelo	4.545	1.567	0.050	0.356	226.04	46.2995	389.1910	435.3963
Frontal	0.050	1.567	0.785	0.062	39.06	10.0000	2.0159	8.0004
Capo	1.921	1.567	0.050	0.150	95.52	19.5660	29.3887	48.9149
Techo	1.576	1.567	0.050	0.123	78.37	16.0521	16.2335	32.2530
Separador D	0.050	1.567	0.785	0.062	39.06	10.0000	2.0159	8.0004
Separador T	0.050	1.567	0.393	0.031	19.53	4.2471	0.2550	4.0002
Trasera	0.050	1.567	0.785	0.062	39.06	10.0000	2.0159	8.0004
Maletero	1.049	1.567	0.050	0.082	52.15	10.6814	4.7891	15.4488
Lateral D	4.545	0.050	0.785	0.178	113.29	5.8473	200.8675	195.0674
Lateral I	4.545	0.050	0.785	0.178	113.29	5.8473	200.8675	195.0674
TOTAL				1.285	815.36			
ρ [kg/m³]					634.72			

Además también se han calculado las siguientes partes:

Parte	Dimensiones de las partes [m]			Volumen [m ³]	Masa [kg]	Inercias individuales [kg·m ²]		
	Longitud (a)	Anchura (b)	Altura (c)			v_i	m_i	I_x
Motor	0.730	0.360	0.680	---	145.60	7.1829	12.0763	8.0383
Cambio	0.590	0.290	0.340	---	72.80	1.2115	2.8131	2.6220
Depósito	0.670	1.067	0.200	---	10.00	0.9821	0.4074	1.3228
Masa puntual	0.00	0.00	0.00	---	248	0.00	0.00	0.00

Seguidamente se procede a calcular la posición del centro de gravedad. Tomando momentos en las tres direcciones principales:

$$M_x = m_i \cdot D_x \quad ; \quad M_y = m_i \cdot D_y \quad ; \quad M_z = m_i \cdot D_z$$

Parte	Masa [kg]	Posición CDG [m]			Momentos [kp·m]		
		D_x	D_y	D_z	M_x	M_y	M_z
Suelo	226.04	2.273	0.000	0.116	513.694	0.000	26.107
Frontal	39.06	0.000	0.000	0.568	0.000	0.000	22.173
Capo	95.52	0.960	0.000	0.960	91.739	0.000	91.739
Techo	78.37	2.709	0.000	1.814	212.274	0.000	142.184
Separador D	39.06	1.921	0.000	0.568	75.023	0.000	22.173
Separador T	19.53	3.497	0.000	0.371	68.286	0.000	7.252
Trasera	39.06	4.545	0.000	0.568	177.529	0.000	22.173
Maletero	52.15	4.021	0.000	0.960	209.681	0.000	50.082
Lateral D	113.29	2.273	0.517	0.568	257.470	58.584	64.316
Lateral I	113.29	2.273	-0.517	0.568	257.470	-58.584	64.316
Motor	145.60	0.860	0.000	0.565	125.216	0.000	82.264
Cambio	72.80	1.520	0.000	0.395	110.656	0.000	28.756
Depósito	10.00	4.153	0.000	0.325	41.530	0.000	3.250
Masa puntual	248.00	2.054	0.000	0.564	508.366	0.000	139.522
				Totales	2648.934	0.000	766.308

A través del sumatorio de los momentos obtenidos se calcula la posición del centro de gravedad del conjunto:

$$CDG_x = \frac{\sum M_x}{m} = 2.051 \quad CDG_y = \frac{\sum M_y}{m} = 0 \quad CDG_z = \frac{\sum M_z}{m} = 0.593$$

Las inercias totales se obtienen realizando el sumatorio de las inercias individuales referidas al centro de gravedad del conjunto. Esta operación se realiza aplicando el teorema de Steiner:

$$I_{xx} = \sum_{i=1}^3 (I_{x_i} + m_i \cdot \sqrt{d_{y_i}^2 + d_{z_i}^2}); \quad I_{yy} = \sum_{i=1}^3 (I_{y_i} + m_i \cdot \sqrt{d_{x_i}^2 + d_{z_i}^2}); \quad I_{zz} = \sum_{i=1}^3 (I_{z_i} + m_i \cdot \sqrt{d_{x_i}^2 + d_{y_i}^2})$$

Donde d_{x_i} , d_{y_i} , d_{z_i} representan las distancias de los centros de gravedad individuales (d_{cdg}) al centro de gravedad del conjunto (d_{CDG}) en cada una de las tres direcciones principales (x,y,z):

$$d_{\alpha} = d_{cdg} - d_{CDG}$$

Parte	Masa	Inercias individuales [kg·m ²]			Distancias entre centros de gravedad [m]			Inercias individuales respecto al CDG [kg·m ²]		
		I_x	I_y	I_z	d_{cdg_x}	d_{cdg_y}	d_{cdg_z}	I_{xx}	I_{yy}	I_{zz}
Suelo	226.04	46.2995	389.1910	435.3963	0.221	0.000	-0.478	97.9340	451.8870	446.4579
Frontal	39.06	10.0000	2.0159	8.0004	-2.051	0.000	-0.026	10.0259	166.4083	172.3669
Capo	95.52	19.5660	29.3887	48.9149	-1.091	0.000	0.367	32.4284	155.9494	162.6132
Techo	78.37	16.0521	16.2335	32.2530	0.657	0.000	1.221	132.8627	166.9039	66.1128
Separador D	39.06	10.0000	2.0159	8.0004	-0.131	0.000	-0.026	10.0259	2.7080	8.6666
Separador T	19.53	4.2471	0.2550	4.0002	1.445	0.000	-0.222	5.2104	42.0090	44.7908
Trasera	39.06	10.0000	2.0159	8.0004	2.494	0.000	-0.026	10.0259	244.9534	250.9120
Maletero	52.15	10.6814	4.7891	15.4488	1.970	0.000	0.367	17.7032	214.0940	217.7319
Lateral D	113.29	5.8473	200.8675	195.0674	0.221	0.517	-0.026	36.2171	206.4868	230.9062
Lateral I	113.29	5.8473	200.8675	195.0674	0.221	-0.517	-0.026	36.2171	206.4868	230.9062
Masa Ajuste	248	0.00	0.00	0.00	0.002	0.000	-0.030	0.22	0.22	0.00
								401.95	2148.51	2114.84

Para obtener el tensor completo de inercia es necesario calcular también los productos de inercia:

$$I_{xy} = m \cdot d_x \cdot d_y \quad ; \quad I_{yz} = m \cdot d_y \cdot d_z \quad ; \quad I_{xz} = m \cdot d_x \cdot d_z$$

Parte	Masa	Distancias entre centros de gravedad [m]			Inercias individuales respecto al CDG [kg·m ²]		
		d_{cdg_x}	d_{cdg_y}	d_{cdg_z}	I_{xy}	I_{yz}	I_{xz}
Suelo	226.04	0.221	0.000	-0.478	0.0000	0.0000	-23.8990
Frontal	39.06	-2.051	0.000	-0.026	0.0000	0.0000	2.0631
Capo	95.52	-1.091	0.000	0.367	0.0000	0.0000	-38.2417
Techo	78.37	0.657	0.000	1.221	0.0000	0.0000	62.8902
Separador D	39.06	-0.131	0.000	-0.026	0.0000	0.0000	0.1313
Separador T	19.53	1.445	0.000	-0.222	0.0000	0.0000	-6.2685
Trasera	39.06	2.494	0.000	-0.026	0.0000	0.0000	-2.5080
Maletero	52.15	1.970	0.000	0.367	0.0000	0.0000	37.6881
Lateral D	113.29	0.221	0.517	-0.026	12.9599	-1.5085	-0.6453
Lateral I	113.29	0.221	-0.517	-0.026	-12.9599	1.5085	-0.6453
Masa Ajuste	248	0.002	0.000	-0.030	0.00	0.00	-0.02
					0.00	0.00	37.52

La inercia cada una de las ruedas y conjunto del sistema de suspensión se ha aproximado a un cilindro de radio 0.33m y longitud 0.3 m y de masa 43.7 kg:

$$I_x = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 \quad ; \quad I_y = I_z = \frac{1}{12} \cdot m \cdot (3 \cdot r^2 + L^2)$$

Parte	Masa	Dimensiones [m]		Inercias [kg·m ²]		
		r	L	I_{xx}	I_{yy}	I_{zz}
Rueda	43.68	0.330	0.300	1.5168	2.3784	1.5168

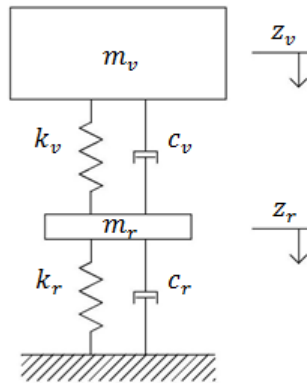
A partir de los datos obtenidos del vehículo y de los ocupantes, se han calculado cada una de las configuraciones de ensayo. Para ello se ha aplicado el teorema de Steiner considerando las siguientes coordenadas de las distintas partes:

Parte	Coordenada X	Coordenada Y	Coordenada Z
Conductor	2.36	-0.26	0.61
Pasajero delantero	2.36	0.26	0.61
Pasajero trasero izquierdo	3.27	-0.26	0.61
Pasajero trasero derecho	3.27	0.26	0.61
Depósito de combustible	4.153	0.000	0.325
Equipaje	4.10	0.00	0.58

CONSTANTES DE RIGIDEZ DE LA SUSPENSIÓN

Se ha planteado un sistema masa muelle amortiguador de 2 grados de libertad y se ha resuelto la ecuación de Lagrange:

$$\frac{\delta}{\delta t} \left(\frac{\delta T}{\delta \dot{x}} \right) - \frac{\delta T}{\delta x} + \frac{\delta V}{\delta x} + \frac{\delta R}{\delta \dot{x}} = Q$$



$$T = \frac{1}{2} \cdot m_v \cdot \dot{z}_v^2 + \frac{1}{2} \cdot m_r \cdot \dot{z}_r^2$$

$$V = \frac{1}{2} \cdot k_v \cdot (z_v - z_r)^2 + \frac{1}{2} \cdot k_r \cdot z_r^2$$

$$R = \frac{1}{2} \cdot c_v \cdot (\dot{z}_v - \dot{z}_r)^2 + \frac{1}{2} \cdot c_r \cdot \dot{z}_r^2$$

Operando se obtienen los términos de la ecuación:

$$\frac{\delta}{\delta t} \left(\frac{\delta T}{\delta \dot{z}_v} \right) = m_v \cdot \ddot{z}_v$$

$$\frac{\delta V}{\delta z_v} = k_v \cdot (z_v - z_r)$$

$$\frac{\delta R}{\delta \dot{z}_v} = c_v \cdot (\dot{z}_v - \dot{z}_r)$$

$$\frac{\delta}{\delta t} \left(\frac{\delta T}{\delta \dot{z}_r} \right) = m_r \cdot \ddot{z}_r$$

$$\frac{\delta V}{\delta z_r} = k_v \cdot (z_r - z_v) + k_r \cdot z_r$$

$$\frac{\delta R}{\delta \dot{z}_r} = c_v \cdot (\dot{z}_r - \dot{z}_v) + c_r \cdot \dot{z}_r$$

$$Q = 0$$

Ordenando los términos en forma matricial se obtiene:

$$\begin{bmatrix} m_v & 0 \\ 0 & m_r \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{z}_v \\ \ddot{z}_r \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_v & -c_v \\ -c_v & c_v + c_r \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{z}_v \\ \dot{z}_r \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_v & -k_v \\ -k_v & k_v + k_r \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} z_v \\ z_r \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Se plantea la ecuación característica:

$$| -w_n^2 \cdot [M] + [K] | = 0$$

Conocida la frecuencia natural deseada y la constante de rigidez de la rueda, se resuelve para obtener la constante de rigidez del muelle:

$$k_v = \frac{m_v \cdot w_n^2 \cdot (k_r - m_r \cdot w_n^2)}{k_r - (m_r + m_v) \cdot w_n^2}$$

Sustituyendo por sus valores se obtienen las constantes de rigidez:

Eje delantero:

$$\frac{384 \cdot 6.91^2 \cdot (265000 - 37 \cdot 6.91^2)}{265000 - (37 + 384) \cdot 6.91^2} = \mathbf{19700 \text{ N/m}}$$

Eje trasero:

$$\frac{314 \cdot 7.6^2 \cdot (265000 - 37 \cdot 7.6^2)}{265000 - (37 + 314) \cdot 7.6^2} = \mathbf{19500 \text{ N/m}}$$

NOTA: Se han empleado las masas medias de cada eje correspondientes a la configuración 1. Las frecuencias naturales empleadas son 1.1Hz en el eje delantero y 1.21Hz en el eje trasero (6.91 y 7.6 rad/s respectivamente).

CONSTANTES DE AMORTIGUAMIENTO

Conocidas las constantes de rigidez y las masas en cada eje, se pueden calcular las constantes de amortiguamiento para lograr un coeficiente de amortiguamiento determinado. Se ha empleado un coeficiente de amortiguamiento de 0.5.

Eje delantero:

$$2 \cdot 0.5 \cdot \sqrt{384 \cdot 19700} = \mathbf{2751 \frac{N \cdot s}{m}}$$

Eje trasero:

$$2 \cdot 0.5 \cdot \sqrt{314 \cdot 19500} = \mathbf{2475 \frac{N \cdot s}{m}}$$

BARRAS ESTABILIZADORAS

Se calcula la altura de cálculo del centro de gravedad teniendo en cuenta las configuraciones antibalaceo de los ejes delantero y trasero

$$h_{calc} = h_{CDG} - \left(\frac{h_{CDG}}{100} \cdot AR_F + \frac{d_F \cdot \left(\frac{h_{CDG}}{100} \cdot AR_R - \frac{h_{CDG}}{100} \cdot AR_F \right)}{d_{ejes}} \right)$$
$$0.56 - \left(\frac{0.56}{100} \cdot 6 + \frac{1.26 \cdot \left(\frac{0.56}{100} \cdot 20 - \frac{0.56}{100} \cdot 6 \right)}{2.81} \right) = \mathbf{0.49 \text{ m}}$$

Conocida la altura del centro de gravedad de cálculo y el gradiente de balanceo deseado se calcula la rigidez angular total requerida:

$$K_r = \frac{m_{susp} \cdot a_{lat} \cdot h_{CDG}}{\varphi}$$

$$\frac{1396 \cdot 9.81 \cdot 0.49}{0.08} = \mathbf{85635 \text{ N} \cdot \text{m/rad}}$$

Se establece un reparto de rigidez entre ejes de 60% en el eje delantero y 40% en el trasero:

$$K_{rf} = 85635 \cdot 0.6 = \mathbf{51381 \text{ N} \cdot \text{m/rad}}$$

$$K_{rr} = 85635 \cdot 0.4 = \mathbf{34254 \text{ N} \cdot \text{m/rad}}$$

Se calcula la parte de la rigidez aportada por los muelles de la suspensión

$$k_{r_{muelles}} = \frac{k_{muelle} \cdot A_v^2}{2}$$

Eje delantero

$$\frac{20000 \cdot 1.54^2}{2} = \mathbf{23840 \text{ N} \cdot \text{m/rad}}$$

Eje Trasero

$$\frac{19500 \cdot 1.59^2}{2} = \mathbf{24640 \text{ N} \cdot \text{m/rad}}$$

Substrayendo estos valores a la rigidez total se obtiene la rigidez requerida por las barras:

$$k_{r_{barra}} = k_{r_{total}} - k_{r_{muelles}}$$

Eje delantero:

$$51380 - 23840 = \mathbf{27540 \text{ N} \cdot \text{m/rad}}$$

Eje trasero:

$$34254 - 24640 = \mathbf{9605 N \cdot m/rad}$$

Dado que en el modelo las barras de torsión se han modelado cómo muelles lineales se deben convertir estos valores a sus equivalentes lineales:

$$k_{lineal} = 2 \cdot \frac{k_{r_{barra}}}{A_v^2}$$

Eje delantero

$$2 \cdot \frac{27540}{1.54^2} = \mathbf{23100 N/m}$$

Eje trasero

$$2 \cdot \frac{9605}{1.59^2} = \mathbf{7600 N/m}$$

ANEXO III: CÓDIGO FUENTE

MODELO DE NEUMÁTICOS (C++)

Neumáticos del lado izquierdo:

```
#include <math.h>
#include <float.h>
#include "slv_c_utils.h"

/*NOTAS

ESTRUCTURA DE LA VARIABLE sAdamsGforce:
struct sAdamsGforce
{
    int ID;           Id de adams del Gforce
    int NPAR;        Longitud de PAR (Lo suministra Adams)
    const double* PAR; Valores introducidos en "User Values" desde Adams
    int I;           Id del Marker sobre el que actúa la fuerza
    int RM;          Id del Marker del sist. de coordenadas de referencia
    int JFLOAT;      Id del marker de reacción (Ground)
}

VALORES QUE SE DEBEN PASAR DESDE ADAMS:
PAR[0]: Id del marker del sistema de referencia de la rueda en la mangueta
PAR[1]: Id del marker sobre el que gira la rueda
PAR[2]: Radio de la rueda sin carga [mm]
PAR[3]: Carga inicial (Fzo) [N]
PAR[4]: Ángulo de caída inicial [Grados]

SISTEMA DE UNIDADES EMPLEADO
Ángulo: [Grados] (Sexagesimales)
Tiempo: [seg]
Longitud: [m]
Fuerza: [N]

ABREVIATURAS EMPLEADAS
SC: Sistema de Coordenadas
CM: Centro de masas
*/

adams_c_Gfsub Gfsub; // Declaración de Gfsub: Requisito de solver

void Gfsub(const struct sAdamsGforce* gfo, double time, int dflag, int iflag,
           double* result)
{
    //DECLARACIÓN DE CONSTANTES Y VARIABLES
    double Fznom = 4700.; // Carga de referencia caracterizada
    // PARÁMETROS DEL NEUMÁTICO
    // CONSTANTES INFLUYENTES EN EL RADIO EFECTIVO:
    double Freff = 0.09; // High load stiffness
    double Breff = 4.90; // Low load stiffness
    double Dreff = 0.41; // Peak value

    // CONSTANTES INFLUYENTES EN FX:
    double PCX1 = 1.3178; // Factor de forma de la fuerza longitudinal
    double PDX2 = 0.063954; // Variación de  $\mu_x$  con Fz
    double PDX3 = 0.0; // Variación de  $\mu_x$  con el ángulo de caída
    double PKX2 = -0.037391; // Variación de la pendiente con Fz
    double PKX3 = 0.80348; // Exponente de variación de pendiente con Fz
    double PEX1 = 0.15798; // Factor de curvatura debe ser <=1

    // CONSTANTES INFLUYENTES EN FY:
    double PCY1 = 1.2676; // Factor de forma de la fuerza lateral
```

```

double PDY2 = -0.16748; // Variación de *mu_y con *Fz
double PDY3 = -0.43989; // Variación de *mu_y con el ángulo de caída
double PKY2 = 3.2658; // Fz a la que Kfy alcanza su valor máximo
double PKY3 = -0.0054467; // Variación de Kfy/Fznom con ángulo de caída
double PEY1 = -0.3442; // Factor de curvatura debe ser <=1

// CONSTANTES PASADAS DESDE ADAMS
double Ro = gfo->PAR[2]; // [mm] Radio de rueda sin carga
double Fzo = gfo->PAR[3]; // [N] Carga de referencia real
double Phi_0 = gfo->PAR[4]; // [GRADOS] Ángulo de caída inicial
double k = gfo->PAR[5]; // [N/mm] Coeficiente de rigidez
double c = gfo->PAR[6]; // [N*s/mm] Coeficiente de amortiguamiento
double PDX1 = gfo->PAR[7]; // Coef de fricción (mu) en dirección X
double PKX1 = gfo->PAR[8]; // Longitudinal slip stiffness
double PDY1 = gfo->PAR[9]; // Coef de fricción (mu) en dirección Y
double PKY1 = gfo->PAR[10]; // Lateral slip stiffness

// VARIABLES DEL NEUMÁTICO
double AFzo; // Factor de escala de Fzo/Fznom
double Re; // Radio efectivo
double Phi; // Ángulo de caída
double Pos_Z; // Posición
double P; // Penetración
double Vel_G[3]; // Velocidad de translación en XYZ Global
double Vel_L[3]; // Velocidad de translación en XYZ Local
double w; // Velocidad angular
double Ang; // Angulo de camber
double Fx; // Fuerza resultante en X
double Fy; // Fuerza resultante en Y
double My; // Momento resultante en y

// CONSTANTES Y VARIABLES GENERALES Y AUXILIARES DE CÁLCULO
int Hub_RM = (int)gfo->PAR[0]; // Marker Id de la mangueta
int Bearing_RM = (int)gfo->PAR[1]; // Marker Id sobre el que gira la rueda
int Wheel_RM = (int)gfo->I; // Marker Id del CM de la rueda
int Fix_RM = (int)gfo->RM; // Marker Id del SC fijo
int ipar4[4]; // Parámetros para llamar a "sysary" y "sysfnc"
int ipar3[3]; // Parámetros para llamar a "sysary" y "sysfnc"
int ipar2[2]; // Parámetros para llamar a "sysary" y "sysfnc"
int nstates; // Tamaño del vector devuelto por "sysary"
int errflg; // '1' si "sysary" o "sysfnc" producen error
double Slip_X = 0.;
double Slip_Y = 0.;
double mu; // Coeficiente de fricción
double Fz; // Fuerza vertical
double dFz; // Incremento de fuerza vertical
double B; // Stiffness factor
double Dx; // Peak factor Fx
double Dy; // Peak factor Fy
double K; // Slip Stiffness
double Cos_Camber[3]; // Cosenos directores del ángulo de caída
double aux1; // Variable auxiliar de cálculo
double aux2; // Variable auxiliar de cálculo
double F; // Variable auxiliar de cálculo
double Fmax; // Variable auxiliar de cálculo
double angF; // Angulo entre las fuerzas Fx y Fy
double PI = 3.14159265;
double cos45 = cos(45.*PI/180.); // Coseno de 45° en radianes

//OBTENCIÓN DE VALORES DE VARIABLES DESDE ADAMS

// VELOCIDAD DE LA RUEDA EN COORDENADAS GLOBALES
// Definición del sistema de coordenadas
ipar4[0] = Wheel_RM; // Marker Id a medir
ipar4[1] = Fix_RM; // Marker Id respecto al cual se mide
ipar4[2] = Fix_RM; // Marker Id sobre el que expresar resultados
ipar4[3] = Fix_RM;
// Obtención de las medidas
c_sysary("TVEL", ipar4, 4, Vel_G, &nstates, &errflg);
// Comprobación de errores

```



```

    c_errmes(errflg, "Error calling SYSARY for TVEL", gfo->ID, "STOP");

// POSICIÓN EN Z LA RUEDA EN COORDENADAS GLOBALES
// Definición del sistema de coordenadas
    ipar3[0] = Wheel_RM;           // Marker Id a medir
    ipar3[1] = Fix_RM;           // Marker Id respecto al cual se mide
    ipar3[2] = Fix_RM;           // Marker Id sobre el que expresar resultados
// Obtención de las medidas
    c_sysfnc("DZ", ipar3, 3, &Pos_Z , &errflg);
// Comprobación de errores
    c_errmes(errflg, "Error calling SYSFNC for DZ", gfo->ID, "STOP");

// VELOCIDAD ANGULAR DE LA RUEDA (w)
// Definición del sistema de coordenadas
    ipar3[0] = Wheel_RM;
    ipar3[1] = Bearing_RM;
    ipar3[2] = Bearing_RM;
// Obtención de las medidas
    c_sysfnc("WZ", ipar3, 3, &w , &errflg);
// Comprobación de errores
    c_errmes(errflg, "Error calling SYSFNC for DZ", gfo->ID, "STOP");

// COSENOS DE EJE VERTICAL RESPECTO SC EN LA MANGUETA
// Definición del sistema de coordenadas
    ipar2[0] = Fix_RM;           // Marker Id a medir
    ipar2[1] = Hub_RM;           // Marker Id respecto al cual se mide
// Obtención de las medidas
    c_sysary("UVZ", ipar2, 2, Cos_Camber, &nstates, &errflg);
// Comprobación de errores
    c_errmes(errflg, "Error calling SYSARY for UVZ", gfo->ID, "STOP");

// ORIENTACIÓN DE LA RUEDA EN SC GLOBAL
// Obtención de las medidas
    c_sysfnc("AZ", ipar2, 2, &Ang , &errflg);
// Comprobación de errores
    c_errmes(errflg, "Error calling SYSFNC for AZ", gfo->ID, "STOP");

//CÁLCULOS
    Ang = -Ang;
    w = -w; // SC "apunta" hacia la derecha del vehiculo

// INPUTS DE LA "MAGIC FORMULA"
// Cálculo de la fuerza vertical
    P = Pos_Z + Ro; // Penetración del neumático
    Fz = k*P + c* Vel_G[2]; // Fuerza vertical
    Fz = Fz*(0.5 + Fz/(2.*sqrt(pow(Fz,2)+0.01))); // Evitar valores negativos
    dFz = (Fz - Fzo) / Fzo;
// Radio efectivo
    Re = Ro-(Fznom/k)*(Freff*(Fz/Fznom)+Dreff*atan(Breff*(Fz/Fznom)));
// Caída: Caída inicial*(Paso a RAD) + incremento de caída
    Phi = Phi_0*(PI/180.) - atan(Cos_Camber[1]/Cos_Camber[2]);
// Transformación de la velocidad a coordenadas locales
    Vel_L[0] = cos(Ang)*Vel_G[0] + sin(Ang)*Vel_G[1];
    Vel_L[1] = -sin(Ang)*Vel_G[0] + cos(Ang)*Vel_G[1];
    Vel_L[2] = Vel_G[2];
// Acondicionamiento de variables manteniendo continuidad
    aux1 = sqrt(Vel_L[0]*Vel_L[0]+0.0001);
// "Slip quanties"
    Slip_X = ((Re*w) - Vel_L[0]) / aux1; // (Vx-w*Re)/Vx
    Slip_Y = Vel_L[1] / aux1; // Vy/abs(Vx)

// CÁLCULO DE FUERZA EN X:
// Fuerza máxima
    mu = (PDX1 + (PDX2*dFz))*(1. - (PDX3*(Phi*Phi)));
    Dx = mu*Fz;
// Acondicionamiento de variables
    Dx = sqrt(Dx*Dx+0.0001);
// Slip stiffness
    K = Fz*(PKX1 + PKX2*dFz) * exp(PKX3*dFz);
// Stiffness factor

```

```

    B = K/(PCX1*Dx);
// Fuerza resultante en eje x
    Fx = Dx*sin(PCX1*atan(B*Slip_X - PEX1*(B*Slip_X - atan(B*Slip_X))));

// CÁLCULO DE FUERZA EN Y:
// Fuerza máxima
    mu = (PDY1 + PDY2*dFz)*(1. - PDY3*Phi*Phi);
    Dy = mu*Fz;
// Acondicionamiento de variables
    Dy = sqrt(Dy*Dy+0.0001);
// Slip stiffness
    K = PKY1*Fzo*sin(2.*atan(Fz / (PKY2*Fzo)))*(1. - PKY3*abs(Phi));
// Stiffness factor
    B = K/(PCY1*Dy);
// Fuerza resultante en eje x
    Fy = Dy*sin(PCY1*atan(B*Slip_Y - PEY1*(B*Slip_Y - atan(B*Slip_Y))));

// COMBINED SLIP
// Acondicionamiento de variables
    aux1 = sqrt(Fx*Fx+0.0001);
    aux2 = sqrt(Fy*Fy+0.0001);
    angF = atan(aux2/aux1); // Angulo entre Fx y Fy

// Relación para lograr el friction circle
    Fmax = (angF*(Dy-Dx)+0.5*PI*Dx)/(0.5*PI); // Interpolación Fmax de Fx y Fy
    F = sqrt(aux1*aux1+aux2*aux2); // Fuerza actual
    aux1 = sqrt((Fmax/F)*(Fmax/F)); // Relacion Fmax/Factual
// Limitar a 1 el valor máximo de Fmax/Factual:
    aux2 = 1.+(aux1-1.)*(0.5-0.5*(aux1-1.)/sqrt(((aux1-1.)*(aux1-1.))+0.0001));
// Fx y Fy finales
    Fx = Fx*aux2;
    Fy = Fy*aux2;

// PAR DE GIRO
    My = Fx * Re;

// RESULTADOS DEVUELTOS A ADAMS
// Fuerzas rotadas a SC global
    result[0] = cos(Ang)*Fx - sin(Ang)*Fy;
    result[1] = sin(Ang)*Fx + cos(Ang)*Fy;
    result[2] = -Fz;
// Momentos
    result[3] = -sin(Ang)*My;
    result[4] = cos(Ang)*My;
    result[5] = sin(Phi+10*PI/180.)*My;
}

```

Neumáticos del lado derecho:

```

#include <math.h>
#include <float.h>
#include "slv_c_utils.h"

```

/*NOTAS

ESTRUCTURA DE LA VARIABLE sAdamsGforce:

```

struct sAdamsGforce
{
    int ID; // Id de adams del Gforce
    int NPAR; // Longitud de PAR (Lo suministra Adams)
    const double* PAR; // Valores introducidos en "User Values" desde Adams
    int I; // Id del Marker sobre el que actúa la fuerza
    int RM; // Id del Marker del sist. de coordenadas de referencia
    int JFLOAT; // Id del marker de reacción (Ground)
}

```

VALORES QUE SE DEBEN PASAR DESDE ADAMS:

```

PAR[0]: Id del marker del sistema de referencia de la rueda en la mangueta
PAR[1]: Id del marker sobre el que gira la rueda
PAR[2]: Radio de la rueda sin carga [mm]
PAR[3]: Carga inicial (Fzo) [N]
PAR[4]: Ángulo de caída inicial [Grados]

```

```

SISTEMA DE UNIDADES EMPLEADO
Ángulo: [Grados] (Sexagesimales)
Tiempo: [seg]
Longitud: [m]
Fuerza: [N]

```

```

ABREVIATURAS EMPLEADAS
SC: Sistema de Coordinadas
CM: Centro de masas

```

```
*/
```

```

adams_c_Gfsub Gfsub; // Declaración de Gfsub: Requisito de solver
void Gfsub(const struct sAdamsGforce* gfo, double time, int dflag, int iflag,
double* result)
{
//DECLARACIÓN DE CONSTANTES Y VARIABLES
double Fznom = 4700.; // Carga de referencia caracterizada
// PARÁMETROS DEL NEUMÁTICO
// CONSTANTES INFLUYENTES EN EL RADIO EFECTIVO:
double Freff = 0.09; // High load stiffness
double Breff = 4.90; // Low load stiffness
double Dreff = 0.41; // Peak value

// CONSTANTES INFLUYENTES EN FX:
double PCX1 = 1.3178; // Factor de forma de la fuerza longitudinal
double PDX2 = 0.063954; // Variación de mu_x con Fz
double PDX3 = 0.0; // Variación de mu_x con el ángulo de caída
double PKX2 = -0.037391; // Variación de la pendiente con Fz
double PKX3 = 0.80348; // Exponente de variación de pendiente con Fz
double PEX1 = 0.15798; // Factor de curvatura debe ser <=1

// CONSTANTES INFLUYENTES EN FY:
double PCY1 = 1.2676; // Factor de forma de la fuerza lateral
double PDY2 = -0.16748; // Variación de *mu_y con *Fz
double PDY3 = -0.43989; // Variación de *mu_y con el ángulo de caída
double PKY2 = 3.2658; // Fz a la que Kfy alcanza su valor máximo
double PKY3 = -0.0054467; // Variación de Kfy/Fznom con ángulo de caída
double PEY1 = -0.3442; // Factor de curvatura debe ser <=1

// CONSTANTES PASADAS DESDE ADAMS
double Ro = gfo->PAR[2]; // [mm] Radio de rueda sin carga
double Fzo = gfo->PAR[3]; // [N] Carga de referencia real
double Phi_0 = gfo->PAR[4]; // [GRADOS] Ángulo de caída inicial
double k = gfo->PAR[5]; // [N/mm] Coeficiente de rigidez
double c = gfo->PAR[6]; // [N*s/mm] Coeficiente de amortiguamiento
double PDX1 = gfo->PAR[7]; // Coef de fricción (mu) en dirección X
double PKX1 = gfo->PAR[8]; // Longitudinal slip stiffness
double PDY1 = gfo->PAR[9]; // Coef de fricción (mu) en dirección Y
double PKY1 = gfo->PAR[10]; // Lateral slip stiffness

// VARIABLES DEL NEUMÁTICO
double AFzo; // Factor de escala de Fzo/Fznom
double Re; // Radio efectivo
double Phi; // Ángulo de caída
double Pos_Z; // Posición
double P; // Penetración
double Vel_G[3]; // Velocidad de translación en XYZ Global
double Vel_L[3]; // Velocidad de translación en XYZ Local
double w; // Velocidad angular
double Ang; // Angulo de camber
double Fx; // Fuerza resultante en X
double Fy; // Fuerza resultante en Y
double My; // Momento resultante en y

```

```

// CONSTANTES Y VARIABLES GENERALES Y AUXILIARES DE CÁLCULO
int Hub_RM      = (int)gfo->PAR[0]; // Marker Id de la mangueta
int Bearing_RM = (int)gfo->PAR[1]; // Marker Id sobre el que gira la rueda
int Wheel_RM   = (int)gfo->I;      // Marker Id del CM de la rueda
int Fix_RM     = (int)gfo->RM;     // Marker Id del SC fijo
int ipar4[4]; // Parámetros para llamar a "sysary" y "sysfnc"
int ipar3[3]; // Parámetros para llamar a "sysary" y "sysfnc"
int ipar2[2]; // Parámetros para llamar a "sysary" y "sysfnc"
int nstates;  // Tamaño del vector devuelto por "sysary"
int errflg;   // '1' si "sysary" o "sysfnc" producen error
double Slip_X = 0.;
double Slip_Y = 0.;
double mu; // Coeficiente de fricción
double Fz; // Fuerza vertical
double dFz; // Incremento de fuerza vertical
double B; // Stiffness factor
double Dx; // Peak factor Fx
double Dy; // Peak factor Fy
double K; // Slip Stiffness
double Cos_Camber[3]; // Cosenos directores del ángulo de caída
double aux1; // Variable auxiliar de calculo
double aux2; // Variable auxiliar de cálculo
double F; // Variable auxiliar de cálculo
double Fmax; // Variable auxiliar de cálculo
double angF; // Angulo entre las fuerzas Fx y Fy
double PI = 3.14159265;
double cos45 = cos(45.*PI/180.); // Coseno de 45° en radianes

//OBTENCIÓN DE VALORES DE VARIABLES DESDE ADAMS

// VELOCIDAD DE LA RUEDA EN COORDENADAS GLOBALES
// Definición del sistema de coordenadas
ipar4[0] = Wheel_RM; // Marker Id a medir
ipar4[1] = Fix_RM; // Marker Id respecto al cual se mide
ipar4[2] = Fix_RM; // Marker Id sobre el que expresar resultados
ipar4[3] = Fix_RM;
// Obtención de las medidas
c_sysary("TVEL", ipar4, 4, Vel_G, &nstates, &errflg);
// Comprobación de errores
c_errmes(errflg, "Error calling SYSARY for TVEL", gfo->ID, "STOP");

// POSICIÓN EN Z LA RUEDA EN COORDENADAS GLOBALES
// Definición del sistema de coordenadas
ipar3[0] = Wheel_RM; // Marker Id a medir
ipar3[1] = Fix_RM; // Marker Id respecto al cual se mide
ipar3[2] = Fix_RM; // Marker Id sobre el que expresar resultados
// Obtención de las medidas
c_sysfnc("DZ", ipar3, 3, &Pos_Z, &errflg);
// Comprobación de errores
c_errmes(errflg, "Error calling SYSFNC for DZ", gfo->ID, "STOP");

// VELOCIDAD ANGULAR DE LA RUEDA (w)
// Definición del sistema de coordenadas
ipar3[0] = Wheel_RM;
ipar3[1] = Bearing_RM;
ipar3[2] = Bearing_RM;
// Obtención de las medidas
c_sysfnc("WZ", ipar3, 3, &w, &errflg);
// Comprobación de errores
c_errmes(errflg, "Error calling SYSFNC for WZ", gfo->ID, "STOP");

// COSENOS DE EJE VERTICAL RESPECTO SC EN LA MANGUETA
// Definición del sistema de coordenadas
ipar2[0] = Fix_RM; // Marker Id a medir
ipar2[1] = Hub_RM; // Marker Id respecto al cual se mide
// Obtención de las medidas
c_sysary("UVZ", ipar2, 2, Cos_Camber, &nstates, &errflg);
// Comprobación de errores
c_errmes(errflg, "Error calling SYSARY for UVZ", gfo->ID, "STOP");

```

```

// ORIENTACIÓN DE LA RUEDA EN SC GLOBAL
// Obtención de las medidas
c_sysfnc("AZ", ipar2, 2, &Ang, &errflg);
// Comprobación de errores
c_errmes(errflg, "Error calling SYSFNC for AZ", gfo->ID, "STOP");

//CÁLCULOS
Ang = -Ang;
w = -w; // SC "apunta" hacia la derecha del vehiculo

// INPUTS DE LA "MAGIC FORMULA"
// Cálculo de la fuerza vertical
P = Pos_Z + Ro; // Penetración del neumático
Fz = k*P + c* Vel_G[2]; // Fuerza vertical
Fz = Fz*(0.5 + Fz/(2.*sqrt(pow(Fz,2)+0.01))); // Evitar valores negativos
dFz = (Fz - Fzo) / Fzo;
// Radio efectivo
Re = Ro-(Fznom/k)*(Freff*(Fz/Fznom)+Dreff*atan(Breff*(Fz/Fznom)));
// Caída: Caída inicial*(Paso a RAD) + incremento de caída
Phi = Phi_0*(PI/180.) + atan(Cos_Camber[1]/Cos_Camber[2]);
// Transformación de la velocidad a coordenadas locales
Vel_L[0] = cos(Ang)*Vel_G[0] + sin(Ang)*Vel_G[1];
Vel_L[1] = -sin(Ang)*Vel_G[0] + cos(Ang)*Vel_G[1];
Vel_L[2] = Vel_G[2];
// Acondicionamiento de variables manteniendo continuidad
aux1 = sqrt(Vel_L[0]*Vel_L[0]+0.0001);
// "Slip quantities"
Slip_X = ((Re*w) - Vel_L[0]) / aux1; // (Vx-w*Re)/Vx
Slip_Y = Vel_L[1] / aux1; // Vy/abs(Vx)

// CÁLCULO DE FUERZA EN X:
// Fuerza máxima
mu = (PDX1 + (PDX2*dFz))*(1. - (PDX3*(Phi*Phi)));
Dx = mu*Fz;
// Acondicionamiento de variables
Dx = sqrt(Dx*Dx+0.0001);
// Slip stiffness
K = Fz*(PKX1 + PKX2*dFz) * exp(PKX3*dFz);
// Stiffness factor
B = K/(PCX1*Dx);
// Fuerza resultante en eje x
Fx = Dx*sin(PCX1*atan(B*Slip_X - PEX1*(B*Slip_X - atan(B*Slip_X))));

// CÁLCULO DE FUERZA EN Y:
// Fuerza máxima
mu = (PDY1 + PDY2*dFz)*(1. - PDY3*Phi*Phi);
Dy = mu*Fz;
// Acondicionamiento de variables
Dy = sqrt(Dy*Dy+0.0001);
// Slip stiffness
K = PKY1*Fzo*sin(2.*atan(Fz / (PKY2*Fzo)))*(1. - PKY3*abs(Phi));
// Stiffness factor
B = K/(PCY1*Dy);
// Fuerza resultante en eje x
Fy = Dy*sin(PCY1*atan(B*Slip_Y - PEY1*(B*Slip_Y - atan(B*Slip_Y))));

// COMBINED SLIP
// Acondicionamiento de variables
aux1 = sqrt(Fx*Fx+0.0001);
aux2 = sqrt(Fy*Fy+0.0001);
angF = atan(aux2/aux1); // Angulo entre Fx y Fy

// Relación para lograr el friction circle
Fmax = (angF*(Dy-Dx)+0.5*PI*Dx)/(0.5*PI); // Interpolación Fmax de Fx y Fy
F = sqrt(aux1*aux1+aux2*aux2); // Fuerza actual (Valor Abs.)
aux1 = sqrt((Fmax/F)*(Fmax/F)); // Relacion Fmax/Factual
// Limitar a 1 el valor máximo de Fmax/Factual:
aux2 = 1.+(aux1-1.)*(0.5-0.5*(aux1-1.)/sqrt(((aux1-1.)*(aux1-1.))+0.0001));
// Fx y Fy finales

```

```
Fx = Fx*aux2;
Fy = Fy*aux2;

// PAR DE GIRO
My = Fx * Re;

// RESULTADOS DEVUELTOS A ADAMS
// Fuerzas rotadas a SC global
result[0] = cos(Ang)*Fx - sin(Ang)*Fy;
result[1] = sin(Ang)*Fx + cos(Ang)*Fy;
result[2] = -Fz;
// Momentos
result[3] = -sin(Ang)*My;
result[4] = cos(Ang)*My;
result[5] = sin(-Phi-10*PI/180.)*My;

}
```

CÓDIGO PARA IMPORTAR RESULTADOS A EXCEL (.VBA)

```
Sub Importar()

    Application.ScreenUpdating = False
    Application.DisplayAlerts = False

    Dim ruta As String
    Dim nombre As String
    Dim A As String
    Dim B As String
    Dim n_elim As Integer
    Dim vector() As Object
    Dim time_cero As Double
    Dim filas As Integer
    Dim C As Integer
    Dim i As Integer
    Dim j As Integer

    A = Hoja1.TextBox1.Text
    B = Hoja1.TextBox2.Text
    Canal_Ref = Range("c7")
    ruta = A & "\" & B
    C = Sheets.Count - 1

    Sheets.Add(After:=Sheets(Sheets.Count))
    Sheets(Sheets.Count).Select()
    ActiveSheet.Name = "Datos"

    With ActiveSheet.QueryTables.Add(Connection:= _
        "TEXT;" & ruta, Destination:=Range("Datos!$A$1"))
        .Name = "Datos_" & C
        .FieldNames = True
        .RowNumbers = False
        .FillAdjacentFormulas = False
        .PreserveFormatting = True
        .RefreshOnFileOpen = False
        .RefreshStyle = xlInsertDeleteCells
        .SavePassword = False
        .SaveData = True
        .AdjustColumnWidth = True
        .RefreshPeriod = 0
        .TextFilePromptOnRefresh = False
        .TextFilePlatform = 850
        .TextFileStartRow = 1
        .TextFileParseType = xlDelimited
        .TextFileTextQualifier = xlTextQualifierDoubleQuote
        .TextFileConsecutiveDelimiter = False
        .TextFileTabDelimiter = True
        .TextFileSemicolonDelimiter = False
        .TextFileCommaDelimiter = False
        .TextFileSpaceDelimiter = False
        .TextFileColumnDataTypes = Array(1, 1, 1, 1, 1)
        .TextFileTrailingMinusNumbers = True
        .Refresh(BackgroundQuery:=False)
    End With
    ActiveSheet.Name = "Datos_" & C

    ActiveWorkbook.Connections(1).Delete()

    Cells(8, 1).Select()
    Range(Selection, Selection.End(xlDown)).Select()
    filas = Selection.Count
    Selection.Copy()

    Sheets.Add(After:=Sheets(Sheets.Count))
```

```

Sheets(Sheets.Count).Select()
ActiveSheet.Name = "Test_" & C

Sheets("Test_" & C).Select()
Cells(1, 1).Value = "Time"
nombre = Cells(1, 1).Value
Cells(2, 1).Select()
ActiveSheet.Paste()
Cells(1, 1).Select()
'Range(Selection, Selection.End(xlDown)).Select
'Selection.CreateNames Top:=True, Left:=False, Bottom:=False, Right:=False
ActiveWorkbook.Worksheets("Test_" & C).Names.Add(Name:= _
    nombre, RefersToR1C1:="=Test_" & C & "!R2C1:R" & filas + 1 & "C1")

i = 0
j = 2

Do While i <= 20

    Sheets("Datos_" & C).Select()
    Cells(5 + (filas + 9) * i, 1).Select()
    If ActiveCell.Value = "" Then Exit Do
    Cells(5 + (filas + 9) * i, 1).Value = LTrim(Cells(5 + (filas + 9) * i,
1).Value)
    A = Selection.Value
    Cells(8 + (filas + 9) * i, 2).Select()
    Range(Selection, Selection.End(xlDown)).Copy()

    Sheets("Test_" & C).Select()
    Cells(1, j).Value = A
    Cells(2, j).Select()
    ActiveSheet.Paste()
    Cells(1, j).Select()
    'Range(Selection, Selection.End(xlDown)).Select
    'Selection.CreateNames Top:=True, Left:=False, Bottom:=False, Right:=False
    ActiveWorkbook.Worksheets("Test_" & C).Names.Add(Name:= _
        A, RefersToR1C1:="=Test_" & C & "!R2C" & j & ":R" & filas + 1 & "C" & j)

    Sheets("Menu").Select()
    Cells(17 + i, 2).Value = A

    i = i + 1
    j = j + 1

Loop

Sheets("Datos_" & C).Delete()

Sheets("Test_" & C).Select()
Cells.Select()
Selection.NumberFormat = "General"

Rows("1:1").Select()
Selection.RowHeight = 60
With Selection
    .HorizontalAlignment = xlCenter
    .VerticalAlignment = xlCenter
    .WrapText = True
    .Orientation = 0
    .AddIndent = False
    .IndentLevel = 0
    .ShrinkToFit = False
    .ReadingOrder = xlContext
    .MergeCells = False
End With

i = 1
Do While Range(Canal_Ref).Rows(i).Value <> ""

```



```
    If Range(Canal_Ref).Rows(i).Value = 0 Then
        Rows(i + 1).EntireRow.Delete()
        i = i - 1
    End If
    i = i + 1
Loop

Range("A1").Select()
Sheets("Menu").Select()
Range("A1").Select()

Application.ScreenUpdating = True
Application.DisplayAlerts = True

End Sub
```

CÓDIGO PARA CREAR NUEVOS CANALES MATEMÁTICOS (.VBA)

```
Sub Crear_formulas()

    Application.ScreenUpdating = False
    Application.DisplayAlerts = False

    Dim FORMULA As String
    Dim canal As String
    Dim n As Integer
    Dim f As Integer
    Dim C As Integer
    Dim i As Integer
    Dim j As Integer
    Dim k As Integer

    FORMULA = Hoja1.TextBox3.Text
    canal = Hoja1.TextBox4.Text

    For i = 1 To 2
        For j = 1 To 4
            Cells(16 + j, 4 + i).Select()
            If ActiveCell.Value <> "" Then

                n = ActiveCell.Value
                Sheets("Test_" & n).Select()
                Cells(1, 1).Select()
                Range(Selection, Selection.End(xlToRight)).Select()
                C = Selection.Count
                Cells(1, 1).Select()
                Range(Selection, Selection.End(xlDown)).Select()
                f = Selection.Count

                Cells(1, C + 1).Value = canal
                Cells(2, C + 1).FormulaLocal = FORMULA
                Cells(2, C + 1).AutoFill(Destination:=Range(Cells(2, C + 1), Cells(f, C
+ 1)))

                Cells(2, C + 1).Select()
                Range(Selection, Selection.End(xlDown)).Select()
                Selection.Copy()
                Cells(2, C + 1).PasteSpecial(Paste:=xlPasteValues, Operation:=xlNone,
SkipBlanks _
                :=False, Transpose:=False)
                Cells(1, C + 1).Select()
                Application.CutCopyMode = False
                'Range(Selection, Selection.End(xlDown)).Select
                'Selection.CreateNames Top:=True, Left:=False, Bottom:=False,
Right:=False

                ActiveWorkbook.Worksheets("Test_" & n).Names.Add(Name:= _
                canal, RefersToR1C1:="=Test_" & n & "!R2C" & C + 1 & ":R" & f & "C"
& C + 1)

                Range("A1").Select()

                Sheets("Menu").Select()
            End If
        Next j
    Next i
    Sheets("Menu").Select()
    Range("B16").Select()
    Selection.End(xlDown).Select()
    ActiveCell.Offset(1, 0).Value = canal

    Range("A1").Select()
```

```
Application.ScreenUpdating = True  
Application.DisplayAlerts = True
```

```
End Sub
```

CÓDIGO PARA AJUSTAR CURVAS Y OBTENER DERIVADA (.VBA)

```
Sub Estimacion_linial()

    Application.ScreenUpdating = False
    Application.DisplayAlerts = False

    Dim canalX As String
    Dim canalY As String
    Dim nombre As String
    Dim n As Integer
    Dim f As Integer
    Dim C As Integer
    Dim i As Integer
    Dim j As Integer
    Dim k As Integer

    Dim coefA As Double
    Dim coefB As Double
    Dim coefC As Double
    Dim coefD As Double
    Dim coefE As Double
    Dim coefF As Double
    Dim coefG As Double

    canalX = Hoja1.TextBox5.Text
    canalY = Hoja1.TextBox6.Text

    For i = 1 To 2
        For j = 1 To 4
            Cells(8 + j, 7 + i).Select()
            If ActiveCell.Value <> "" Then
                n = ActiveCell.Value
                Sheets("Test_" & n).Select()
                Application.Goto(Reference:=canalX)
                Selection.Copy()
                Sheets("Menu").Select()
                Range("G20").Value = canalX
                Range("G21").Select()
                ActiveSheet.Paste()

                Sheets("Test_" & n).Select()
                Application.Goto(Reference:=canalY)
                Selection.Copy()
                Sheets("Menu").Select()
                Range("M20").Value = canalY
                Range("M21").Select()
                ActiveSheet.Paste()

                Range("G21").Select()
                Range(Selection, Selection.End(xlDown)).Select()
                f = Selection.Count
                f = f + 20

                Range("H21").Select()
                ActiveCell.FormulaR1C1 = "=RC[-1]^2"
                Range("I21").Select()
                ActiveCell.FormulaR1C1 = "=RC[-2]^3"
                Range("J21").Select()
                ActiveCell.FormulaR1C1 = "=RC[-3]^4"
                Range("K21").Select()
                ActiveCell.FormulaR1C1 = "=RC[-4]^5"
                Range("L21").Select()
                ActiveCell.FormulaR1C1 = "=RC[-5]^6"
                Range("H21:L21").Select()
                Selection.AutoFill(Destination:=Range("H21:L" & f))
            End If
        Next j
    Next i
End Sub
```

```

Calculate()

Range("K8").Select()
ActiveCell.FORMULA = "=INDEX(LINEST(M21:M" & f & ",G21:L" & f & "),7)"
Range("K9").Select()
ActiveCell.FORMULA = "=INDEX(LINEST(M21:M" & f & ",G21:L" & f & "),6)"
Range("K10").Select()
ActiveCell.FORMULA = "=INDEX(LINEST(M21:M" & f & ",G21:L" & f & "),5)"
Range("K11").Select()
ActiveCell.FORMULA = "=INDEX(LINEST(M21:M" & f & ",G21:L" & f & "),4)"
Range("K12").Select()
ActiveCell.FORMULA = "=INDEX(LINEST(M21:M" & f & ",G21:L" & f & "),3)"
Range("K13").Select()
ActiveCell.FORMULA = "=INDEX(LINEST(M21:M" & f & ",G21:L" & f & "),2)"
Range("K14").Select()
ActiveCell.FORMULA = "=INDEX(LINEST(M21:M" & f & ",G21:L" & f & "),1)"

Calculate()

Range("N21").Select()
ActiveCell.FormulaR1C1 = _
    "=R8C11+R9C11*RC[-7]+R10C11*RC[-6]+R11C11*RC[-5]+R12C11*RC[-
4]+R13C11*RC[-3]+R14C11*RC[-2]"
Range("O21").Select()
ActiveCell.FormulaR1C1 = _
    "=R9C11+R10C11*RC[-8]+R11C11*RC[-7]+R12C11*RC[-6]+R13C11*RC[-
5]+R14C11*RC[-4]"
Range("N21:O21").Select()
Selection.AutoFill(Destination:=Range("N21:O" & f))

Calculate()

coefA = Range("K8").Value
coefB = Range("K9").Value
coefC = Range("K10").Value
coefD = Range("K11").Value
coefE = Range("K12").Value
coefF = Range("K13").Value
coefG = Range("K14").Value
f = f - 20

Range("N21").Select()
Range(Selection, Selection.End(xlDown)).Select()
Selection.Copy()
Sheets("Test_" & n).Select()
Cells(1, 1).Select()
Range(Selection, Selection.End(xlToRight)).Select()
C = Selection.Count
Cells(1, C + 1).Value = "Polinmica_" & canalY & "_respecto_" & canalX
Cells(2, C + 1).PasteSpecial(Paste:=xlPasteValues, Operation:=xlNone,
SkipBlanks _
    :=False, Transpose:=False)
Cells(1, C + 1).Select()
nombre1 = ActiveCell.Value
ActiveWorkbook.Worksheets("Test_" & n).Names.Add(Name:= _
    nombre, RefersToR1C1:="=Test_" & n & "!R2C" & C + 1 & ":R" & f + 1
& "C" & C + 1)

Cells(f + 2, C + 1).Value = "Coeficientes:"
Cells(f + 3, C + 1).Value = coefA
Cells(f + 4, C + 1).Value = coefB
Cells(f + 5, C + 1).Value = coefC
Cells(f + 6, C + 1).Value = coefD
Cells(f + 7, C + 1).Value = coefE
Cells(f + 8, C + 1).Value = coefF
Cells(f + 9, C + 1).Value = coefG
Sheets("Menu").Select()

```

```

Range("O21").Select()
Range(Selection, Selection.End(xlDown)).Select()
Selection.Copy()
Sheets("Test_" & n).Select()
Cells(1, 1).Select()
Range(Selection, Selection.End(xlToRight)).Select()
C = Selection.Count
Cells(1, C + 1).Value = "Derivada_" & canalY & "_respecto_" & canalX
Cells(2, C + 1).PasteSpecial(Paste:=xlPasteValues, Operation:=xlNone,
SkipBlanks _
:=False, Transpose:=False)
Cells(1, C + 1).Select()
nombre2 = ActiveCell.Value
ActiveWorkbook.Worksheets("Test_" & n).Names.Add(Name:= _
& "C" & C +
1)
nombre, RefersToR1C1:="=Test_" & n & "!R2C" & C + 1 & ":R" & f + 1

Cells(f + 2, C + 1).Value = "Coeficientes:"
Cells(f + 4, C + 1).Value = coefB
Cells(f + 5, C + 1).Value = 2 * coefC
Cells(f + 6, C + 1).Value = 3 * coefD
Cells(f + 7, C + 1).Value = 4 * coefE
Cells(f + 8, C + 1).Value = 5 * coefF
Cells(f + 9, C + 1).Value = 6 * coefG
Range("A1").Select()
Sheets("Menu").Select()

Range("G21:O21").Select()
Range(Selection, Selection.End(xlDown)).Select()
Selection.ClearContents()
End If
Next j
Next i
Sheets("Menu").Select()
Range("B16").Select()
Selection.End(xlDown).Select()
ActiveCell.Offset(1, 0).Value = nombre1
Range("B16").Select()
Selection.End(xlDown).Select()
ActiveCell.Offset(1, 0).Value = nombre2

Range("K8:K14").Select()
Selection.ClearContents()

Range("A1").Select()

Application.ScreenUpdating = True
Application.DisplayAlerts = True
End Sub

```