



UNIVERSIDAD
DE MÁLAGA



ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

ANÁLISIS CINEMÁTICO Y DINÁMICO DE LA
SUSPENSIÓN DE UN FORMULA STUDENT A
PARTIR SU MODELO 3D MEDIANTE SIMULINK –
SIMSCAPE.

Trabajo de Fin de Grado

Doble grado en

Ingeniería Mecánica e Ingeniería de Diseño Industrial y Desarrollo del Producto

Autor: Mariam Baqouah Sánchez

Tutor: Enrique Carabias Acosta

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA,
TÉRMICA Y DE FLUIDOS

Área de conocimientos: Ingeniería mecánica

MÁLAGA, enero de 2022



Resumen

Este trabajo aborda el análisis de la suspensión del monoplaça MA22RT a través de varios sistemas que se han creado en el programa de MATLAB-Simulink con la librería Simscape Multibody. Se han creado los archivos de simulación en el entorno de Simulink y se ha procesado la información con scripts de MATLAB para obtener los datos expuestos.

En primer lugar, para dar contexto al trabajo, se describen todos los elementos y parámetros de la suspensión y de la dirección (sólo los relacionados). Una vez tenido los conceptos clave del tema, se acercará al software que se utiliza, describiendo la manera de trabajar y los bloques que se pueden encontrar.

A continuación se explica de manera general cómo se ha ensamblado el sistema de 1/4 de rueda (teniendo el chasis fijado) ya que va a ser la base de todos los sistemas posteriores. Este primer modelo será el que se utilice para obtener los resultados estáticos que posteriormente se compararán con los de diseño.

El apartado de dinámica empieza con la descripción de los conceptos básicos que se van a tratar (frecuencia natural, balanceo, cabeceo y vaivén), teniendo varios modelos de suspensión para tratarlos (1/4 de rueda, 1/2 vehículo frontal y 1/2 vehículo lateral). En cada uno de los apartados se especifica qué cambios debe hacerse en el ensamblaje para después analizar los resultados.

Para concluir con el TFG, se hace varias reseñas sobre los resultados obtenidos en los análisis.

PALABRAS CLAVE: Formula Student, Málaga Racing Team (MART), Suspensión, Dirección, amortiguador, modelo, Simulink, Simscape-Multibody, análisis estático, análisis dinámico.

Después de tanto tiempo invertido, de
noches en vela, de trabajos interminables,
de amigos que se van, otros que te marcan
el corazón, de proyectos que te han hecho
seguir, después de tantas caídas y llantos.

Después de tanto tiempo, quedo
totalmente convencida de que todo este
esfuerzo ha merecido la pena.

Gracias a mi familia y amigos, os estaré
siempre agradecida por haber estado
cuando más lo necesitaba.

Índice

1.	Introducción	10
1.1.	Antecedentes y justificación del trabajo.....	10
1.2.	Plan de trabajo y objetivos	10
1.3.	Normativa Formula Student.....	11
2.	Descripción del sistema de suspensión y dirección.....	13
2.1.	Sistema de suspensión.....	13
2.1.1.	Elementos la suspensión M21RT.....	15
2.1.2.	Parámetros influyentes	20
2.2.	Sistema de dirección.....	22
2.2.1.	Ángulos de la dirección.....	23
3.	Ensamblaje en Simulink.....	26
3.1.	Introducción a Simulink-Simscape	26
3.1.1.	Exportar Solid a Simscape Multibody.....	26
3.1.1.	Bloques fundamentales de Simscape Multibody.....	29
3.2.	Cuarto de rueda delantero.....	31
3.2.1.	Bloque de Referencia	32
3.2.2.	Subsistema Chasis Delantero	33
3.2.3.	Subsistema Arm_f_np_R	34
3.2.4.	Subsistema Arm_f_p_R	35
3.2.5.	Subsistema Wheel_FR	36
3.2.6.	Subsistemas Push - Balancín – SA.....	37
3.2.7.	Subsistema Platform_FR.....	38
3.2.8.	Subsistema Steering	39
3.3.	Cuarto de rueda trasero	39
3.3.1.	Subsistema Toe	39
4.	Post-Procesado estático.....	40
4.1.	Obtención de posiciones.....	40
4.2.	Cálculos matemáticos.....	40
4.2.1.	Camber	41
4.2.2.	Ángulo Toe.....	41
4.2.1.	Scrub Radius	42
4.2.2.	Insta Centre	42
4.2.3.	Roll Centre	43
4.3.	Resultados Estáticos.....	43
4.3.1.	Motion Ratio	44
4.3.2.	Camber Game.....	44



4.3.3.	Scrub Radius	45
4.3.4.	Ángulo Toe.....	45
4.3.1.	Roll Centre	46
5.	Dinámica	47
5.1.	Conceptos básicos	47
5.1.1.	Masa suspendida y no suspendida.....	47
5.1.2.	Frecuencia natural	47
5.1.3.	Balaceo	48
5.1.1.	Cabeceo y Vaivén.....	48
5.2.	Modelo 1/4 de Vehículo	49
5.2.1.	Frecuencia natural del modelo	52
5.2.2.	Fuerzas externas en la carrera	54
5.3.	Modelo 1/2 Vehículo frontal	55
5.3.1.	Balaceo del roll centre.....	57
5.3.2.	Fuerzas externas en la carrera	58
5.4.	Modelo 1/2 Vehículo Lateral	59
5.4.1.	Cabeceo y vaivén	59
5.4.2.	Fuerzas externas en la carrera	61
6.	Conclusiones	62
7.	Bibliografía	63
8.	Anexos.....	65
	Anexo A. Geometría de la suspensión	66
	Anexo B. Ensamblaje Simulink con sus configuraciones.....	75
	Anexo C. Archivo de post-procesado Estático	103
	Anexo D. Obtención de curvas del amortiguador.....	110
	Anexo E. Archivo de post-procesado Dinámico.....	113

Tabla de ilustraciones

Ilustración 1. Trazado del SkidPad. Fuente: (Formula Student Rules 2020 v.1.0, 2020)	12
Ilustración 2. Sistema Panhard. Fuente: (Alberto, 2018) (Luque et al., 2004).....	14
Ilustración 3. Suspensión paralelo deformable con barra de torsión longitudinal y amortiguador hidráulico. Fuente: (Luque et al., 2004).....	14
Ilustración 4. Componentes estructurales de un neumático. Fuente: (Luque et al., 2004)& (Aparacio et al., 2017).....	15
Ilustración 5. Sección (izquierda) y perfil (derecha) de una llanta. Fuente: (Luque et al., 2004)16	
Ilustración 6. Muelle-amortiguador RS-VIVC-R2C-B3. Fuente: (VIVID R2C, s. f.).....	17
Ilustración 7. Curvas características del amortiguador RockShox R2C 200x57. Fuente: (Sweeney, 2019).....	17
Ilustración 8. Resumen de propiedades de una curva Real de un amortiguador. Fuente: (Pérez, s. f.).....	18
Ilustración 9. Gráfica de la rigidez del amortiguador. Fuente: (Sweeney, 2019).....	18
Ilustración 10. Conjunto balancín-amortiguador-push. Fuente: (Balkwill, 2018)	19
Ilustración 11. Triángulos de suspensión. Fuente: (Baquuah, 2022)	19
Ilustración 12. Interior de rueda sin rueda ni neumático. Fuente: (Baquuah, 2022)	20
Ilustración 13. Camber según fuerzas o momentos actuantes. Fuente: (Seward, 2014)	20
Ilustración 14. Instant centre y Swing arm lenght. Fuente: (Seward, 2014)	21
Ilustración 15. Roll Centre. Fuente: (Seward, 2014).....	21
Ilustración 16. Roll axis. Fuente: (Seward, 2014).....	22
Ilustración 17. Sistema de dirección M21RT en CAD. Fuente: (Baquuah, 2022).....	23
Ilustración 18. Ángulo Kingpin y Scrub Radius. Fuente: (Seward, 2014)(zonagravedad, 2014)24	
Ilustración 19. Ángulo Caster. Fuente: (Seward, 2014).....	24
Ilustración 20. Toe Estático. Fuente: (Seward, 2014)	25
Ilustración 21. Prueba. Exportar desde SolidWorks. Fuente: Elaboración Propia	27
Ilustración 22. Prueba. Archivo “.slx”, Fuente: Elaboración Propia.....	28
Ilustración 23. Prueba. Explorer Mechanism. Fuente: Elaboración Propia	28
Ilustración 24. Exportar propiedades físicas de SolidWorks. Fuente: Elaboración Propia.....	29
Ilustración 25. Categorías de la librería Simscape Multibody. Fuente: (MATLAB R2018b, 2018)	29
Ilustración 26. Bloque Solid. Fuente: (MATLAB R2018b, 2018).....	30
Ilustración 27. Bloque External Force and Torque. Fuente: (MATLAB R2018b, 2018)	30
Ilustración 28. Frames and Transform. Fuente: (MATLAB R2018b, 2018)	30
Ilustración 29. Joints. Fuente: (MATLAB R2018b, 2018)	31
Ilustración 30. Utilities. Fuente: (MATLAB R2018b, 2018).....	31
Ilustración 31. Modelo 1/4 de rueda Delantero. Fuente: Elaboración Propia	32
Ilustración 32. 1/4 Rueda. Subsistema Referencias. Fuente: (MATLAB R2018b, 2018)	32
Ilustración 33. 1/4 Rueda. Eje de Referencias del sistema. Fuente: Elaboración Propia	33
Ilustración 34. 1/4 Rueda Delantero. Subsistema Chasis. Fuente: Elaboración Propia	33
Ilustración 35. 1/4 Rueda Delantero. Subsistema Chasis representado. Fuente: Elaboración Propia	34
Ilustración 36. Sólido Chassis_f. Fuente: Elaboración Propia	34
Ilustración 37. 1/4 Rueda Delantero. Subsistema Arm_f_np_R. Fuente: Elaboración Propia....	34
Ilustración 38. Triángulo no push delantero. Fuente: Elaboración Propia	35
Ilustración 39. 1/4 Rueda Delantero. Subsistema Arm_f_p_R. Fuente: Elaboración Propia.....	35
Ilustración 40. Triángulo push delantero. Fuente: Elaboración Propia	36
Ilustración 41. 1/4 Rueda Delantero. Subsistema Wheel_FR. Fuente: Elaboración Propia.....	36
Ilustración 42. Wheel_FR. Fuente: Elaboración Propia.....	36
Ilustración 43. 1/4 Rueda Delantero. Subsistema Push. Fuente: Elaboración Propia	37

Ilustración 44. 1/4 Rueda Delantero. Subsistema Rocker FR. Fuente: Elaboración Propia.....	37
Ilustración 45. Rocker_f. Fuente: Elaboración Propia	37
Ilustración 46. 1/4 Rueda Delantero. Subsistema SA. Fuente: Elaboración Propia.....	38
Ilustración 47. 1/4 Rueda Delantero. Subsistema Platform_FR. Fuente: Elaboración Propia	38
Ilustración 48. Fuerza en la Plataforma. Fuente: (Student Competition, s. f.)	38
Ilustración 49. 1/4 Rueda Delantero. Subsistema Steering. Fuente: Elaboración Propia.....	39
Ilustración 50. Modelo 1/4 de rueda Trasero. Fuente: Elaboración Propia.....	39
Ilustración 51. 1/4 Rueda Trasero. Subsistema Toe R. Fuente: Elaboración Propia.....	39
Ilustración 52. Subsistema de recogida de datos. Fuente: Elaboración propia & (Student Competition, s. f.).....	40
Ilustración 53. Bases geométricas del Camber. Fuente: Elaboración Propia	41
Ilustración 54. Bases geométricas del Toe. Fuente: Elaboración Propia	41
Ilustración 55. Bases geométricas del Scrub Radius. Fuente: Elaboración Propia	42
Ilustración 56. Bases geométricas del Insta Centre. Fuente: Elaboración Propia	42
Ilustración 57. Bases geométricas del Roll Centre. Fuente: Elaboración Propia	43
Ilustración 58. Balanceo de la suspensión. Fuente:(Luque et al., 2004)	48
Ilustración 59. Influencia de la batalla en el Cabeceo y vaivén. Fuente:(Luque et al., 2004).....	49
Ilustración 60. Respuesta del cabeceo y vaivén a $f=1.25$ Hz. Fuente: (Luque et al., 2004).....	49
Ilustración 61. Modelo de 2 grados de libertad. Fuente: (Luque et al., 2004)	50
Ilustración 62. Edición de bloque referencia. Fuente: Elaboración Propia	50
Ilustración 63. Configuración de la junta SA. Fuente: Elaboración Propia	50
Ilustración 64. Subsistema SA con curvas del SA. Fuente: Elaboración Propia.....	51
Ilustración 65. Force SA Sencillo con simulación. Fuente: Elaboración Propia.....	51
Ilustración 66. Force SA Real SH. Fuente: Elaboración Propia.....	52
Ilustración 67. Curva Característica del Amortiguador c0ri0rf0 sin histéresis. Fuente: Elaboración Propia	52
Ilustración 68. Configuración general. Fuente: Elaboración Propia	53
Ilustración 69. Vectores del archivo Barridofrecuencias_1_20Hz.mat. Fuente: Elaboración Propia	53
Ilustración 70. Barrido de frecuencia (delantera). Fuente: Elaboración Propia	53
Ilustración 71. Esquema de fuerzas longitudinales. Fuente: Elaboración Propia.....	54
Ilustración 72. Implementación de fuerza vertical. F_acc. Fuente: Elaboración Propia	55
Ilustración 73. F frenada y aceleración. Fuente: Elaboración Propia.....	55
Ilustración 74. Chasis 1/2 Vehículo. Fuente: Elaboración Propia.....	55
Ilustración 75. Chasis 1/2 Vehículo. Punto de control. Fuente: Elaboración Propia	56
Ilustración 76. Dirección 1/2 Vehículo. Fuente: Elaboración Propia.....	56
Ilustración 77. Referecia 1/2 Vehículo. Fuente: Elaboración Propia	56
Ilustración 78. Resultados de Roll Centre Delantero. Roll Centre. Fuente: Elaboración Propia	57
Ilustración 79. Fuerzas externas en 1/2 Vehículo. Fuente: Elaboración Propia	58
Ilustración 80. Fuerza Lateral Máxima. Delantera. Fuente: Elaboración Propia	58
Ilustración 81. Fuerza Lateral Máxima Trasera. Fuente: Elaboración Propia.....	59
Ilustración 82. 1/2 de vehículo lateral. Cambios. Fuente: Elaboración Propia	59
Ilustración 83. Cabeceo. Barrido de frecuencias. Fuente: Elaboración Propia	60
Ilustración 84. Vaivén. Barrido de frecuencias. Fuente: Elaboración Propia.....	60
Ilustración 85. Cabeceo y vaivén en la frenada. Fuente: Elaboración Propia	61
Ilustración 86. Cabeceo y vaivén en la aceleración. Fuente: Elaboración Propia	61

1. Introducción

1.1. Antecedentes y justificación del trabajo

El proyecto que se va a describir a continuación forma parte del análisis del monoplaça del equipo Málaga Racing Team (MART) tras las competiciones de la temporada. Éste representa a la Universidad de Málaga en las competiciones de formula student, presentando cada año un nuevo coche mejorado, optimizando en la medida de lo posible los componentes. Desde que se formó el equipo en el 2016, MART ha ido creciendo y desarrollándose como una escudería de fórmula 1, llegando a pasar sus primeras pruebas en el 2020-21.

Formula student es el evento de competición en donde los equipos universitarios pueden estar más cerca de la Formula 1 profesional, ya que cada universidad tiene que diseñar, fabricar y testear sus monoplaças. En las competiciones profesionales sólo se tiene en cuenta el tiempo que hacen sus pilotos en la pista. Sin embargo, éste no es el único objetivo de formula student, sino que también dan importancia al cómo se ha llegado a ese diseño, es decir, los aspectos relacionados con la técnica y economía además de la viabilidad empresarial del proyecto.

Con esa mentalidad, formula student propuso un sistema de puntuación en donde se puede sumar hasta un máximo de 1000 puntos repartidos entre varias pruebas estáticas y dinámicas. Las estáticas están relacionadas con defender el diseño, los costes que han implicado seguir con el proyecto y exponer un modelo de negocio relacionado con el monoplaça y la imagen de marca. Por otro lado, las pruebas dinámicas se centran en comparar las características técnicas tales como la aceleración, la resistencia y el consumo del coche.

Todo este desafío implica tener un buen plan de trabajo y organización, haciendo que cada equipo tenga su organigrama en base a su experiencia y observación. MART se divide en el área técnica (dedicada a la fabricación del coche) y la de negocio (dedicada a la imagen de marca y el modelo de negocio). Dentro del área técnica se encuentran los departamentos de: chasis y ergonomía; potencia; electrónica; aerodinámica y, por último, el de suspensión, dirección y frenos, para el que se va a escribir este proyecto.

Después de completar con éxito el monoplaça M22RT y realizar las pruebas pertinentes tanto en Holanda como en Barcelona, se ha decidido dar un paso más tanto en entender mejor cómo se comporta la suspensión (teniendo varias ramas de investigación) como en la forma de diseñarla. Este trabajo se encargará de analizar la suspensión estática y dinámicamente.

Con el modelo de un **cuarto de rueda** en Simulink-Simscape se encontrarán los ángulos de mayor importancia: Camber, Kingpin, Scrub Radius y Toe (fijando el chasis). Se calculará, con el chasis libre en dirección vertical, la frecuencia natural y la respuesta de la aceleración y frenada. Con el modelo de **medio vehículo frontal** (eje delantero y trasero) se observará cómo varía el roll centre y el balanceo ante la acción de aceleraciones longitudinales y laterales. Por último, se tomará el modelo de **medio vehículo lateral** que se usará para cuantificar el comportamiento del cabeceo y vaivén haciendo un barrido de frecuencias y sometiénolo a fuerzas longitudinales.

1.2. Plan de trabajo y objetivos

Para realizar el diseño de la suspensión, conforme han pasado los años, se ha establecido un procedimiento: encontrar los puntos de la suspensión con la página web v-susp, trasladarlos al CAD general del equipo en SolidWorks, definir el diseño de los brazos en 3D junto con otros departamentos, hacer las simulaciones según el régimen de cargas que se estime para dimensionar los triángulos y por último calcular la rigidez vertical de la suspensión (junto con los balancines), no llegando nunca a caracterizar el vehículo dinámicamente. En esta temporada, se ha propuesto

dividir al equipo para que tomen varios caminos con respecto a este tema. Se propone, por tanto, realizar un modelo virtual de la suspensión para que pueda analizarse ante diferentes situaciones de la competición y se pueda cambiar los elementos para elegir el mejor set-up posible. El programa que se eligió debido a la cantidad de equipos que los usan (y el patrocinio en la competición) es el MATLAB – Simulink con la librería Simscape Multibody.

Como punto introductorio se expondrá qué es el sistema de suspensión (tipologías junto con sus principales componentes -ir a Sistema de suspensión-), los parámetros característicos de la suspensión (Camber, Centro instantáneo de rotación y roll centre -ver Parámetros influyentes-), se introducirá la dirección con los parámetros que le influyen (Kingpin, Scrub Radius, Caster, Caster Trail y toe – acudir a Ángulos de la dirección-).

Antes de comenzar con el ensamblaje en el entorno de Simulink (ver Introducción a Simulink-Simscape), se describirá el entorno del programa así como las dos alternativas que hay para optimizar el trabajo, seleccionando la que permite parametrizar el ensamblaje para otras ediciones del formula student. Se explicará cómo trasladar las inercias de los sólidos y se procederá a explicar cómo se ha elaborado el cuarto de rueda delantero y trasero, teniendo la configuración de los bloques en los anexos.

Una vez ensamblado, se programará las acciones necesarias para conseguir el recorrido completo de la suspensión y se colocarán los bloques para recoger todos los datos necesarios para conseguir los parámetros descritos anteriormente (ir a Post-Procesado estático). Se describirán los cálculos necesarios en los que se basa el apartado Cálculos matemáticos y se expondrán sus resultados.

La parte dinámica está relacionada con los conceptos de masa suspendidas, frecuencias naturales, balanceo, cabeceo y vaivén (ver Conceptos básicos). Como se dijo anteriormente, se modelará el cuarto de vehículo (ir a Modelo 1/4 de Vehículo) para obtener la frecuencia natural, las reacciones frente a las aceleraciones verticales (un bump o rebound). El modelo de medio vehículo frontal (eje delantero y trasero -ver Modelo 1/2 Vehículo frontal-) se destinará a la observación del balanceo del roll centre y del comportamiento del sistema ante de las mismas aceleraciones longitudinales, añadiendo las laterales para ver el balanceo. Y por último, se analizará el modelo de medio vehículo lateral (capítulo Modelo 1/2 Vehículo Lateral), consiguiendo cuantificar los movimientos de vaivén y cabeceo mediante un barrido de frecuencias y la acción de fuerzas de aceleración y frenada.

Para finalizar, se expondrán unas conclusiones que se relacionarán los objetivos que se persiguen en este Trabajo de Fin de Grado:

- Obtener un primer modelo virtual de la suspensión que sirva de apoyo a las decisiones de set-up para solventar posibles errores cometidos en el diseño.
- Graficar los parámetros importantes de la suspensión en situaciones estáticas.
- Poder observar las respuestas dinámicas del sistema ante diferentes asfaltos, muelles y/o rigideces de las ruedas.
- Comprobar que las decisiones en la obtención de la geometría se acercan a las simulaciones obtenidas por el modelo virtual.

1.3. Normativa Formula Student

La competición tiene un apartado de normativa que explica cada restricción y el sistema de puntos antes mencionado. Cada año, este documento cambia, pero normalmente es solo pequeñas cosas que no repercuten a la suspensión. De toda la normativa que hay respecto al departamento, se tendrá en cuenta los siguientes puntos (*Formula Student Rules 2020 v.1.0*, 2020):

- El recorrido de la rueda con el piloto sentado debe tener como mínimo un recorrido de 50 mm, con un rebote mínimo de 25 mm.
- La distancia mínima en estático debe ser de 30 mm desde el punto más bajo
- Tiene que haber una distancia mínima entre ejes (batalla) de 1525 mm.
- El ancho de vía más corto no debe ser menor que el 75% del ancho de vía más largo.

La normativa también ofrece información de cómo son todas las pruebas, cómo se puntúa, las banderas que hay... Se va a describir las pruebas dinámicas ya que son aquellas de donde se puede estimar las fuerzas con las que va a actuar el coche.

El primer evento que se hace es la prueba del **SkidPad** en donde se prueba la aceleración lateral del coche. El circuito es el que se ve en la Ilustración 1. Desde la salida, se trazan dos circunferencias en forma de 8, haciendo que el coche esté en una continua aceleración lateral.

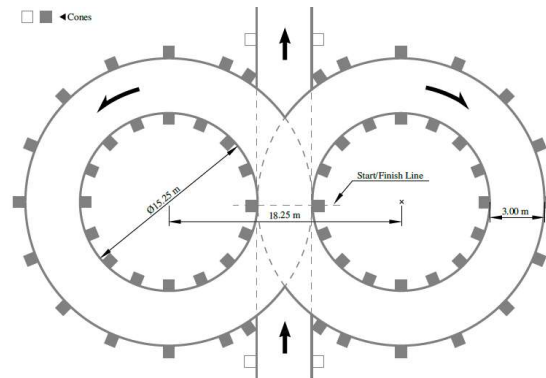


Ilustración 1. Trazado del SkidPad. Fuente: (Formula Student Rules 2020 v.1.0, 2020)

El siguiente evento es la prueba de **aceleración**. En ésta se traza una línea recta de 75 m en donde se debe acelerar lo máximo posible para disminuir el tiempo. El **autocross** es una prueba de reflejos del piloto ya que en un recorrido de menos de 1.5 km con diversos obstáculos se de hacer la vuelta más rápida. Por último está la **endurance**, que es la prueba por excelencia del formula student, en donde se demuestra la resistencia del coche en un recorrido de 22 km.

2. Descripción del sistema de suspensión y dirección

Antes de iniciar con el análisis de la suspensión se tiene que saber las características generales de ésta: qué tipos existen, los elementos que la componen y los parámetros influyentes que prevalecen en su diseño.

2.1. Sistema de suspensión

El monoplaza, al competir, se expone a múltiples aceleraciones, fuerzas y vibraciones dando lugar a la implementación de una suspensión. Esta suspensión permite que el coche sea estable en sus movimientos por el circuito y que el piloto soporte las vibraciones provenientes del perfil de la calzada, de los movimientos giratorios del tren motriz (motor y transmisión) y de la fuerza aerodinámica que actúe (no es regular ni continua).

En cuanto a la reacción del piloto ante las diferentes vibraciones, se ha comprobado que estas excitaciones tienen efectos perjudiciales. La Norma ISO 2631 ofrece una tabla sobre cuánto tiempo puede soportar un humano ante diferentes vibraciones, llegando incluso al minuto en una excitación de 50 Hz con una aceleración de 3 m/s^2 . Un valor bastante representativo es una persona caminando ya que varía la frecuencia entre 1 y 1.2 Hz, es decir, que el confort del piloto están próximos a estos valores. (Luque et al., 2004) (Aparacio et al., 2017)

El sistema de suspensión es, por tanto, un sistema que absorbe los movimientos vibratorios a los que está sometido, dotando al coche de un comportamiento dinámico que asegure el contacto entre la rueda y la calzada además de ofrecer una comodidad al piloto. Las ruedas están sujetas al chasis mediante varios elementos (la suspensión) que permiten el movimiento de éstas de forma controlada. Normalmente llevan incorporados elementos elásticos como los muelles y disipativos como los amortiguadores, aunque puede haber otros como las ballestas que es una mezcla.

Generalmente, la suspensión se divide en 2 grupos muy diferenciados: la suspensión de eje rígido y la independiente. Actualmente, no hay suspensiones totalmente de un grupo, hay una mezcla entre ellos. Son los llamados suspensión semiindependiente. (Luque et al., 2004)

La suspensión que se suele encontrar en los camiones o vehículos todoterrenos son las de **eje rígido** (o dependientes). Éstas tienen las ruedas de un mismo eje unidas mediante un elemento rígido (de ahí su nombre) aunque eso no significa que rueden a la misma velocidad, sino que todas las fuerzas y momentos existentes en una de las ruedas se trasmite a la otra. Como consecuencia, las dos ruedas miran hacia la misma dirección. Esta dependencia debe ser principalmente geométrica. No se consideraría del grupo una que tuviera una barra estabilizadora en una suspensión independiente aunque influya en la rigidez del sistema.

Una de las ventajas que posee este grupo es que el ángulo de caída (ver *Camber*) no es influido por el balanceo (*Balanceo*) beneficiándose de una pisada del neumático más uniforme que reduce su desgaste. El inconveniente es que si se trata de un eje direccional es que las vibraciones se transmiten con más facilidad al volante.

Algunas configuraciones más utilizadas son el *sistema Panhard* (Ilustración 2) y la *cadena de Watt*, aunque hay otras como el *mecanismo de Roberts* o la *barra en T*. El sistema que se usa en los vehículos de competición es el *Panhard*. Consta de una barra que une el eje rígido con el bastidor para que queden controlados los movimientos laterales. El inconveniente es que, a medida que se surge el movimiento vertical, el bastidor sufre movimientos laterales. Éstos son causados por el propio movimiento circular de la barra. (Luque et al., 2004)

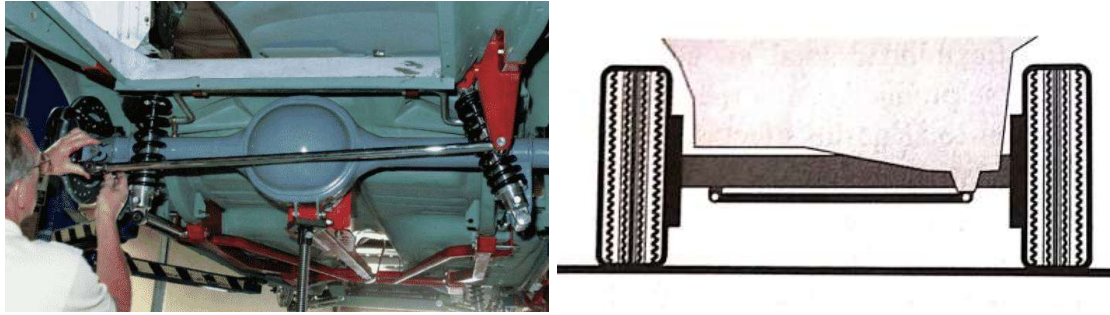


Ilustración 2. Sistema Panhard. Fuente: (Alberto, 2018) (Luque et al., 2004)

Por otra parte, una **suspensión independiente** es lo contrario a la del eje rígido: proporciona un completo movimiento vertical libre para cada rueda sin dejarse influenciar por las fuerzas que aparezcan en la otra. Se suele ver en los turismos ya que ocupa menos espacio (disminuyendo la masa no suspendida -ir a Masa suspendida y no suspendida-), ofrecen una mayor resistencia al balanceo y aíslan mejor de las vibraciones la dirección. Con el tiempo, se dieron cuenta de otras ventajas como el control del centro de balanceo variando la geometría de las barras, definir el recorrido de suspensión a través de los amortiguadores (o de otro elemento) u optimizar mejor los neumáticos mediante el desgaste controlado de la banda de rodadura.

Existe una gran variedad de sistemas de suspensión independiente. Entre ellos se encuentran el *semieje oscilante* (utilizado por ser muy económico), las *ballestas transversales* (en desuso debido a que no tiene un buen comportamiento en las transferencias de carga longitudinales), la *suspensión paralelo deformable*, la *McPherson*, la suspensión *brazos arrastrados* (que se basan en tener las uniones del brazo perpendicular al eje longitudinal), los *semiarrastrados* (en vez de ser perpendicular, forman un ángulo entre 18-25°) o la suspensión *multibrazo*. (Luque et al., 2004)

Cada uno de ellos tienen sus propias características que lo hacen merecedor de incorporarlo al monoplaza. Debido a la facilidad de fabricación, el bajo costo y la facilidad de hacer variaciones, se implementó la suspensión paralelo deformable en el monoplaza M21RT (Ilustración 3), aunque también éstas se pueden ver en la mayoría de los turismos y coches deportivos. Como su nombre indica, este sistema, visto de frente, forma un paralelo entre el chasis y la rueda que cambia con el movimiento vertical de ésta. Al principio, se utilizaban los brazos paralelos y de longitudes iguales que causaban un excesivo balanceo pero evolucionó a unos brazos no paralelos y desiguales pasando por múltiples configuraciones tocando desde las longitudes de los brazos hasta los puntos de anclaje en el propio chasis.

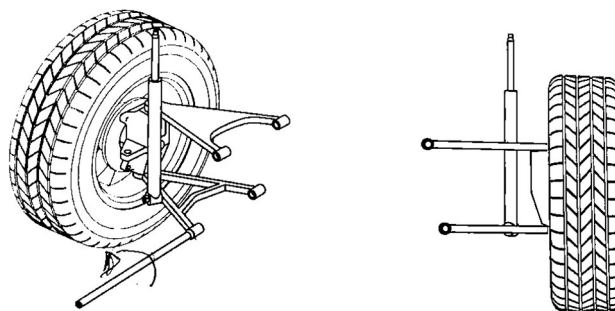


Ilustración 3. Suspensión paralelo deformable con barra de torsión longitudinal y amortiguador hidráulico. Fuente: (Luque et al., 2004)

Se mencionó la **suspensión semiindependiente** que no se comporta sólo como eje rígido o como suspensión independiente, sino que es una mezcla de ambas. Se puede decir que las ruedas se mueven de forma independiente pero las fuerzas y tensiones se transmiten de una a otra ya que están conectadas entre sí por un elemento rígido.

2.1.1. Elementos la suspensión M21RT

Una vez que se ha descrito en qué tipología se encuentra el diseño de la suspensión del monoplaza, se va a explicar cada uno de los elementos más importantes de los que está constituido. Se va a hacer un recorrido por el neumático, la llanta, el interior de rueda, los brazos de suspensión, el balancín y el amortiguador.

2.1.1.1. Neumático

La mayoría de los vehículos presentes hoy en día tienen un neumático. Es el componente del coche que está en contacto con la calzada. Éste ofrece unas características elásticas y de amortiguación que han sido y siguen siendo objeto de investigación ya que es muy complejo predecir su comportamiento para obtener su modelo matemático. A pesar de ello, el modelo que más se utiliza es la *fórmula mágica de Pacejka*. (Aparacio et al., 2017)

Las funciones de este componente se resumen en: soportar y transmitir la carga vertical (el peso del monoplaza y las fuerzas dinámicas) que se genera en los movimientos verticales del vehículo además de amortiguar estos desplazamientos, asegurar el agarre a la calzada con los esfuerzos longitudinales que se generan en aceleraciones y frenado para el desplazamiento del coche, e incluso asegurar los esfuerzos transversales para controlar la trayectoria.

No todas las personas saben de la cantidad de diferentes materiales de los que está compuesto el neumático como el acero, el caucho o telas, que determinan las características geométricas y mecánicas de este. Las partes más importantes del neumático son (ver Ilustración 4): la **carcasa** (conjunto de lonas o telas que se unen entre sí con caucho y recubren todo el neumático desde un talón al otro), los **talones** (los extremos que se acoplan a la llanta y están rellenos de alambres) el **cinturón** (conjunto de lonas que se superponen a la carcasa por la zona media) y la **banda de rodadura** (zona de caucho en la que va grabado los diferentes dibujos de los neumáticos). Se pueden considerar **elementos secundarios** a los elementos que aparecen en la Ilustración 4 derecha, que sirven para dotar al neumático de características propias, añadiendo rigidez en las zonas clave de máxima tensión. (Aparacio et al., 2017)

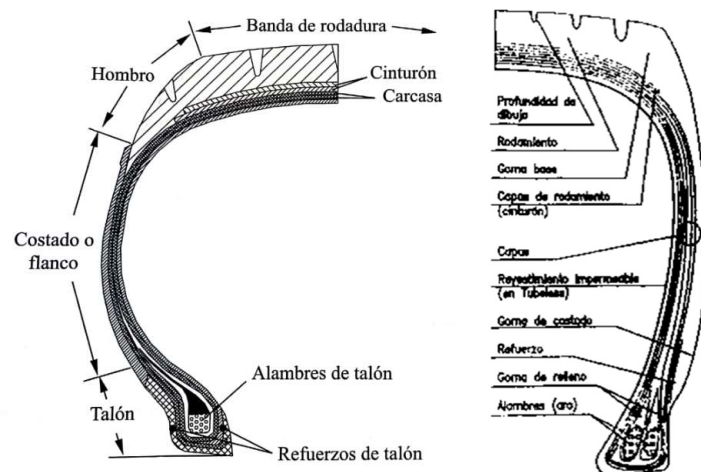


Ilustración 4. Componentes estructurales de un neumático. Fuente: (Luque et al., 2004)& (Aparacio et al., 2017)

Es verdad que hay una infinidad de modelos para simular la interacción de los neumáticos con la calzada; algunos utilizando métodos analíticos y otros más empíricos. Se describirá la formulación básica que está detrás del comportamiento de este elemento (Luque et al., 2004):

La fuerza vertical del neumático, normal a la superficie de contacto se puede formular como:

$$F_z = K_{zn} \cdot z + C_z \cdot V_z \quad (1)$$

Donde,

- F_z es la fuerza vertical
- K_{zn} es la rigidez vertical del neumático
- z es el desplazamiento vertical
- C_z es el coeficiente de amortiguamiento vertical
- V_z es la velocidad de desplazamiento vertical

En muchos textos, los valores referente a la amortiguación lo consideran nulo, pudiéndose simplificar y dejando la fórmula en función de la rigidez.

2.1.1.2. Rueda

Coloquialmente, la rueda se conoce como el conjunto entre el neumático y la llanta, pero según el Reglamento DOUE-L-2006-82689 (s. f.) la rueda es “un elemento portante giratorio que está situado entre el neumático y el eje” formado por la llanta (el elemento al que el neumático se acopla) y el disco (el elemento que sirve de unión entre la llanta y el interior de rueda). Posiblemente, la confusión se produzca porque la rueda puede ser desmontable, normalmente unida con remaches, e integral unidas por soldadura. (Luque et al., 2004)

Las llantas están estandarizadas según su perfil por la UNE y pueden presentarse por una o varias piezas, pero siempre tendrán un perfil con varias zonas de funciones específicas: **pestaña** (donde se apoya lateralmente el talón del neumático), **asiento del talón** (donde el talón se apoya en su extremo), **base o garganta** (facilita el montaje debido a que es la zona más estrecha radialmente) y el **orificio de salida** de la válvula en donde se localiza la válvula de inflado. Todas estas zonas se han localizado en la Ilustración 5.

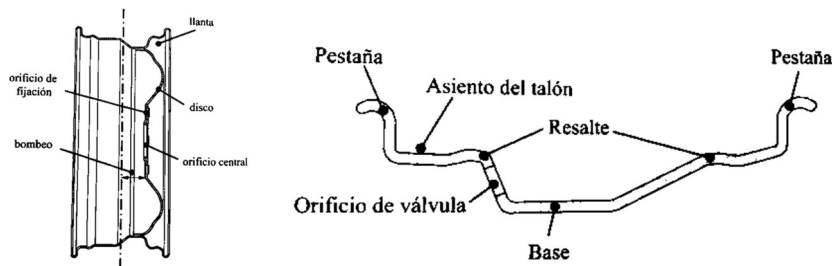


Ilustración 5. Sección (izquierda) y perfil (derecha) de una llanta. Fuente: (Luque et al., 2004)

2.1.1.3. Muelle-amortiguador

Un muelle-amortiguador es uno de los elementos más importantes de la suspensión junto con los neumáticos. Se encargan de amortiguar y de ofrecer resistencia elástica frente a las fuerzas que se produzcan. Disipan esa energía cinética que se mencionó anteriormente causada por el perfil de la carretera o por el movimiento del coche. A la hora del diseño de la suspensión, el pistón, que llega a su extremo sin ninguna carga (su posición de equilibrio), tiene que soportar el peso de todo el coche con lo cual, éste se comprime, llegando a la posición estática del coche.

A lo largo de la vida del equipo de MART, sólo se han conseguido unos amortiguadores de la marca RockShox (de bicicletas), concretamente el modelo RS-VIVC-R2C-B3 (Ilustración 6), con el que se sacaron las curvas características de amortiguación hace varios años. Éste es un amortiguador regulable hidráulico con muelle helicoidal, el cual se puede cambiar según la rigidez estimada (se precisa del manual de usuario para ese objetivo). Con las tuercas que incorporan, se justan precarga del muelle, amortiguación de rebote (rebound), compresión y el umbral de actuación. (VIVID R2C, s. f.)



Ilustración 6. Muelle-amortiguador RS-VIVC-R2C-B3. Fuente: (VIVID R2C, s. f.)

En cuanto a las características más técnicas, el fabricante sólo ofrece la codificación RockShox 200x57, lo que significa que tiene una distancia entre ejes de 200 mm y una carrera de 57 mm. Usualmente lleva unos *bump stops* en el final del pistón para evitar el choque entre el cilindro y el pistón, aumentando la rigidez del sistema cuando va llegando al tope.

Este amortiguador puede variar su comportamiento mediante 3 tuercas las cuales tienen varias posiciones. El ajuste de la **compresión** tiene 7 posiciones, el **rebote a baja velocidad** 5 y el **rebote a gran velocidad** 15. Esto quiere decir que la gráfica de fuerza-velocidad debería tener 3 pendientes: la que la velocidad es negativa (compresión), la velocidad es positiva pero en bajas velocidades (en este caso a menos de 0.05 m/s como se puede apreciar en la Ilustración 7) y en donde la velocidad es positiva y con grandes velocidades.

De todas las opciones que se pueden examinar, se tomaron 7 configuraciones diferentes para sacar las curvas características a 2Hz del amortiguador (Sweeney, 2019). Según este autor, las curvas deseadas para ambos ejes no deberían superar (en el número) las configuraciones 0-5-5 delante y 0-5-10 detrás, aunque estaban propuestas para la suspensión del primer monoplaza del MART. Las gráficas reales de las 9 configuraciones se pueden ver en la Ilustración 7.

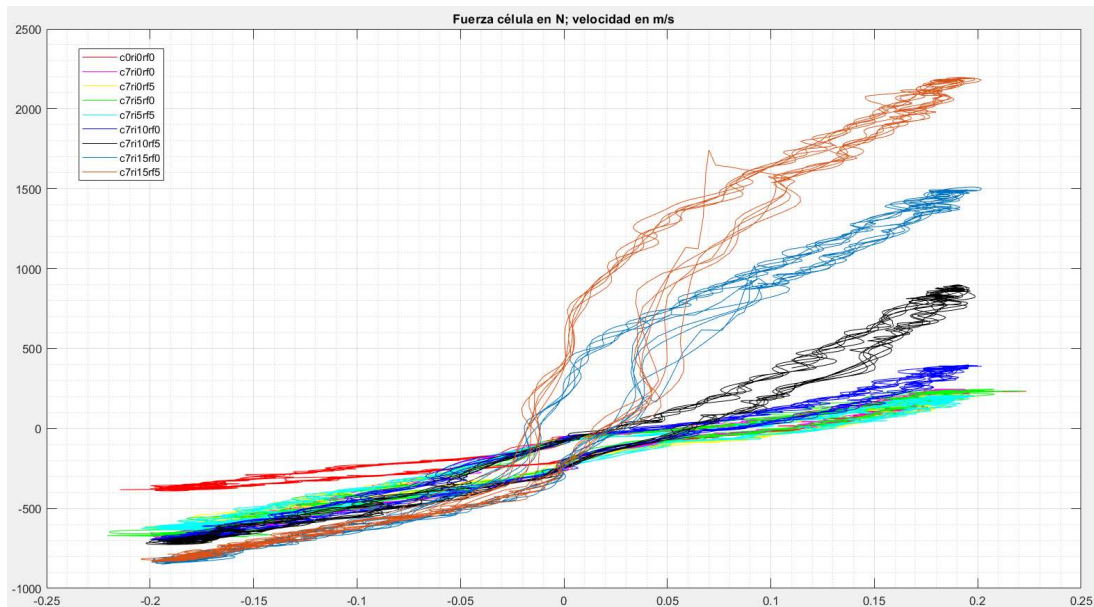


Ilustración 7. Curvas características del amortiguador RockShox R2C 200x57. Fuente: (Sweeney, 2019)

Como se puede ver en la gráfica, las curvas que se describen tienen efectos parecidos en la compresión, teniendo unos valores bastante variados en el rebote. Aparece también el efecto de la histéresis en todas las curvas, aunque se puede apreciar más en las negra, azul y naranja. Esto indica que para una misma velocidad, dependiendo si el pistón está descendiendo o aumentando tendrá asociada una fuerza diferente. Un dato curioso al encontrarse con las curvas reales es que

ninguna de las que se han mostrado anteriormente pasa por (0,0). La gráfica que resume las principales propiedades para entender las gráficas se puede encontrar en la Ilustración 8.

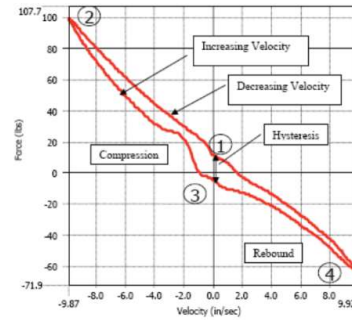


Ilustración 8. Resumen de propiedades de una curva Real de un amortiguador. Fuente: (Pérez, s. f.)

Por otro lado, el propio amortiguador tiene una rigidez elástica que se debe tener en cuenta, es decir, que hay una rigidez extra de 0.83 N/mm (5/6 N/mm) y otra diferente en los *bump stops* de 5 N/mm según la Ilustración 9.



Ilustración 9. Gráfica de la rigidez del amortiguador. Fuente: (Sweeney, 2019)

Para los diferentes muelles que puede haber, se escogieron los RockShox 350x2.5. Esta referencia significa que hay una rigidez de 350 libras/in y un recorrido de 2.5 in. La propia marca tiene catalogada 3 medidas para estos muelles lo cual sirve para comprobar las dimensiones:

- 134 mm de longitud con recorridos entre 47.5 - 55 mm.
- 151 mm de longitud con recorridos entre 57.5 - 65 mm.
- 174 mm de longitud con recorridos entre 67.5 - 75 mm.

2.1.1.4. Balancín (*bell cranks*)

El balancín es una pieza mecánica en forma de triángulo que redirecciona el movimiento ejercido por la push (barra que traslada el punto de apoyo del amortiguador) hasta el amortiguador con el fin de reducir o aumentar el desplazamiento real del conjunto. Éste, en definitiva, tiene como punto de apoyo una esquina (situada en el chasis) mientras que los lados tienen que formar en 90° con cada elemento (amortiguador y push).

Como se ve en la Ilustración 10, la fuerza que se desplaza por el eje x, tiene un desplazamiento Δx que al girar en el punto de anclaje, traslada el desplazamiento en el eje y (Δy). En los casos 1 y 2 que se observan en Δx , partiendo del mismo desplazamiento, se generan unas variaciones en el eje y que no son iguales. Esto quiere decir que el desplazamiento puede no ser lineal. Esta relación de movimiento se llama Motion Ratio. (Balkwill, 2018)

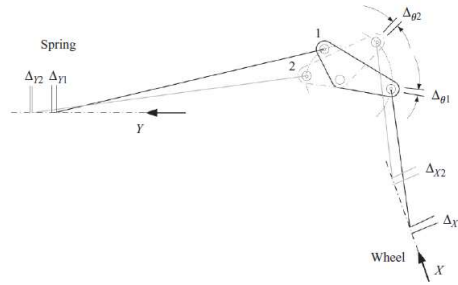


Ilustración 10. Conjunto balancín-amortiguador-push. Fuente: (Balkwill, 2018)

2.1.1.5. Triángulos de suspensión

Tanto en la posición de las conexiones de los brazos como su longitud juegan un papel importante en las características que tiene el coche (como se verá en los siguientes apartados). Es necesario elaborar unos que resistan todas las sollicitaciones de fuerzas y vibraciones. Se pueden distinguir dos tipos de brazos: el que tiene la unión de la push y la que no. Si se presta atención a la Ilustración 11, la diferencia más notable es la placa que existe entre las barras. Ésta sirve como apoyo de las chapitas que sostendrán la push, asegurando que no tenga deformaciones considerables.

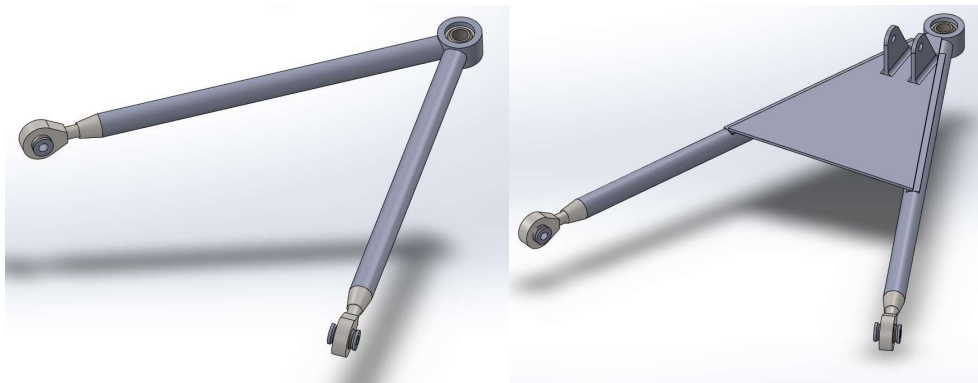


Ilustración 11. Triángulos de suspensión. Fuente: (Baqouah, 2022)

2.1.1.6. Interior de rueda

El interior de rueda es una de las zonas donde se tienen concentrados el mayor número de elementos ya que une los sistemas de suspensión, frenos y dirección en el caso de las ruedas direccionales. Éste tiene varios elementos generales visualizados en la Ilustración 12, como son la mangueta, el disco de freno, el buje y la pinza de frenos. Su función es conectar las barras de suspensión con la rueda. A su vez, permite frenar al coche con el sistema de frenos y direccionar el coche mediante el tirante de dirección.

La mangueta es el elemento no rotatorio del conjunto. Aquí es donde se conectan los brazos de suspensión en 3 puntos distintos. Éste se acopla con los rodamientos al buje (el elemento rotativo que gira solidario a la rueda), manteniendo la rueda unida. Además el disco de freno está acoplado al buje, consiguiendo que frene en cuanto se active la pinza (instalado en la mangueta). (Baqouah, 2022)

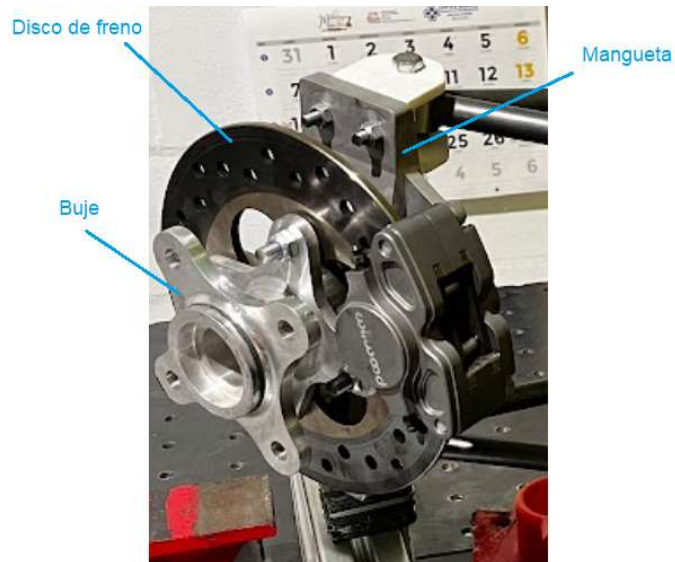


Ilustración 12. Interior de rueda sin rueda ni neumático. Fuente: (Baquouah, 2022)

2.1.2. Parámetros influyentes

La suspensión independiente de paralelogramo ha permitido entre otras cosas, controlar la altura de centro de balanceo o el ángulo de caída entre otros parámetros que caracterizan cada coche. Éstos, según la geometría, pueden afectar negativamente a uno de ellos intentando mejorar por ejemplo, el Scrub Radius (consultar Ángulo Kingpin y Scrub Radius). Por esto mismo, no existe una configuración que permita tener todos los parámetros en sus valores óptimos. Siempre tiene que haber un consenso entre esos parámetros para dirigirse hacia la mejor opción. Esos parámetros se describirán a continuación.

2.1.2.1. Ángulo Camber

Este parámetro es uno de los que más se tienen en cuenta a la hora del diseño ya que está íntimamente relacionado con el desgaste de la rueda. El **ángulo Camber** es el que se describe entre el plano medio de la rueda en vista frontal con la vertical. Los valores positivos son hacia los extremos del coche, mientras que los valores negativos van en la dirección contraria (hacia dentro). (Seward, 2014)

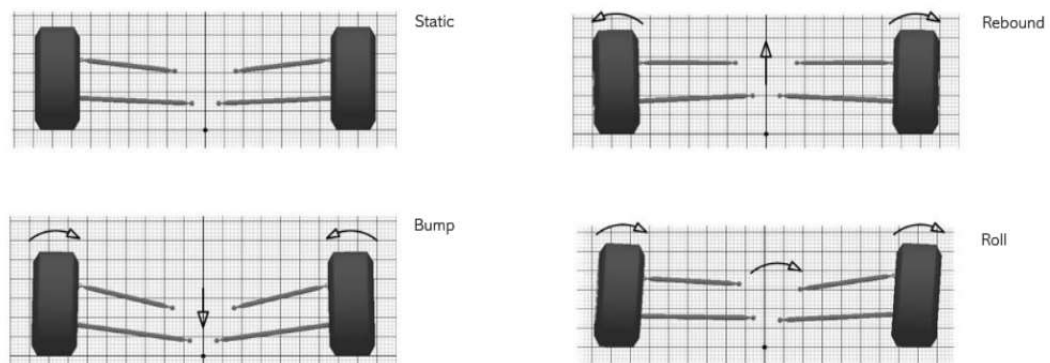


Ilustración 13. Camber según fuerzas o momentos actuantes. Fuente: (Seward, 2014)

El ángulo no es constante en toda la carrera del coche, sino que por las diferentes acciones dinámicas como se ve en la Ilustración 13, el ángulo aumentará o disminuirá. Como se ve en la imagen, el rebound (fuerza hacia arriba) aumenta el ángulo, el bump (fuerza hacia abajo) lo disminuye y el roll (el momento) gira las ruedas hacia la dirección de éste. Por este motivo, en las

pruebas de aceleración y frenada en línea recta se calcula un ángulo neutro en su máxima velocidad (para que la pisada tenga más tracción). En las competiciones de formula student es común ver los ángulos entre -4° y -1° . (Seward, 2014)

2.1.2.2. Centro instantáneo de rotación (Instant centre)

La rueda, como se ha descrito anteriormente, sube y baja según las sollicitaciones. Sin embargo, este movimiento vertical no es perpendicular al suelo, sino que se mueve según el centro instantáneo (ver Ilustración 14). Si se toma el chasis como fijo (no se mueve), este centro instantáneo no va a ser el mismo para los movimientos verticales de la rueda. En términos directos, se encuentra prolongando los brazos de suspensión.

Su definición proviene de un método gráfico sencillo. Sólo hace falta pensar en cómo se mueven los brazos por separado: el brazo ab giraría con respecto al punto a, mientras que cd gira con respecto al punto c. Quedarían dos circunferencias cuyos puntos b y d deben tener la misma distancia. Por ello, se encuentra una circunferencia que pase a través de estos puntos, dando lugar al centro instantáneo. (Seward, 2014)

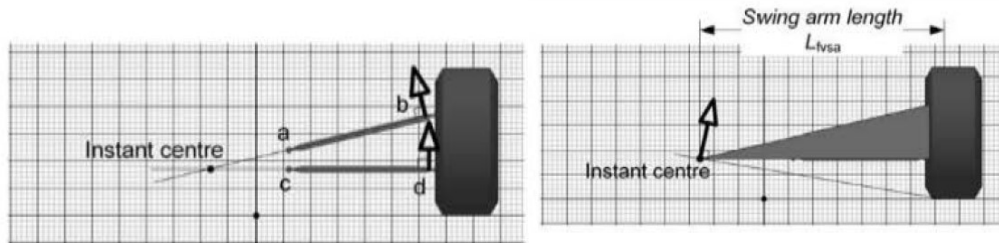


Ilustración 14. Instant centre y Swing arm length. Fuente: (Seward, 2014)

Si las ruedas tuvieran pequeños movimientos verticales y se aplica lo anterior, se podría considerar que hay un brazo rígido (*front view swing arm* ó *fvsa*) que gira con respecto al insta centre. Si el coche está en una curva (por ejemplo, hacia la derecha), el centro instantáneo se moverá perpendicular a la línea que forma este mismo punto con el centro de la rueda (en su zona de contacto) como se muestra en la Ilustración 14.

2.1.2.3. Roll Centre

Haciendo el mismo procedimiento para la otra rueda, quedará unas fuerzas como vienen en la Ilustración 15. Si se sigue las fuerzas, se nota que el coche va a girar hacia la derecha (el sentido de la curva), generándose un momento en la unión de las dos restas del centro instantáneo, dando lugar al punto de **roll centre**, o centro de rotación. Éste, en una posición de equilibrio, el roll centre estaría localizado en el eje de simetría del coche. Sin embargo, si el coche está en movimiento, los centros instantáneos cambiarán de posición y, por tanto, el roll centre se podría situar fuera del eje de simetría. Concretamente, en la intersección de las líneas de los insta centre.

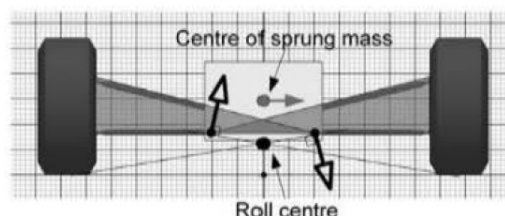


Ilustración 15. Roll Centre. Fuente: (Seward, 2014)

Este roll centre cambiará sobre todo por la posición de los puntos de suspensión del chasis, ya que indicarán la inclinación de la intersección. Esta decisión es crítica, ya que en las curvas, el roll centre puede tener unos valores excesivos que desestabilizarían el coche. Para tener unos

valores de referencia, las medidas con respecto al suelo suele ser de máximo 50 mm en vertical y 100 mm de movimiento lateral. (Seward, 2014)

Además, la distancia entre el centro de gravedad de la masa suspendida y el roll centre es importante. Suponiendo que se está en una curva, existirá una fuerza lateral correspondiente con la dirección de giro, que generará un par en el roll centre. Es el llamado **roll couple** (par de roll).

De esta manera, si el roll centre coincide con el centro de gravedad (cdg.), no habrá par y por tanto, no habrá ningún movimiento en la curva. Si el roll centre está por encima del cdg. el coche girará pero puede que lo haga en el otro sentido (hacia dentro de la curva).

Se ha indicado para cada eje, el cómo se puede situar el roll centre. Si estos dos puntos se unen en una línea como se aprecia en la Ilustración 16, se llama el **roll axis** (eje de roll). Se dice que este eje debe estar inclinado hacia el eje delantero para que se iguale el roll couple de cada extremo. (Seward, 2014)

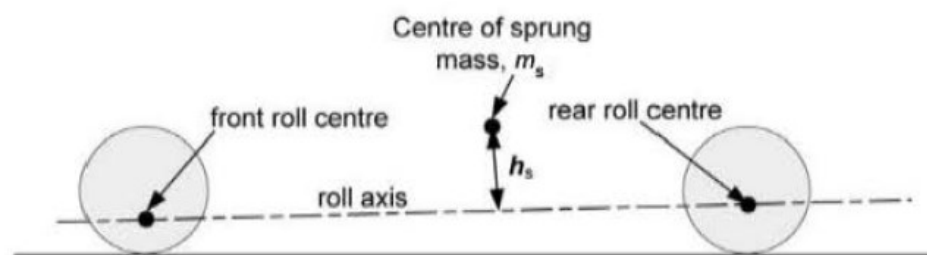


Ilustración 16. Roll axis. Fuente: (Seward, 2014)

2.1.2.4. Parámetros anti

Dado que la geometría actual de la suspensión tienen un anti-dive, antilift y anti-squat neutro (conexiones paralelas al suelo), no se ahondará más que citarlos.

2.2. Sistema de dirección

Es muy importante tener un sistema de dirección para poder controlar el coche tanto en las curvas como en las rectas o en las posibles correcciones de dirección debido a agentes externos. Este sistema tiene que activarse mediante un mecanismo como es el volante para permitir virar las ruedas directrices (pudiendo ser delantera, trasera o los dos ejes) hacia la dirección seleccionada. Además, junto con la geometría de suspensión, tiene que aislar de las vibraciones mencionadas anteriormente, al igual que debe transferir parte de la fuerza de navegación al piloto (según las sensaciones de éste) para que pueda conducir “sintiendo” la carretera.

Los componentes que se instalan en este sistema tienen que poder asegurar la correcta transmisión del giro (en caso del volante) hacia las ruedas. Entre esos componentes se encuentran visualizados en la Ilustración 17 pudiendo seguir mejor la explicación (Baqouah, 2022):

El **volante** es el elemento que tiene que tocar el conductor para accionar el mecanismo y tener controlado el coche en todo momento ya que incluye componentes electrónicos que indican la velocidad, cambia las marchas y recoge los datos de los sensores. Éste debe ser ergonómico, que las manos puedan sujetarlo cómodamente porque va a sufrir muchos cambios de aceleración y sentido. Según la normativa, éste tiene que descolgarse del chasis para que el piloto pueda salir en situación de emergencia (en la competición los pilotos tienen que hacer una prueba al respecto). Uno de los elementos más utilizados para poder sacar el volante es la **piña**, el cual tiene un eje estriado que entra en el agujero, teniendo un mecanismo de apertura que incluye una bola de acero que asegura el enganche.

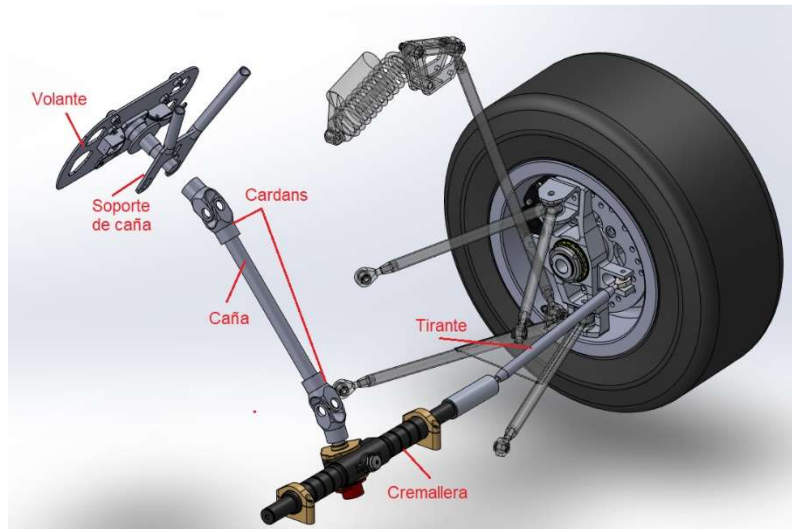


Ilustración 17. Sistema de dirección M21RT en CAD. Fuente: (Baquah, 2022)

Dentro de las diferentes formas de llevar el giro del volante, en el M21RT siguió el mismo método que el predecesor: una **caña** que está unida a una **doble cardan**. La caña es una barra con los extremos estriados mientras que las cardan son componentes que permiten transmitir un giro en un eje hacia otro que no sea coaxial. Es importante saber que este ángulo no debe sobrepasar los 45° (Rodavigo S.A., s. f.) en una de las cardan ya que la velocidad de giro no es uniforme en esos ángulos. La práctica indica que no supere los 30°, por eso mismo se utiliza una doble cardan (para rebajar este ángulo de ejes entre la entrada y la salida). Lo que hay que tener en cuenta a la hora tanto del diseño como de la instalación es que las dos cardan deben tener el mismo ángulo relativo.

Los dos puntos de anclaje del sistema de dirección al chasis es a través del **soporte de la caña** (con su respectivo rodamiento o casquillo). Dependiendo de cómo se plantee el soporte, se utiliza uno u otro ya que este elemento bloquea la inclinación y el espacio disponible. La **cremallera**, a su vez está fija al suelo con el ángulo de salida en la posición de diseño. Ésta funciona como transformador del giro a un movimiento lineal que empuje a las ruedas de manera coordinada con el mismo desplazamiento. La extensión de la cremallera hacia la rueda se llama tirante. Sus puntos de conexión se recomiendan estar alineados con los de la suspensión para evitar el llamado bump-steer.

2.2.1. Ángulos de la dirección

Aunque también influyen en la suspensión, estos ángulos se consideran de la dirección ya que aporta las características del comportamiento del coche (a nivel de conducción). Eso no implica que aunque se hable de la dirección, no sea propia también del segundo eje. Según el monoplaza M22RT, el eje direccional es el delantero y el tractor el trasero, pero éstos, según en qué coches, puede tener la dirección en los dos ejes o el eje tractor puede ser el delantero.

2.2.1.1. Ángulo Kingpin y Scrub Radius

En una vista frontal de la rueda, se puede encontrar el eje Kingpin (ver Ilustración 18) uniendo las dos rótulas de la mangueta (el punto Upper -superior- y el Lower -inferior-). El ángulo que forman es el **ángulo de salida** o ángulo Kingpin (También es conocido como KPI, Kingpin inclination). Un ángulo demasiado pronunciado puede tener efectos no deseables ya que aumenta el ángulo Camber (hacia valores positivos) a medida que se gira la rueda.

Además, este eje, si se prolonga hasta el suelo puede ser coincidente o no con la línea media de la rueda. Esa distancia en el suelo que puede haber es el llamado **Scrub Radius** (Radio de deslizamiento) o Kingpin offset, que será el punto donde se ejerza el peso de la carrilada.

Si el Scrub Radius es excesivamente alto, tiende a transmitir todas las fuerzas externas que se generen en la conducción hacia la dirección. Por ejemplo, con unos valores **positivos** a la hora de frenar, la fuerza que surge creará un momento (porque no está en el centro) que puede desestabilizar el coche. Por otra parte, si esta distancia es **neutra**, el neumático va a intentar retorcerse, ya que el punto donde se vira es está justo en el medio y hace que parte de la huella del neumático gire hacia un sentido u el otro hacia el lado contrario. Y por último, si los valores son **negativos**, en la misma frenada, generará un par estabilizador. Podría hacerse más negativo metiendo el interior de rueda dentro de la llanta o acrecentando la inclinación del KPI. (zonagravedad, 2014)

Según el libro *Race Car Design*, este valor se tiene que mantener por debajo de los 40 mm intentando que sea lo más bajo posible (e intentando que en el movimiento vertical de la suspensión no haya una variación de más de 5 mm -bajando el roll centre-), mientras que para el KPI estarían en valores menores a 15°, entre 6-8°. (Seward, 2014)

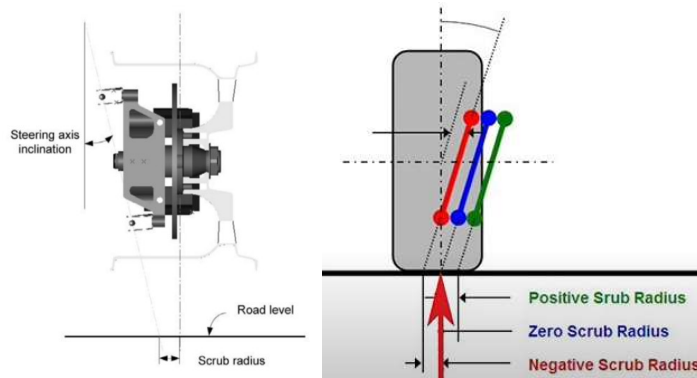


Ilustración 18. Ángulo Kingpin y Scrub Radius. Fuente: (Seward, 2014)(zonagravedad, 2014)

2.2.1.2. Ángulo Caster

El **ángulo de avance** o ángulo Caster se encuentra teniendo la vista lateral de la rueda. Al igual que ángulo de salida, se unen las rótulas de la mangueta para encontrar el eje de referencia, siendo obvio que se utiliza el eje Kingpin desde la vista lateral. El ángulo Caster será el que se forme con el eje Kingpin y el plano medio de la rueda como se ve en la Ilustración 19. La distancia que habrá en el suelo desde el eje hasta la rueda es el **Caster Trail**. (Seward, 2014)

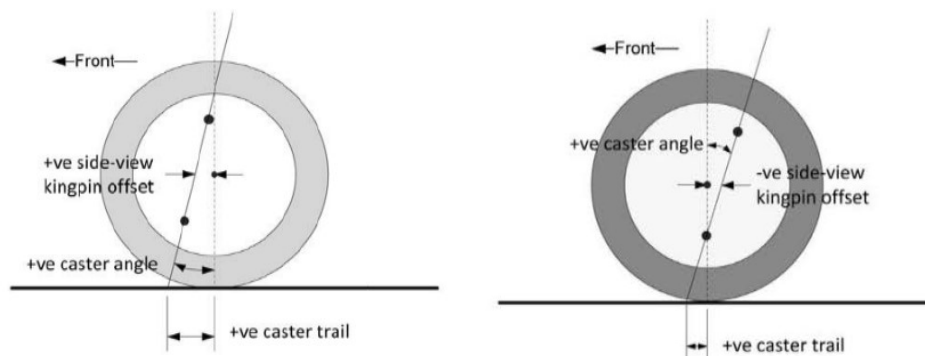


Ilustración 19. Ángulo Caster. Fuente: (Seward, 2014)

El Caster Trail determina el nivel de autocentrado de la rueda cuando giran, dotando al coche de estabilidad en las rectas con valores menores de 15 mm. Este autocentrado se genera debido a que al girar las ruedas, se levanta la rueda (no es posición estática), intentando retroceder a su posición de equilibrio (zonagravedad, 2014). También se produce un cambio del ángulo Camber de manera que se vuelve más negativo en su lado exterior, lo cual compensaría parte del ángulo positivo que generan las fuerzas laterales en curvas.

Si un monoplaza tiene un Caster Trail fuera del intervalo, el piloto tendrá que estar corrigiendo la dirección continuamente, dibujando un camino oscilante en lo que debería ser una recta; sobre todo si existe un juego en el mecanismo de la dirección. A su vez, con valores muy altos el efecto autocentrado tiende a predominar frente a la conducción, reduciendo las sensaciones del piloto de estar dirigiendo el vehículo, ya que las fuerzas superarían o contendrían el giro del volante. (Seward, 2014)

2.2.1.3. Toe estático

El ángulo de apertura (o ángulo Toe) es aquel que forma el plano medio de la rueda (vista superior del coche) con el plano medio del coche (ver Ilustración 20). Este ángulo tiene como referencia positiva hacia dentro del coche (toe in, convergente) mientras que si las ruedas miran hacia fuera, sería un ángulo negativo (toe out, divergente). Los efectos que surgen al tener un ángulo convergente es el aumento de la estabilidad en las rectas, mientras que un ángulo divergente ayuda al giro de las ruedas en las curvas.

Los ángulos no son muy pronunciados, sino que sólo hay una diferencia de unos milímetros que corresponden a menos de 1 grado. Esto es debido a que un pequeño valor de toe aumenta la rodadura en torno a 10 veces más que el ángulo Camber (zonagravedad, 2014). Un valor orientativo serían de 0.25° , que corresponden unos 3 mm de diferencia entre la parte trasera y delantera de la rueda.

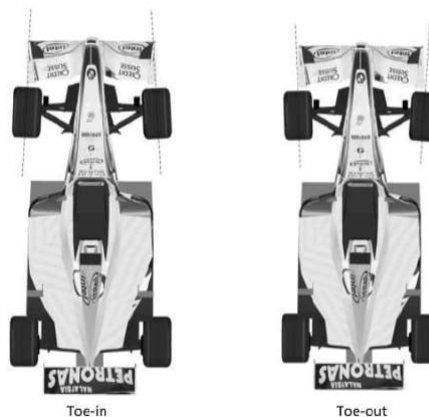


Ilustración 20. Toe Estático. Fuente: (Seward, 2014)

3. Ensamblaje en Simulink

Este capítulo describirá paso a paso la elaboración de los programas utilizando Simulink-Simscape. Como éste es un software que funciona de forma diferente a SolidWorks, se va a introducir los conceptos básicos para poder formar los ensamblajes que darán lugar a los modelos que se utilizarán en este proyecto. Además, Simscape Multibody tiene la ventaja de poder exportar los modelos en CAD, pero ya se verá que para poder reutilizar las piezas resulta difícil si no se tiene manejo con el software.

Una vez tratados los puntos clave de cómo se va a proceder, se explicarán los ensambles formados para cada cuarto de rueda delantero y trasero.

3.1. Introducción a Simulink-Simscape

El software MATLAB es una plataforma de programación y cálculo numérico (*MATLAB - El lenguaje del cálculo técnico*, s. f.). Esto quiere decir que este software permite programar cálculos con iteraciones en su propio lenguaje de alto nivel o funciones preprogramadas en las librerías matemáticas. Permite tanto realizar cálculos de álgebra lineal, procesamiento de señales e imágenes, comunicaciones, sistemas de control, optimización de vehículos entre otros.

Dentro de MATLAB, se desarrolló un entorno de diagramas de bloques para la simulación (Simulink) que ayudan a la creación de programas sin tener que programarlos en otros lenguajes. Dentro de Simulink, hay varios entornos de simulación presentados como librerías: *Electrical*, *Battery*, *Fluids*, *Multibody* y *Driveline*. El entorno que se va a utilizar es el multicuerpo (anteriormente SimMechanics) que se utiliza para sistemas mecánicos en 3D. Como Simulink, se pueden usar bloques que representan cuerpos, articulaciones, restricciones de movimiento, fuerzas y sensores (se verá más detallado en el apartado Bloques fundamentales de Simscape Multibody). También se puede importar los modelos con sus propiedades físicas (ver Exportar Solid a Simscape Multibody). También se pueden juntar sistemas hidráulicos, eléctricos o neumáticos en un mismo modelo que a su vez pueden estar enlazados con Simulink (*Simscape Multibody*, s. f.). Lo cual supone una gran flexibilidad a la hora de modular los sistemas.

Simscape Multibody presenta un sistema de bloques que ayuda a simular sistemas multicuerpos complejos. Éste se define mediante la posición relativa de elementos, lo que lo hace poco intuitivo e implicando hacer cálculos geométricos para localizar bien los cuerpos. Por eso, es de gran utilidad parametrizarlos. Como se verá más adelante, se describirá la formación de estos sistemas. Con la información recopilada, se creará un script de MATLAB en donde se deberá introducir los valores, siendo más intuitivo que cambiar mano a mano cada uno de los componentes. Se parametrizarán las posiciones junto con los sólidos y los inputs de tal manera que sólo cambiando el script se modifique todo el programa y se pueda hacer iteraciones cómodamente.

3.1.1. Exportar Solid a Simscape Multibody

El MART, tras la finalización de la temporada, ha conseguido formar un modelo 3D en SolidWorks, un requisito fundamental para poder diseñar y construir el coche (verificando las posibles colisiones). La estructura que tiene el ensamblaje general es simple: cada departamento técnico está en base a la estructura del chasis, es decir, que todos los ensamblajes están anidados a la estructura del chasis teniendo el mismo eje de coordenadas (incluso en el mismo punto).

Como es de esperar, se ha tenido que ir ensamblando todos los componentes e ir verificando sus geometrías. Cabe destacar que el software tiene un punto bastante potente de conseguir parámetros como el centro de gravedad o las inercias del conjunto, ya que el programa permite seleccionar el material de que están fabricados. Sin embargo, esta buena práctica no se hace

debido a que el ensamblaje puede estar compuesto de más de 1000 elementos, aumentando el peso de los archivos. Sólo se seleccionan los materiales cuando se van a simular los elementos mediante MEF (Método de los Elementos Finitos).

Debido a que Simscape Multibody trabaja en cierta manera, parecido a SolidWorks mediante ensambles, los desarrolladores dieron la opción de descargar e instalar un plug-in que exporta los ensambles del SolidWorks a Simscape Multibody. El plug-in recopila todas las posiciones, uniones y propiedades físicas de cada elemento, creando un archivo de extensión “.xml” y exportando todos los elementos a archivos “.step” o “.stl” (según los ajustes) para incorporarlos visualmente. En la Ilustración 21 se exporta un ensamble de prueba. Se trata del ensamble de 1/4 de rueda delantero, provisto del chasis, los brazos, el amortiguador y la rueda. Como se aprecia en la imagen, cuando se instala el recurso, aparece en la ventana la opción de exportar el ensamblaje. Al darle, aparece una ventana en donde se tiene que indicar la ubicación de salida del archivo “.xml”. Éste será el archivo intermediario entre MATLAB y SolidWorks, ya que contendrá todos los parámetros de salida de cada elemento. Una vez que el programa ha terminado su tarea, puede generar archivos de error como se ven en la Ilustración 21, en donde se indica dónde y qué se ha hecho. En el ejemplo, todos los errores están relacionados con los tubos dado que no reconoce la operación con los que se ha hecho.

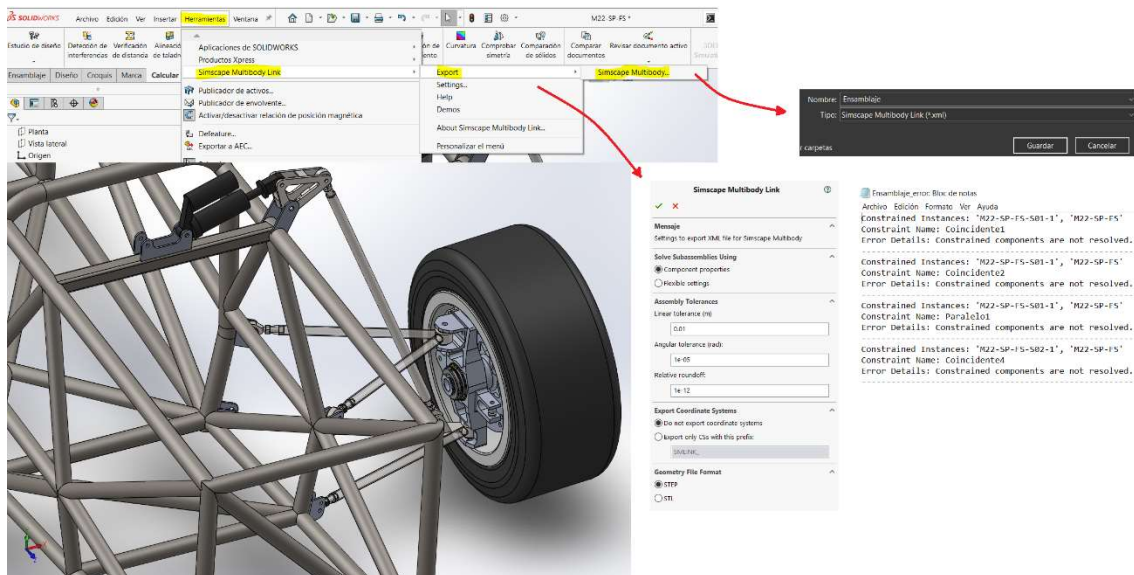


Ilustración 21. Prueba. Exportar desde SolidWorks. Fuente: Elaboración Propia

Todos los archivos de salida tienen que estar localizados en una única carpeta, ya que MATLAB los llamará para crear el programa de Simulink con el siguiente comando:

```
smimport('Nombre_archivo.xml')
```

El archivo que se crea es un archivo “.slx” en donde se han importado todos los parámetros del ensamblaje. Además, crea automáticamente los datos de entrada del sistema en otro archivo “.m” llamado DataFile. Como se ve en la Ilustración 22, el archivo se ha generado, sin embargo contiene errores como dejar posiciones sin finales (están abiertos) como ocurre con los bloques Transform7 y 8. Dentro de los otros subsistemas contiene otros errores como los elementos que no se pudieron exportar (en el paso de exportar desde Solid al archivo “.xml”).

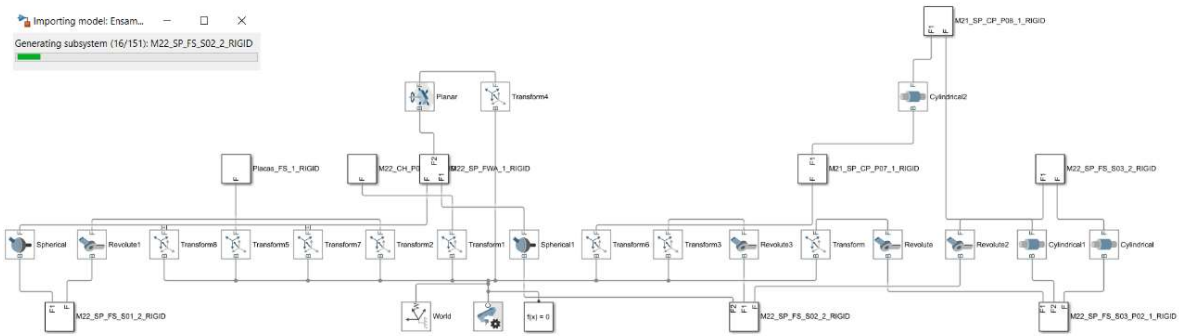


Ilustración 22. Prueba. Archivo “.slx”, Fuente: Elaboración Propia

Aparentemente, parece que exportar desde SolidWorks es la manera más sencilla de hacerlo debido a que recicla el trabajo hecho previamente, pero surgen varios problemas que lo hacen inviable para este proyecto. Como se ha visto, **se generan múltiples bloques** que en realidad pueden tomarse como uno sólo como ocurre en el ensamblaje del interior de rueda, que hay elementos que se han exportado directamente del archivo CAD dado por el fabricante en donde aparecen la mayoría de los elementos (pinzas de frenos y rodamientos). Sí que es verdad que acercan más el modelo a la realidad, pero a nivel de cálculos, **aumenta bastante el tiempo de simulación**.

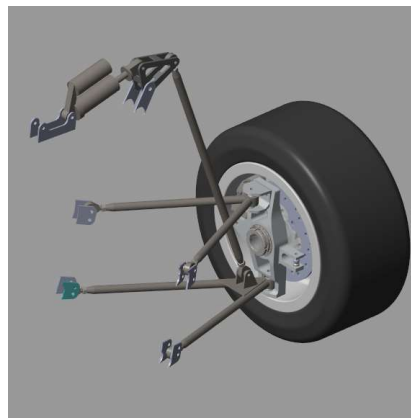


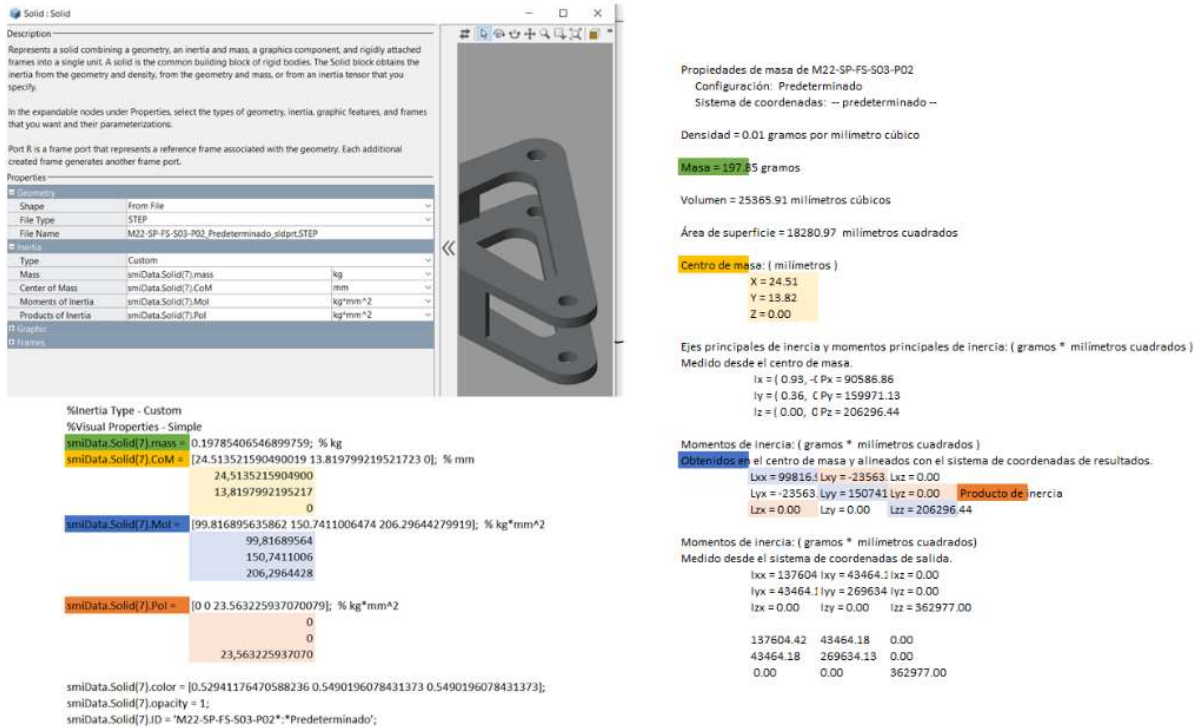
Ilustración 23. Prueba. Explorer Mechanism. Fuente: Elaboración Propia

Detrás de toda esta elaboración del archivo de prueba, previamente se ha tenido que **aplicar los materiales** a cada componente. Utilizando este camino o no, se tendrá que hacer para obtener las propiedades físicas.

Otros errores que también se ha mencionado antes es que **no reconoce algunos elementos** y los omite. Esta es una de las versiones de prueba que se ha creado después de **arreglar** tanto los nombres de las configuraciones de la propia pieza como de las operaciones que no reconocía como la de distanciarse de una cara a una medida indicada. Un ejemplo claro de esto es el chasis que no se ve en la Ilustración 23, que se tendría que editar manualmente en el archivo “.slx”.

Después de haber trabajado con los archivos de prueba, se llegó a la decisión de simplificar y parametrizar el modelo para las diferentes ediciones del coche de MART. El principal problema es que después de exportar los archivos, no se sabe exactamente cómo han obtenido los parámetros ni cómo se ha ordenado. Entonces, a la hora de cambiarlos, resultaría una tarea laboriosa. Uno de los objetivos era que se pueda editar para poder trabajar con ellos en un proceso de diseño, debiendo estar todo parametrizado. Así que, como se dijo, se simplificarán los componentes, trasladando todos los datos necesarios desde SolidWorks manualmente.

Con un ejemplo se entenderá de dónde se sacan los datos necesarios. Como aparece en la Ilustración 24 parte superior izquierda, se ha escogido un balancín delantero, en donde se tiene que indicar tanto la masa, centro de gravedad, momento de inercia y producto de inercia. Los datos aparecen parametrizados desde el archivo DataFile (Ilustración 24, parte inferior izquierda). Comparando con las propiedades físicas que indica SolidWorks (Ilustración 24, derecha), los datos se pueden recoger directamente, menos el producto de inercia ya que según la web de MATLAB, estos valores deben estar con el signo cambiado (*Specifying Custom Inertias - MATLAB & Simulink - MathWorks España*, s. f.).



Propiedades de masa de M22-SP-F5-S03-P02
Configuración: Predeterminado
Sistema de coordenadas: --predeterminado--

Densidad = 0.01 gramos por milímetro cúbico

Masa = 197.35 gramos

Volumen = 25365.91 milímetros cúbicos

Área de superficie = 18280.97 milímetros cuadrados

Centro de masa (milímetros)

X	= 24.51
Y	= 13.82
Z	= 0.00

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)
Medido desde el centro de masa

$I_x = (0.93, -I P_x = 90588.86$
 $I_y = (0.36, -I P_y = 159971.13$
 $I_z = (0.00, -I P_z = 206296.44$

Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)
Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

I_{xx}	= 99816.1	I_{xy}	= -23563	I_{xz}	= 0.00
I_{yy}	= -23563	I_{yy}	= 150741	I_{yz}	= 0.00
I_{zz}	= 0.00	I_{zz}	= 0.00	Producto de inercia	
I_{xz}	= 0.00	I_{zy}	= 0.00	I_{zz}	= 206296.44

Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)
Medido desde el sistema de coordenadas de salida.

I_{xx}	= 137604	I_{xy}	= 43464.1	I_{xz}	= 0.00
I_{yy}	= 43464.1	I_{yy}	= 269634	I_{yz}	= 0.00
I_{zz}	= 0.00	I_{zy}	= 0.00	I_{zz}	= 362977.00
I_{xz}	= 0.00	I_{zy}	= 0.00	I_{zz}	= 362977.00

smiData.Solid(7).color = [0.52941176470588236 0.5490196078431373 0.5490196078431373];
smiData.Solid(7).opacity = 1;
smiData.Solid(7).ID = "M22-SP-F5-S03-P02";*Predeterminado*;

Ilustración 24. Exportar propiedades físicas de SolidWorks. Fuente: Elaboración Propia

3.1.1. Bloques fundamentales de Simscape Multibody

Como se dijo, la plataforma de bloques de Simulink contiene los bloques de Simscape Multibody, una librería que permite modelar los sistemas mecánicos de una manera visual. Esta librería se puede dividir en 9 categorías (se pueden ver en la Ilustración 25), utilizando sólo unos pocos bloques con sus ajustes. De todos los bloques que se van a utilizar, se van a describir sólo los más importantes.

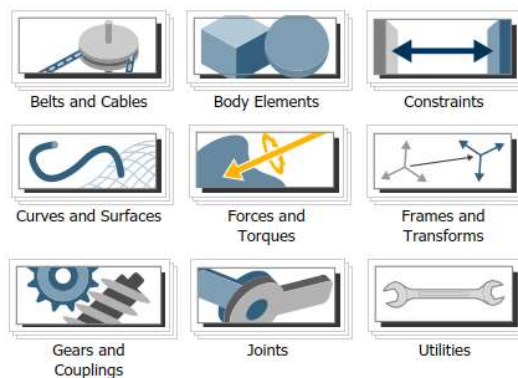


Ilustración 25. Categorías de la librería Simscape Multibody. Fuente: (MATLAB R2018b, 2018)

3.1.1.1. Body Elements



Ilustración 26. Bloque Solid. Fuente: (MATLAB R2018b, 2018)

Este bloque representa un sólido en la simulación, la cual tiene una inercia y una masa. El sólido que se proyecta puede tomar varias formas como son: cilindro, esfera, bloque, elipsoide, extrusiones generales, regulares, revoluciones o que lo tome desde un archivo. Cada una de esas formas tienen sus propios inputs para construirlos. Los valores de la inercia, por tanto, se pueden calcular de la geometría (especificando la masa o la densidad del elemento), que sea un punto de masa o que todo sea especificado (masa, centro de gravedad, momento de inercia y producto de inercia). También se puede controlar los colores y la opacidad de los elementos para diferenciarlos. (MATLAB R2018b, 2018)

3.1.1.2. Forces and Torques



Ilustración 27. Bloque External Force and Torque. Fuente: (MATLAB R2018b, 2018)

Este bloque es el que implementa al sistema una fuerza o un momento externo. Se puede indicar a qué eje va transmitido. En este proyecto sirve como una interacción entre dos sólidos (la plataforma y la rueda). (MATLAB R2018b, 2018)

3.1.1.3. Marcos y transformadas (*Frames and Transforms*)

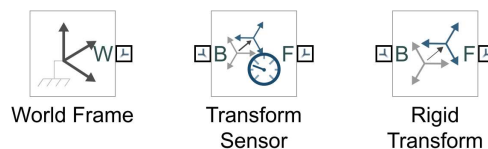


Ilustración 28. Frames and Transform. Fuente: (MATLAB R2018b, 2018)

El marco del mundo (**World Frame**) es el punto base para cualquier mecanismo. Es el sistema de referencia tridimensional y ortogonal que se toma como la “tierra” para referenciar las demás piezas. Este bloque puede aparecer múltiples veces, haciendo siempre referencia al mismo sistema de coordenadas. (MATLAB R2018b, 2018)

El bloque **Transform Sensor** es capaz de medir rotaciones, traslaciones, velocidad y aceleración lineal y angular entre dos sistemas de coordenadas. Se indica qué marco es la base (aunque también se puede seleccionar el *World Frame*), desde donde se tomarán las medidas seleccionadas. (MATLAB R2018b, 2018)

La transformada rígida (**Rigid Transform**) es el bloque que gira y traslada un sistema de coordenadas tridimensional a otro (de un marco a otro). Se toma como referencia la base (*Base - B-*) para conseguir el sistema de coordenadas siguiente (*Follower -F-*). De las diferentes maneras que se pueden rotar los marcos, los dos que se han usado son: la alineación de los ejes (*Align Axis*)

que toma la base para seleccionar qué nuevo eje es; y la traslación sobre un eje estándar (*Standard Axis*) que rota unos grados determinados sobre el eje seleccionado. (*MATLAB R2018b*, 2018)

3.1.1.4. Joints

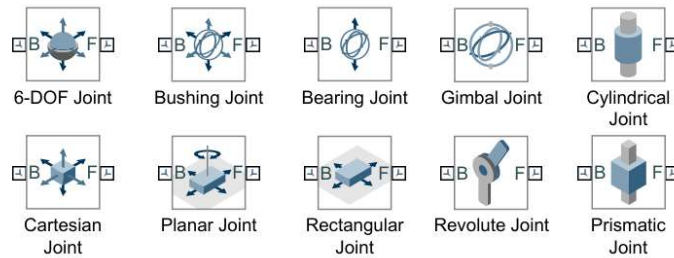


Ilustración 29. Joints. Fuente: (*MATLAB R2018b*, 2018)

Todos los bloques tienen sus propias configuraciones para ponerle algún tipo de actuador en cualquier dirección o rotación que deje; o ponerle sensores en los grados de libertad ya sea relativos o con base en el Word Frame. Cada uno de los bloques tendrán sus respectivas restricciones, pudiendo combinarlas entre sí. (*MATLAB R2018b*, 2018)

El bloque **Planar Joint** y el **Rectangular Joint** son parecidos, dejando sólo trasladar el cuerpo en los ejes x e y. La diferencia está en que el **Planar joint** permite el giro en su normal (el eje z.)

El bloque **Revolute Joint** representa una bisagra, es decir, que los dos cuerpos van a poder rotar entre sí sobre el “eje z” (prescrito) sin poder tener ninguna traslación.

El bloque **Gimbal Joint** representa un rodamiento esférico que puede girar en cualquier dirección pero no puede trasladarse como lo puede hacer el **Bearing Joint** (dirección vertical)

El bloque **Prismatic Joint** es aquel que deja trasladarse en el “eje z” pero no rota. Para eso se utiliza el bloque **Cylindrical Joint**.

El bloque **6-DOF Joint** permite tener una libertad absoluta de movimiento. Se diferencia del **Bushing Joint** en que este último separa los movimientos rotatorios en cada eje, mientras que el primero es una única rotación.

3.1.1.5. Utilities



Ilustración 30. Utilities. Fuente: (*MATLAB R2018b*, 2018)

La configuración del mecanismo (**Mechanism Configuration**) es el bloque que incluye al sistema la gravedad del mecanismo (sólo puede haber un bloque de este tipo). Esta gravedad en realidad son las aceleraciones que se puede someter al sistema en cada eje del *World Frame*. Éstas pueden ser constantes (como viene por defecto) o variables en el tiempo (implica muchos más recursos y un input que indique cómo varía).

3.2. Cuarto de rueda delantero

En este capítulo se describirá de una manera generalizada cómo se ha formado el modelo de 1/4 de rueda delantero para extraer los parámetros de suspensión y dirección que se han descrito anteriormente. Para que la simulación no consuma muchos recursos, se ha procedido dividir el

trabajo en dos archivos diferentes: un archivo “.slx” de Simulink para recopilar todos los puntos que sirvan para calcular los parámetros y un archivo de post-procesado formato script que reúna los datos para conseguir las gráficas necesarias para el análisis estático.

El modelo físico de la Ilustración 31 es el archivo “.slx”. Éste está dividido en varios subsistemas que se detallarán en los siguientes apartados. En un primer momento se distinguen varias partes principales: el chasis, los triángulos, el balancín, el muelle-amortiguador y la rueda. Además de los elementos del coche, estarán presente un subsistema de referencia y un subsistema de una plataforma, que será el que mueva verticalmente a la rueda.

Lo segundo que llama la atención son las uniones entre subsistemas. Consta de varios *Revolut Joint* (que están localizados en el chasis con los brazos, el amortiguador y el balancín), cinco *Gimbal Joint* (localizados en las conexiones de la rueda y la push) y un *Prism Joint* entre el chasis y el subsistema de dirección.

Además de todos lo anterior, el esquema permite tener dos inputs: el del perfil de carretera y el desplazamiento de la cremallera. Mientras que el perfil de carretera mueve verticalmente la plataforma, el de la dirección permite mover longitudinalmente la cremallera. De todo el sistema de dirección que se introdujo, sólo interesa el desplazamiento lateral de la cremallera. Según el encargado del departamento, el tope de este desplazamiento horizontal es de 47 mm desde el centro, sin embargo, el desplazamiento dinámico se estima de 30 mm.

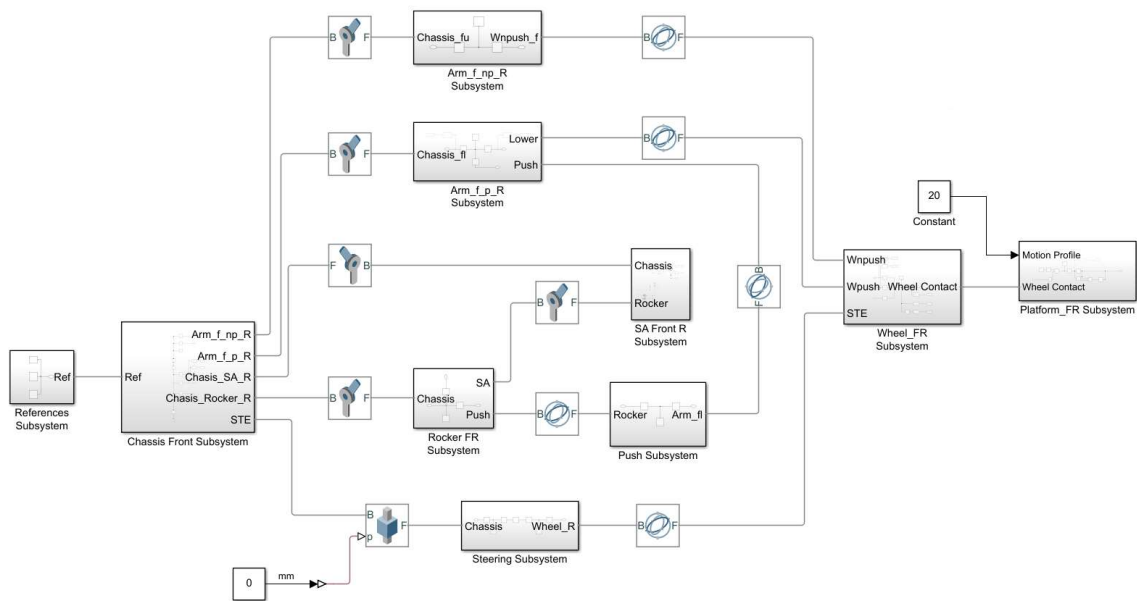


Ilustración 31. Modelo 1/4 de rueda Delantero. Fuente: Elaboración Propia

3.2.1. Bloque de Referencia

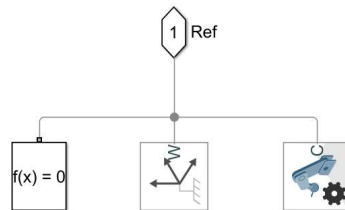


Ilustración 32. 1/4 Rueda. Subsistema Referencias. Fuente: (MATLAB R2018b, 2018)

Este subsistema es el que debe tener todos los sistemas multicuerpo ya que indica el punto de referencia de donde partirán los elementos (o al menos el primero) para localizarlos en el

espacio de trabajo; se indicará la gravedad o gravedades del sistema (constante o variable) y se indicarán los parámetros del Solver a utilizar.

La configuración que se indica en los dos primeros bloques (Solver Configuration y World Frame) es la que se tiene por defecto, mientras que la de Mechanism Configuration se ha indicado la gravedad en el eje de coordenadas correspondiente. Este sistema de coordenadas se puede ver en la Ilustración 33: el “eje x” es el longitudinal (- rojo - positivo hacia el frente desde el front hoop -parte del chasis más alta-), el “eje y” es el transversal que parte del plano de simetría (-verde- positivo hacia el lado derecho visto de frente) y el “eje z” el de la altura (-azul- positivo desde el suelo hacia arriba). La gravedad, por tanto, será negativa en el eje z.

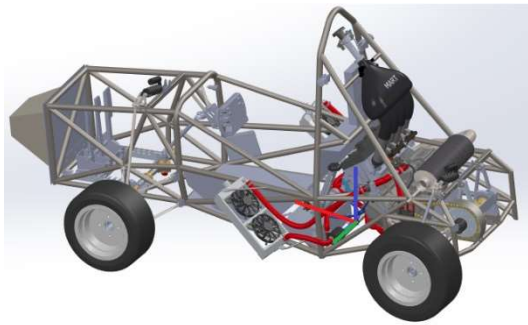


Ilustración 33. 1/4 Rueda. Eje de Referencias del sistema. Fuente: Elaboración Propia

3.2.2. Subsistema Chasis Delantero

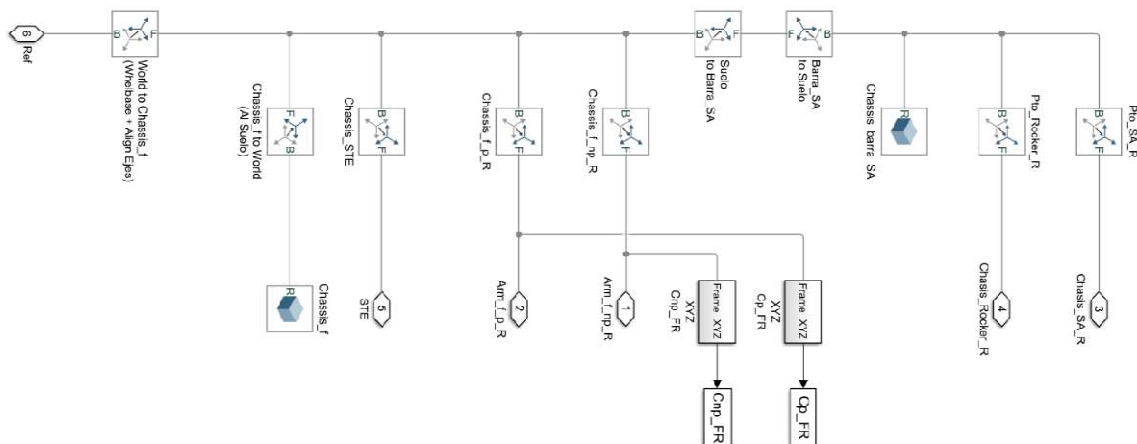


Ilustración 34. 1/4 Rueda Delantero. Subsistema Chasis. Fuente: Elaboración Propia

Este subsistema contiene dos sólidos fijos (bloques *Solid* en la Ilustración 34) en el espacio que representan el chasis del monoplaza: la barra de la amortiguación y el chasis propiamente dicho. Como están fijos, no se incorpora ninguna articulación entre ellos y el sistema de referencias. Cada uno de los bloques *Rigid Transform* representan puntos en el espacio que se van a ir apoyando para formar el sistema que se ve en la Ilustración 35. Cabe destacar que las posiciones de cada subsistema pueden estar con su nombre o no. Esto se debe a que cuando hay bloques de salida (los rombos que aparecen en la Ilustración 34) se indican en la ventana de visualización. Los que tienen posiciones internas como el bloque “World to Chassis_f” o el “Chassis_f to World” corresponden con los sistemas de referencias 1 y 2 respectivamente. Los números 3 y 4 se corresponden con la localización de la barra de amortiguación.

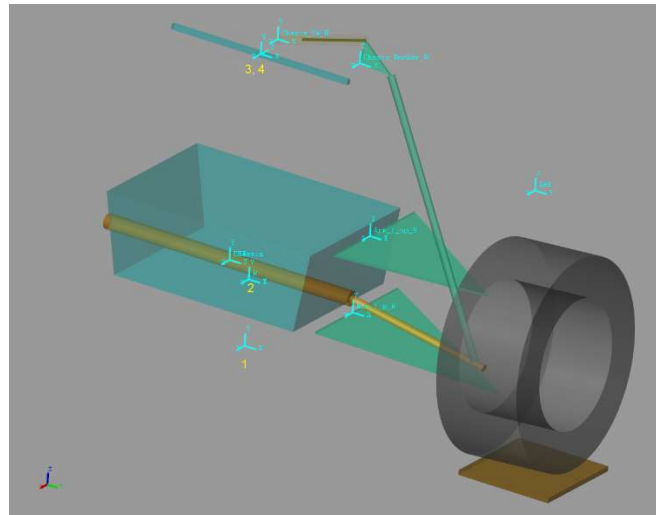


Ilustración 35. 1/4 Rueda Delantero. Subsistema Chasis representado. Fuente: Elaboración Propia

La localización de los elementos se debe hacer en base a la geometría de la que estén hechos ya que los puntos de referencia de cada sólido varían. El sólido “chassis_f” (Ilustración 36) se ha hecho mediante la extrusión general del bloque *Solid*. Se requiere indicar los puntos, siguiendo las caras, teniendo que coincidir al menos una de las caras con el eje de referencia. Por tanto, no se podría tener el chasis con el sistema de referencia directamente medido desde el suelo como se recogen los datos (Ilustración 36), sino que hay que trasladar las medidas al que requiere el sólido.

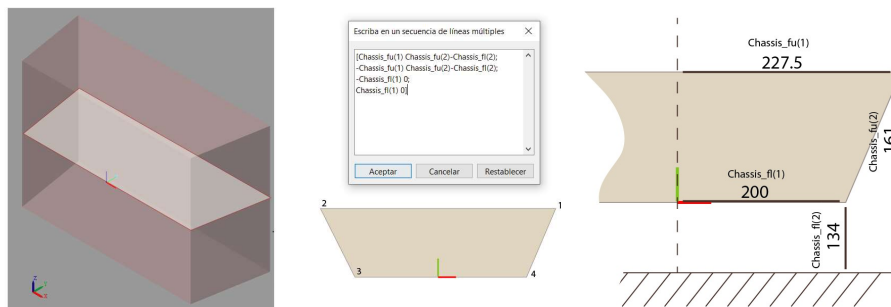


Ilustración 36. Sólido Chassis_f. Fuente: Elaboración Propia

Toda la información referente a las traslaciones y giros (la configuración de cada bloque) está especificada en el apartado de anexos.

3.2.3. Subsistema Arm_f_np_R

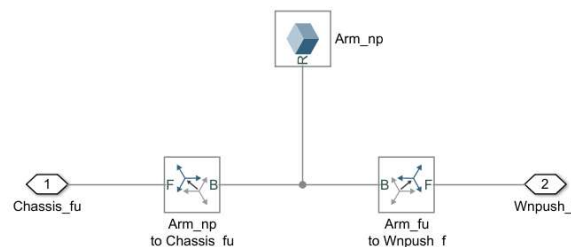


Ilustración 37. 1/4 Rueda Delantero. Subsistema Arm_f_np_R. Fuente: Elaboración Propia

Los brazos de suspensión pueden tener conexión o no por las push. Se sabe que en el prototipo M22RT las push delanteras están en el triángulo inferior y en las traseras en el superior. Con vistas a un futuro para poder invertir el orden o hacer pruebas, se ha dividido los triángulos

en aquel que no tiene push y en aquel que sí lleva. El nombre de este subsistema proviene por tanto de “Arm front no push right” o, lo que es lo mismo, “brazos delanteros no push derecha”.

La Ilustración 37 muestra el sistema que proviene del punto Chassis_fu. Este punto no es el mismo que el del chasis, sino que se ha tomado los valores de los puntos de suspensión relacionados con el punto de no push (Pto_f_np) ya que los que se utilizaron en el chasis son para su representación.

Si se encuentra en la Ilustración 31 los brazos de suspensión, en la conexión con el chasis aparece un bloque *Revolut joint* (una bisagra) en vez de dos *Gimbal Joint* (dos rótulas) por cada conexión real. Esto es debido a que, a nivel de movimiento, si se representa con dos sólidos, éstos están actuando como un único elemento que gira sobre el eje que une las conexiones. Además que no tiene los parámetros anti que giran este eje, lo cual simplifica el ensamblaje. Se podría reducir entonces el diagrama utilizando un único triángulo que tiene su origen de coordenadas en el plano de suspensión 2D (ver Ilustración 38).

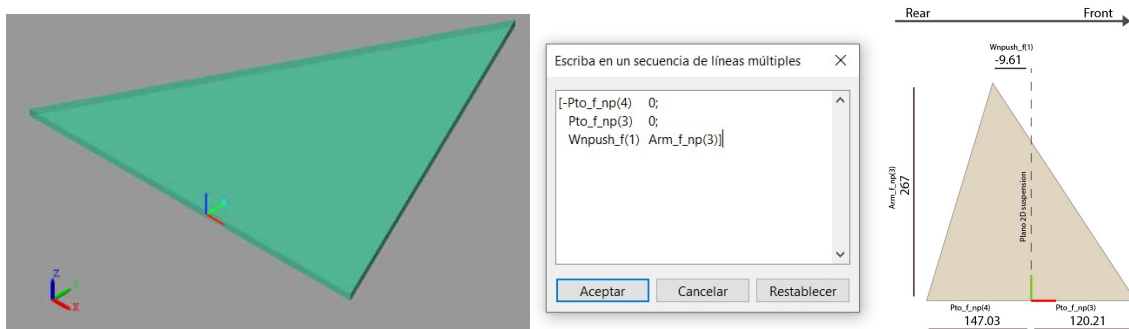


Ilustración 38. Triángulo no push delantero. Fuente: Elaboración Propia

3.2.4. Subsistema Arm_f_p_R

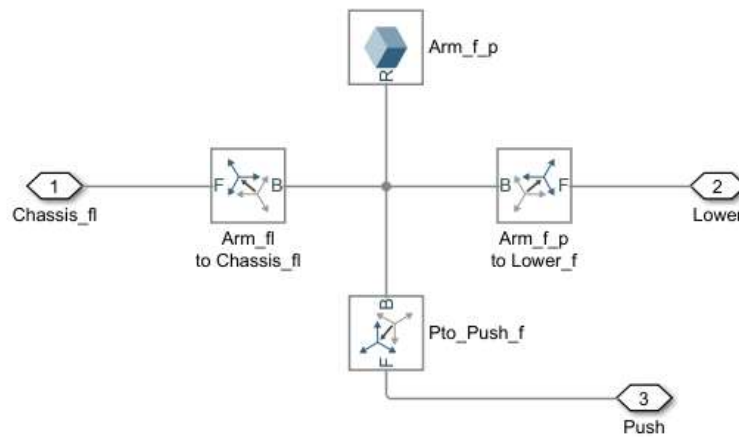


Ilustración 39. 1/4 Rueda Delantero. Subsistema Arm_f_p_R. Fuente: Elaboración Propia

Se trata del mismo subsistema anterior, pero con la conexión a la push. Por esto, su nombre es “Arm front push right” o “brazos delanteros push derecha”. La formación del sólido es exactamente la misma que la anterior, pero cambiando la abreviatura. Hay que tener en cuenta que la medida de Wpush_f puede tener el signo negativo debido a la forma de especificar la localización de los puntos de la rueda (se verá a continuación), por lo que la Ilustración 40 formaría un triángulo en donde el vértice estará en la parte frontal del plano 2D de suspensión y la Ilustración 38 estará por la parte trasera del plano.

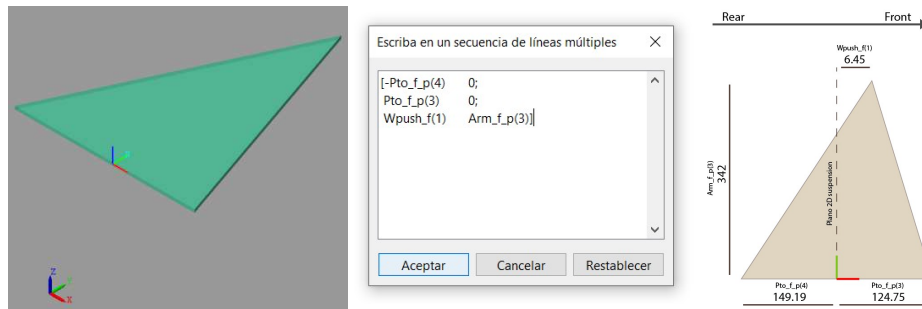


Ilustración 40. Triángulo push delantero. Fuente: Elaboración Propia

3.2.5. Subsistema Wheel_FR

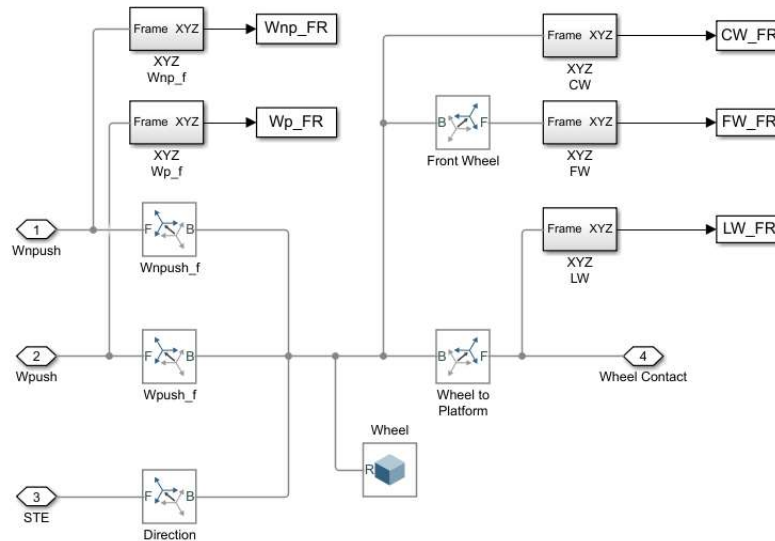


Ilustración 41. 1/4 Rueda Delantero. Subsistema Wheel_FR. Fuente: Elaboración Propia

Partiendo del sólido “Wheel”, se trasladan los puntos que van a ser el Upper, Lower y dirección. Al tener los brazos intercambiables, los puntos relativos a los brazos definirán si es el punto delantero y cual es el inferior. Se presentan bajo el nombre de Wpush_f (Wheel push front) y Wnpush_f (Wheel no push front).

El sólido se ha formado con la opción de revolución. Al contrario que ocurría con el chasis, la revolución permite describir el diámetro del neumático, el de la llanta y el perfil que tiene. En base a un rectángulo, permite revolucionarlo 360° para formar la forma de la rueda. Es verdad que sólo se ha descrito el neumático, pero este sólido representará toda la rueda incluyendo los anclajes que hay en la misma.

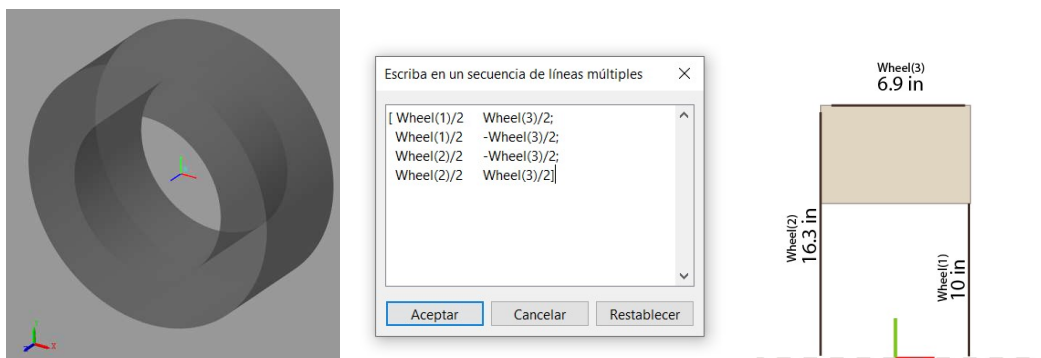


Ilustración 42. Wheel_FR. Fuente: Elaboración Propia

3.2.6. Subsistemas Push - Balancín – SA

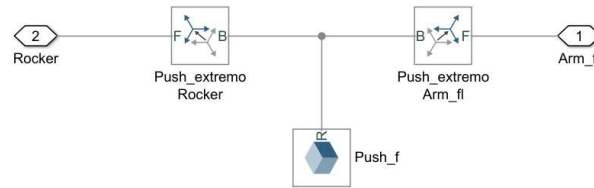


Ilustración 43. 1/4 Rueda Delantero. Subsistema Push. Fuente: Elaboración Propia

El Sistema de amortiguación del monoplaza M22RT consta de una barra que va desde el brazo con la conexión de la push hasta el balancín, tal y como aparece en la Ilustración 43, siendo el brazo un tubo de 15 mm de diámetro con la longitud indicada (más información en los anexos).

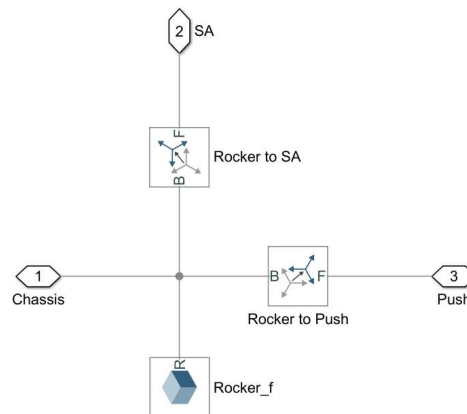


Ilustración 44. 1/4 Rueda Delantero. Subsistema Rocker FR. Fuente: Elaboración Propia

El subsistema del balancín tiene 3 conexiones: la que va al chasis, la que da al muelle y la que da a la push. El sólido, que está hecho como los brazos, tiene su origen en el vértice del chasis, dejando uno de los lados en el propio eje (véase la Ilustración 45).

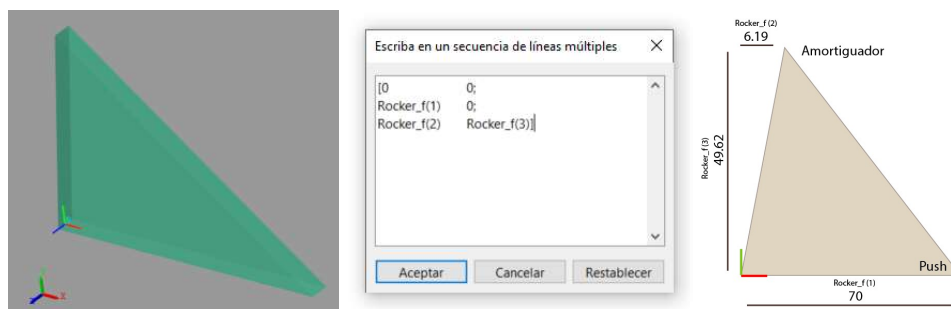


Ilustración 45. Rocker_f. Fuente: Elaboración Propia

El amortiguador estará representado por dos cilindros que se unen mediante un *Prism joint*. Si se pone atención a la Ilustración 46, a un lado, el cilindro está conectado al chasis, que será la parte fija del conjunto, sólo pudiendo rotar sobre el punto de chasis, mientras que el pistón está conectado al balancín. Éste será la parte móvil del conjunto, pudiendo desplazarse por dentro del cilindro y rotando sobre el mismo punto del cilindro a medida que la rueda suba y baje.

Tanto el cilindro como el pistón están representados con el datasheet de los amortiguadores (ir al apartado Muelle-amortiguador) el cilindro tiene la longitud de la distancia entre muelles (200), mientras que el pistón es la resta entre el recorrido del muelle y la distancia total (200-57). Se ha representado de esta manera para poder ver los gráficos de la simulación y apreciar si sobrepasa o no las medidas máximas y mínimas.

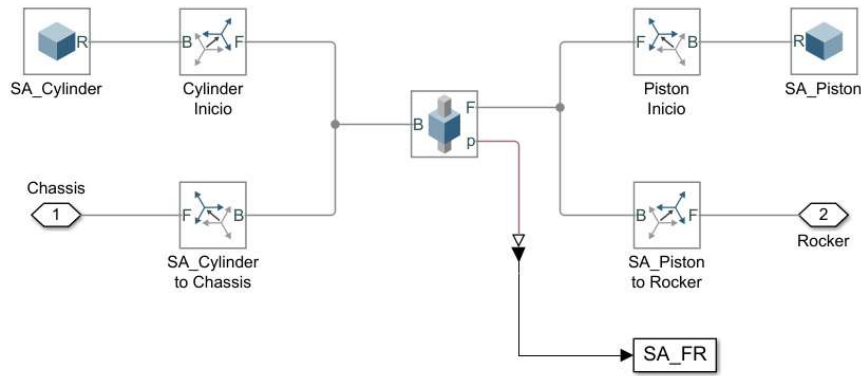


Ilustración 46. 1/4 Rueda Delantera. Subsistema SA. Fuente: Elaboración Propia

3.2.7. Subsistema Platform_FR

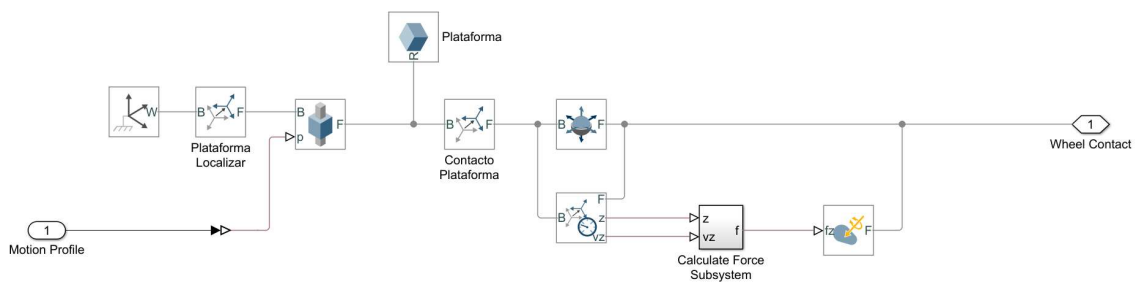


Ilustración 47. 1/4 Rueda Delantera. Subsistema Platform_FR. Fuente: Elaboración Propia

La plataforma está localizada desde el *Word Frame*, es decir, desde la referencia del mundo, pero a su vez puede desplazarse en el eje *z* con la junta prismática (movimientos verticales). El conjunto del contacto plataforma hasta contacto rueda es el mecanismo para traspasar la fuerza entre la plataforma y la rueda. Es decir, desplazar la fuerza del movimiento. Primeramente se coloca una conexión de 6 grados de libertad entre los dos contactos. Esto permite que cada elemento se mueva por separado. Si se simulara así, los dos sólidos se moverían por separado incluso solapándose como si no existiera.

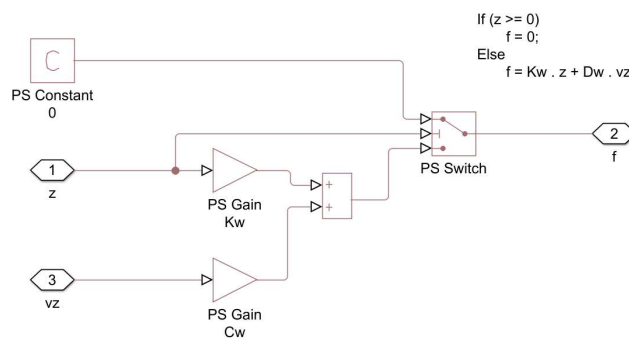


Ilustración 48. Fuerza en la Plataforma. Fuente: (Student Competition, s.f.)

Si se quiere modular esa fuerza que se ejerce en el contacto, de debe tener un modelo como el de la Ilustración 48, el cual, a partir del desplazamiento y de la velocidad entre los dos puntos de contacto, se calcula la fuerza como un conjunto muelle-amortiguador. Esta fuerza sólo actuaría si el desplazamiento entre los dos contactos es negativo (uno se interpone con otro), no dejando que se traspasen entre ellos. Se coloca entonces un selector (*PS Switch*) que se configura con el umbral en 0. La primera entrada será si se cumple la condición de que sea mayor o igual, mientras que la tercera entrada es cuando sea menor. Esta condición se comparará con la 3 entrada, en este

caso, el desplazamiento z. Por tanto, si se quiere representar la condición que aparece en la Ilustración 48, se debe poner como primer input la constante 0; y como tercer input la ecuación de la fuerza calculada con el muelle y el amortiguamiento. Los bloques de ganancias (*PS Gain*) multiplican la entrada, mientras que el *PS Add*, sumarían los términos entrantes.

3.2.8. Subsistema Steering

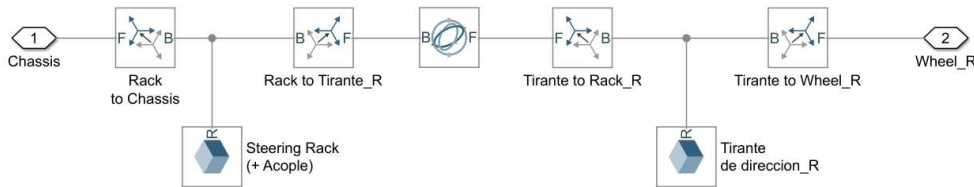


Ilustración 49. 1/4 Rueda Delantera. Subsistema Steering. Fuente: Elaboración Propia

El subsistema de dirección lo forman los sólidos de la cremallera y del tirante (Ilustración 49). Ambos se han formado como dos cilindros (con sus longitudes correspondientes). La cremallera está unida al chasis mediante una junta prismática (Ilustración 31) que actúa según el input. Estos dos sólidos, a su vez están unidos por un Gimbal Joint que representa el rod-end que une el tirante con la extensión de la cremallera. De esta manera, la rueda puede direccionarse.

3.3. Cuarto de rueda trasero

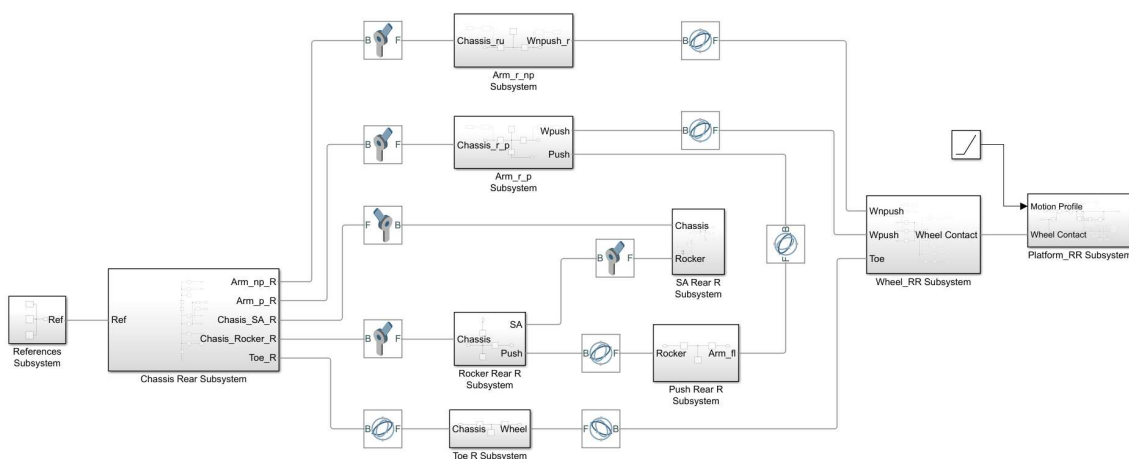


Ilustración 50. Modelo 1/4 de rueda Trasero. Fuente: Elaboración Propia

El cuarto de rueda trasero es el mismo que el delantero (Ilustración 31) salvo el sistema de dirección, que se simplifica. Además, todos los subsistemas anteriores sólo cambiarían los datos de entrada (cambiando los front por rear), teniendo todos los códigos cambiados en los anexos.

3.3.1. Subsistema Toe

Como se puede observar, este subsistema contiene la unión del chasis con la rueda a través del toe, un tirante formado por un cilindro. Esta diferencia hace que la rueda trasera no se pueda dirigir, teniendo una única dirección.

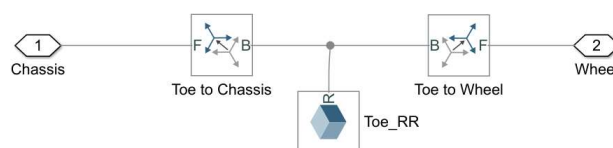


Ilustración 51. 1/4 Rueda Trasero. Subsistema Toe R. Fuente: Elaboración Propia

4. Post-Procesado estático

Una vez que se inicie la simulación de cada rueda, se recogerán varios archivos en formato “.mat”, el archivo de datos de Matlab, que son puntos en el espacio. Con esa información, se ejecutará un código de Matlab (“.m”) que filtrará los resultados y se graficarán para poder analizarlos.

4.1. Obtención de posiciones

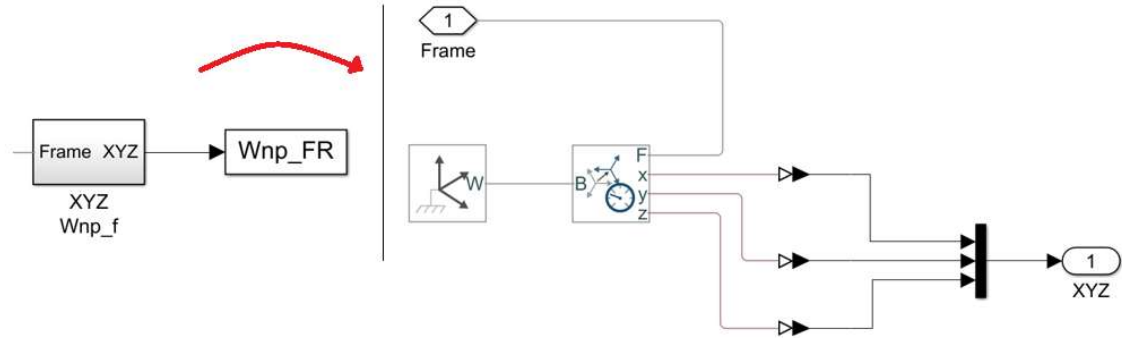


Ilustración 52. Subsistema de recogida de datos. Fuente: Elaboración propia & (Student Competition, s. f.)

Este subsistema se encarga de recoger las coordenadas del punto que se necesite (entrada por *Frame*) en base al *World Frame* tal y como se ve en la Ilustración 52. El sensor recoge las traslaciones uniéndolas en una única señal con el bloque *Mux* permitiendo así crear la señal con las tres coordenadas. Esta señal va hacia el output del subsistema, donde acaba en el bloque *To File* que crea los archivos “.mat”.

Las señales que se recogen están localizadas en 3 subsistemas diferentes:

El subsistema del amortiguador (ir a Ilustración 46), contiene el *Prism Joint* que, entre las opciones disponibles, ofrece recoger la distancia entre los dos marcos en el eje z, es decir, entre el cilindro y el pistón.

En el subsistema de la rueda (ir a Ilustración 41) se localizan varios puntos importantes como son el Upper, el Lower, el centro de la rueda (*Center Wheel*), la parte inferior de la rueda (*Lower Wheel*) y el frente de la rueda (*Front Wheel*). Aunque se dijo anteriormente que no estaban definidos cuál iba a ser el Upper y el Lower debido a la versatilidad del sistema, se recogen en su defecto los puntos *Wheel no Push* y *Wheel Push*, los cuales se van a clasificar posteriormente.

El subsistema del chasis (ir a Ilustración 34) tiene sólo dos posiciones más. Se tratan de los puntos de suspensión tanto del que no tiene push como el que no. Al igual que en los puntos del Upper y el Lower, se van a clasificar también en cuál es el superior o inferior.

4.2. Cálculos matemáticos

Teniendo el archivo de simulación ejecutado, se generarán los ocho archivos “.mat”, que contendrán, aparte de las coordenadas, el tiempo transcurrido. Según la configuración del bloque *To File*, se exportan los datos en formato array para poder manipularlos más fácilmente. El Archivo que va a tratar estos datos es “*Sim_Results.m*”, adjuntado en los anexos del proyecto. Los cálculos en los que está basado el archivo se describen a continuación, aunque no está todos los pasos descritos.

4.2.1. Camber

Este ángulo está definido en la vista frontal del coche, por tanto, se trabajará con el plano “y-z” (verde-azul en la Ilustración 53). Para el cálculo del Camber se necesita dos puntos de la rueda para calcular el ángulo con respecto a la horizontal. De todas las posibles maneras, se ha propuesto calcularlo con los puntos Center Wheel (CW) y Lower Wheel (LW). Éstos, en la posición de la imagen, forman un triángulo rectángulo. Sabiendo las medidas del seno y el coseno se podrán calcular el ángulo.

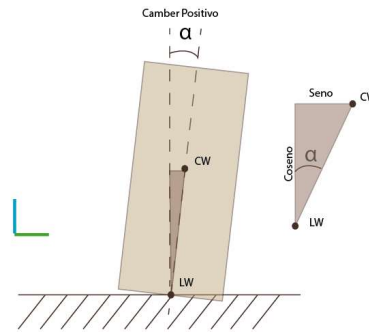


Ilustración 53. Bases geométricas del Camber. Fuente: Elaboración Propia

$$\tan(\alpha) = (CW_y - LW_y)/(CW_z - LW_z) \quad (2)$$

Donde,

- α es el ángulo Camber
- $CW_{y,z}$ es el punto Center Wheel
- $LW_{y,z}$ es el punto Lower Wheel

Es importante saber que el ángulo positivo sale con la diferencia en el “eje y”. Si el ángulo fuera negativo, la rueda estaría por el lado izquierdo, es decir, que LW sería mayor que CW.

4.2.2. Ángulo Toe

Este ángulo se encuentra mediante la vista desde arriba del coche. Se basa en el mismo principio que el ángulo Camber, pero en el plano “x-y” (rojo-verde, Ilustración 54).

$$\tan(\alpha) = (CW_y - FW_y)/(CW_x - FW_x) \quad (3)$$

Donde,

- α es el ángulo Toe
- $CW_{y,z}$ es el punto Center Wheel
- $FW_{y,z}$ es el punto Front Wheel

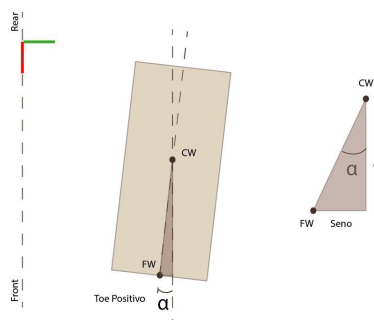


Ilustración 54. Bases geométricas del Toe. Fuente: Elaboración Propia

4.2.1. Scrub Radius

El Scrub Radius se va a calcular mediante la intersección del eje Kingpin con el suelo (Ilustración 55). Se va a encontrar analíticamente describiendo la ecuación de la recta del eje Kingpin en el punto donde se sitúe el suelo en su componente z, o lo que es lo mismo, el Lower Wheel (porque debe estar en contacto con el suelo). Antes de pasar los datos, se dijo anteriormente que no estaban clasificados los puntos Upper y Lower (W_{np} y W_p) con lo que se debe seleccionar como Upper al punto que tenga la componente z más alta en el primer instante de la simulación. La ecuación del eje Kingpin en función del eje de referencia y con la selección del Upper y Lower será:

$$SR_y = U_z + m \cdot (LW_y - U_y) \quad (4)$$

$$m = (U_z - L_z) / (U_y - L_y) \quad (5)$$

Donde,

- SR_y es el Scrub Radius
- $U_{z,y}$ es el punto Upper
- m es la pendiente del eje Kingpin
- LW_y es el punto Lower Wheel
- $L_{z,y}$ es el punto Lower

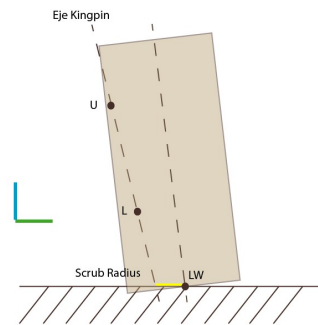


Ilustración 55. Bases geométricas del Scrub Radius. Fuente: Elaboración Propia

4.2.2. Insta Centre

Si bien se han clasificado los puntos Upper y Lower, se debe hacer lo mismo con los puntos de los brazos asociados ya que el Insta Centre se halla prolongando los brazos de suspensión y encontrando su punto de intersección (Ilustración 56).

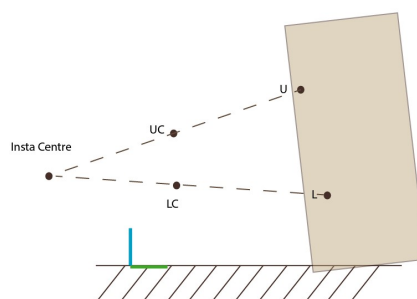


Ilustración 56. Bases geométricas del Insta Centre. Fuente: Elaboración Propia

Se calcularán analíticamente esta intersección utilizando un sistema lineal de 2 ecuaciones y 2 incógnitas. Tal y como se calculó anteriormente en el Scrub Radius, se calcularán primero las dos pendientes de cada brazo:

$$gr1 = (U_z - UC_z)/(U_y - UC_y) \quad (6)$$

$$gr2 = (L_z - LC_z)/(L_y - LC_y) \quad (7)$$

El sistema de ecuaciones será:

$$\begin{bmatrix} -gr1 & 1 \\ -gr2 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} UC_z - gr1 \cdot UC_y \\ LC_z - gr2 \cdot LC_y \end{bmatrix} \quad (8)$$

Donde,

- $gr1$ es la pendiente del brazo superior
- $gr2$ es la pendiente del brazo inferior
- $U_{y,z}$ es el punto Upper
- $L_{y,z}$ es el punto Lower
- $UC_{y,z}$ es el punto Upper Chassis
- $LC_{y,z}$ es el punto Lower Chassis

4.2.3. Roll Centre

El roll Centre, aunque se estipuló que se calculaba con la intersección de los dos insta centre (de cada rueda del mismo eje). A causa de que se trata de 1/4 de rueda, se supondrá que las dos ruedas tienen el mismo movimiento vertical, lo que implica que el roll centre esté en el centro del coche (en el plano de simetría). Se trata entonces de encontrar la intersección entre la recta que une el insta centre con el contacto de la rueda, con el plano de simetría (Ilustración 57). La ecuación de la recta que se busca será:

$$RC_z = LW_z + m \cdot LW_y \quad (9)$$

$$m = (ic_z - LW_z)/(ic_y - LW_y) \quad (10)$$

Donde,

- RC_z es el Roll Centre
- $LW_{y,z}$ es el punto Lower Wheel
- m es la pendiente de la recta entre insta centre y la rueda
- $ic_{z,y}$ es el insta centre

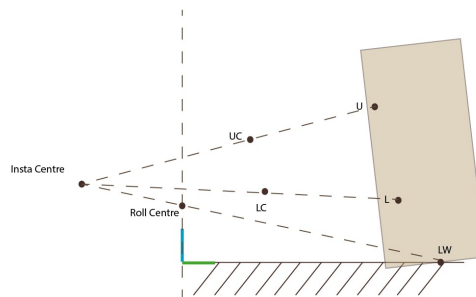


Ilustración 57. Bases geométricas del Roll Centre. Fuente: Elaboración Propia

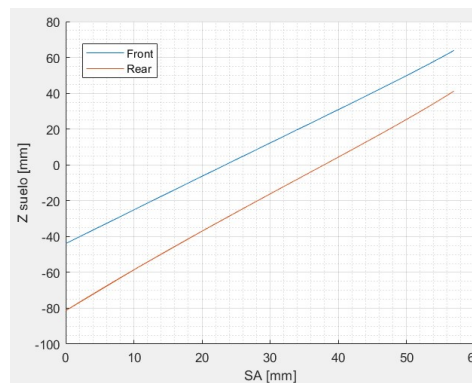
4.3. Resultados Estáticos

Tras saber qué es lo que hay detrás del programa, queda analizar las gráficas resultantes. Realizando el código de los anexos, se pueden representar los parámetros estudiados, pudiendo editarlos para conseguir otros como el Motion Ratio (ir a Balancín (*bell cranks*)). La mayoría de gráficas que se revisan a continuación, se comparan con los datos de diseño obtenidos por el vsusp, lo que se puede revisar en qué orden de error están calculados. La principal ventaja de los datos

de simulación respecto a los datos de vsusp es que se pueden ver el intervalo real que tiene el amortiguador escogido.

4.3.1. Motion Ratio

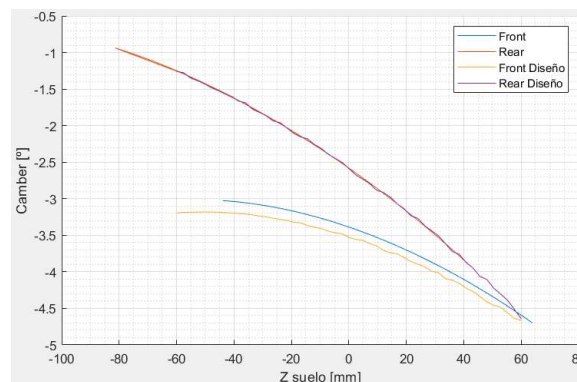
La gráfica que se presenta a continuación (Gráfica 1) se trata de la relación que hay entre el desplazamiento vertical de la suspensión frente al desplazamiento del amortiguador, es decir, el **Motion Ratio** del balancín. El eje vertical simula el desplazamiento de la rueda desde el coche en diseño estático (sin ninguna fuerza aplicada además del propio peso). El eje horizontal representa el amortiguador, que, cuando tiene valor 0 significa que está completamente extendido, llegando a los 57 mm de compresión máxima. Las dos rectas que se observan presentan una recta lineal que resulta favorecedor en el caso de este monoplaza ya que se tiene una relación continua.



Gráfica 1. Motion Ratio (amortiguador - suelo). Fuente: Elaboración Propia

Seleccionando dos puntos de cada recta, se calculará la pendiente. La rueda delantera tiene un Motion Ratio de 1,86. Representa que cada mm de amortiguador la rueda pueda desplazarse 1,86 mm en vertical. Comparando la relación que se obtuvo en el diseño de 1,84, se traslada a un error de 0,02 mm en extensión y 1,14 mm en una compresión completa. En el caso de la rueda trasera, se estimó en diseño una relación de 1,75 de relación, sin embargo, en la simulación da una relación de 2.09. Supondría un error de 0.34 mm en completa extensión y 19.38 mm en compresión. Por tanto, el recorrido que hace la rueda delantera es ligeramente menor que la diseñada, mientras que la rueda trasera tiene más recorrido real.

4.3.2. Camber Game



Gráfica 2. Camber Game. Fuente: Elaboración Propia

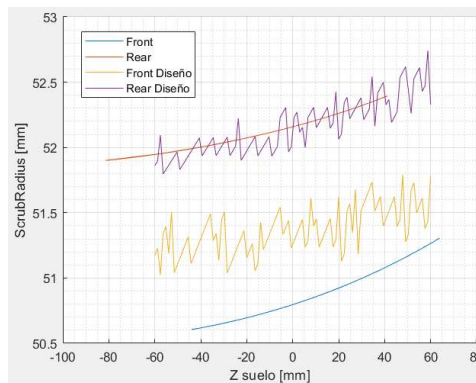
El Camber Game es la variación de Camber que tiene el recorrido completo de la suspensión. La Gráfica 2 muestra el Camber Game representando en el eje horizontal el desplazamiento vertical de la rueda (el *bump*). La gráfica presenta los resultados obtenidos en la simulación comparados con el programa de vsusp. Se puede apreciar que los resultados del Rear son iguales

(aunque con un poco de ruido). Sin embargo, el eje delantero, aunque sigue la misma pendiente, tiene una variación de aproximadamente 0.2° siendo la de diseño menor. Dado que la curva trasera coincide, da a pensar que el problema ha sido de introducción de datos.

Según los valores que se han conseguido en el diseño, pasa el valor límite (-4°). Estos valores tan pronunciados se tuvieron en cuenta, ya que en la etapa de fabricación, se cometen mínimos errores que puede variar muchísimo el ángulo Camber. Tras la experiencia de la temporada 2020-21, se decidió disminuir el ángulo a consta de “arreglarlo” en el set-up del coche.

4.3.3. Scrub Radius

La Gráfica 3 representa el Scrub Radius, calculado con la simulación y vsusp (las de diseño). Salta a la vista que las de diseño no tiene ningún patrón de continuidad aunque se puede visualizar un cierto aumento del Scrub Radius conforme la altura del suelo asemejándose con las de la simulación. En la temporada de diseño, la referencia que se tiene de este parámetro es ver cuánto puede variar, aunque esto es despreciable ya que los valores no varían más de 0.5 mm (véase la escala). Es de esperar que, según aumenta la altura de la rueda, el Camber va disminuyendo (pasa a ser más negativo), haciendo que el eje Kingpin se incline más y por tanto, aumentando el Scrub Radius de forma progresiva.



Gráfica 3. Scrub Radius vs Desplazamiento vertical. Fuente: Elaboración Propia

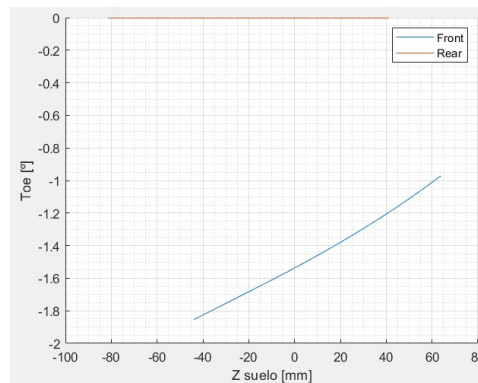
Con respecto a los valores entre 50 y 52 mm resultan muy elevados sobre todo por la dirección. Se dijo de que tenían que ser menores de 40 mm y no variar más de 5 mm, ya que si fueran más positivos, las fuerzas externas se transmite a la dirección. Esto puede concordar con que sucedió en los test y las competiciones. El equipo técnico recibía realimentación por parte de los pilotos que la dirección estaba “muy dura” hasta tal punto que tras pasar las pruebas dinámicas se les cargaban los músculos. Sería acertado pensar que estos valores son causa directa que se tiene que remediar. Esta temporada se está trabajando en reducir este valor. Las dos vías posibles para reducirlo sin rehacer el interior de rueda serían: variando la posición del Upper o consiguiendo una llanta nueva con un offset más pronunciado.

4.3.4. Ángulo Toe

El **ángulo toe** no se ha podido analizar con anterioridad, por lo que se representará la variación del toe con respecto al desplazamiento vertical (Gráfica 4). La extrañeza que hay es que la variación del toe trasero no tiene variación alguna (sólo en el orden de las diezmilésimas). En la realidad no se alcanzaría totalmente estas medidas de diseño, por lo que cambiaría con respecto a la subida de la rueda. La representación más común es como la que se ve en la delantera.

Se puede ver que en la posición estática de la delantera está a aproximadamente $-1,55^\circ$ siendo la diseño de un toe neutro. Esta gran diferencia de grados (se recuerda que se toman valores de aproximadamente 0.25°) proviene de un error de logística a la hora de fabricar el coche. La

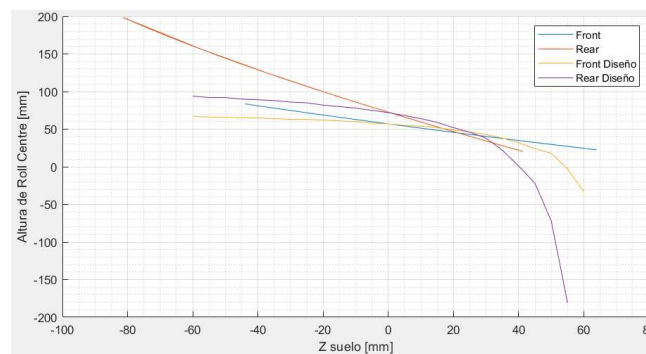
extensión de la cremallera no se pudo cambiar, dejando el tirante de dirección con la medida de la extensión de cremallera ideal. Dado que las barras de dirección son fáciles de fabricar, se rehízo la barra con el fin de tener el toe neutro en posición estática (desplazamiento vertical 0 en la Gráfica 4).



Gráfica 4. Toe vs Desplazamiento vertical. Fuente: Elaboración Propia

4.3.1. Roll Centre

Como se mencionó en el cálculo del **Roll Centre**, estas medidas están acotadas entre la premisa que tanto la rueda simulada como su simétrica hacen exactamente el mismo movimiento vertical. La función de esta gráfica es la de saber entre qué valores podría variar.



Gráfica 5. Roll Centre vs Desplazamiento vertical. Fuente: Elaboración Propia

El roll centre de las gráficas de diseño no tienen mucho en relación con su comportamiento. Se aprecia que en la situación estática de diseño (0 en desplazamiento vertical) tanto las de diseño como las de simulación tienen el mismo roll centre. Como se dijo en el anterior párrafo, se dedujo el roll centre en el plano de simetría, siendo lógica la pendiente continua que describen. Por otra parte, el vsusp no toma esta premisa, sino que una de las ruedas queda estática, cambiando el roll tanto en la dirección vertical como en la horizontal, creando así las curvas de Gráfica 5.

Los valores de simulación delanteros están en el límite de variar menos de 50 mm, pero los traseros quedan lejos de este margen ya que hay una diferencia de 150 mm entre la extensión y compresión completa del amortiguador. La realidad es que no se van a alcanzar unos valores tan pronunciados ya que los valores de pista son los desplazamientos positivos. Entre los 20 y 40 mm hay un cambio de inclinación en el roll axis: la situación estática es inclinada hacia delante y cuando hay un bump de más de 20 mm se inclina hacia la parte trasera.

5. Dinámica

Tras haber representado todos los parámetros más importantes de la suspensión en función del movimiento vertical de la rueda, se va a proseguir con las acciones que se producen con las acciones dinámicas.

El usar Simscape Multibody permite que los modelos de varios grados de libertad sean ejecutados sin encontrar su función de transferencia, pudiendo completar el modelo tanto como se necesite. En esta ocasión no se ha podido ejecutar el modelo del vehículo completo debido a la alta capacidad computacional requerida, sin embargo, se han simulado los modelos de 1/4 de vehículo (tanto delantera como trasera) y 3 modelos de eje (uno para cada eje y otro para la vista lateral del monoplaza).

5.1. Conceptos básicos

Como se ha mencionado anteriormente, el vehículo se somete a varios tipos de excitaciones: la de la calzada, las producidas por el motor (movimiento armónico), el tren motriz y la acción aerodinámica. Todas estas acciones, junto con las aceleraciones que tiene el sistema, provoca movimientos verticales, de balanceo y de vaivén. Todos estos movimientos se tienen que reducir con el objetivo de no perder fuerza de agarre en el circuito ya que las oscilaciones verticales hacen que se pierda la fuerza con la que la rueda toca el suelo. Por tanto, se dedicará este apartado a esclarecer varios conceptos esenciales de vibración. (Aparacio et al., 2017) (Luque et al., 2004)

5.1.1. Masa suspendida y no suspendida

En cualquier monoplaza se puede pesar el coche completo, dando un peso de por ejemplo 250 Kg. Sin embargo, no toda esta masa se va a excitar de la misma manera ya que parte de esta masa está apoyada en el suelo y la otra parte está soportada por la suspensión. De esta forma se diferencia la **masa suspendida** (la que está apoyada en la suspensión, es decir, el chasis con todo los elementos que están fijamente acoplados) y la **masa no suspendida** (la que está entre la suspensión y el suelo). Este último término incluye todos los elementos que forman los brazos de suspensión, los interiores de rueda y las ruedas, pero hay algunos elementos que están en contacto entre ambas masas tal y como los palieres (ejes de transmisión) que unen el diferencial con el interior de rueda. Éstos son los que se clasifican como masa **semisuspendida**, el cual se toma un porcentaje de la masa del elemento que se irá a la masa suspendida y otro a la masa no suspendida.

5.1.2. Frecuencia natural

La frecuencia natural de un sistema es aquella frecuencia con la que el elemento excitado hace resonancia. Las masas suspendidas de los coches suelen tener esta frecuencia entorno a 1 Hz, mientras que la no suspendida entre 10 y 12 Hz. El coche que se mueva por la carretera tendrá por tanto una vibración común fruto de la superposición de las dos frecuencias, resonando en la frecuencia natural de la masa suspendida como de la no suspendida. Con el modelo de 2 Grados de libertad (Ilustración 61) se puede conseguir la aproximación de la frecuencia natural de cada una de las masas. Para conseguir estas ecuaciones se ha tenido de tomar varias simplificaciones que se pueden encontrar en el libro de Ingeniería del Automóvil (2004).

$$\omega_{m1} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K_n + K_s}{m_1}} \quad (11)$$

$$\omega_{m2} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K_n \cdot K_s}{(K_n + K_s) \cdot m_2}} \quad (12)$$

Donde,

- $\omega_{m1,2}$ es la frecuencia natural en Hz de las masas 1 y 2
- $K_{s,n}$ es la rigidez del elemento elástico de la amortiguación y del neumático
- $m_{1,2}$ es la masa suspendida y no suspendida

5.1.3. Balanceo

El balanceo de la suspensión no es más que el giro que se produce en el vehículo ante las diferentes deformaciones que pueda tener la suspensión. Se describió el concepto de centro instantáneo de rotación y el roll centre (acudir a Parámetros influyentes), siendo este último el que influirá en el balanceo.

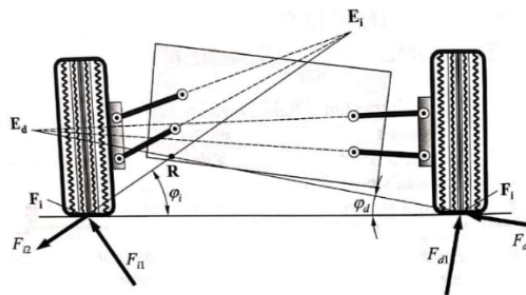


Ilustración 58. Balanceo de la suspensión. Fuente: (Luque et al., 2004)

Se analizó el roll centre estáticamente, sabiendo que el coche se comportaba de forma simétrica, proporcionando un roll centre en el eje de simetría, pero esto está lejos de la realidad cuando se trata de aceleraciones laterales producidas por las curvas (ver Ilustración 58). Este punto con la geometría definirá el valor de la transferencia de carga de una rueda a otra producida por el balanceo de la masa suspendida. (Luque et al., 2004)

La magnitud de esta fuerza estará dada por la siguiente ecuación:

$$F_z = F_{d2} \cdot \text{sen}(\varphi_d) - F_{i2} \cdot \text{sen}(\varphi_i) \quad (13)$$

Donde,

- F_z es la fuerza vertical de la transferencia de carga
- $F_{d,i2}$ es la componente de fuerza que sigue la línea F-E (de roll) en la ilustración 55.
- $\varphi_{d,i}$ es el ángulo que forma las líneas del roll centre (R)

Además, en un monoplaza, si se unen los dos Roll Centre de los ejes, forman el eje de balanceo, pudiendo estar inclinado para reducir esta transferencia de carga. A efectos prácticos, esta inclinación no es suficientemente representativa en las fuerzas calculadas, por lo que esta inclinación se puede omitir.

5.1.1. Cabeceo y Vaivén

Estos dos movimientos, al contrario que el balanceo, aparecen en el eje longitudinal del vehículo. Cuando hay una transferencia de carga hacia el eje trasero se considera un cabeceo positivo, siendo negativo hacia el eje delantero. Esta transferencia provoca una variación en altura del centro de gravedad, llamado vaivén. Esta transferencia de carga hace que las suspensiones delanteras y traseras cambien, teniendo este cambio en la altura del centro de gravedad. En conjunto, serán las que provoquen las vibraciones longitudinales del vehículo. (Luque et al., 2004)

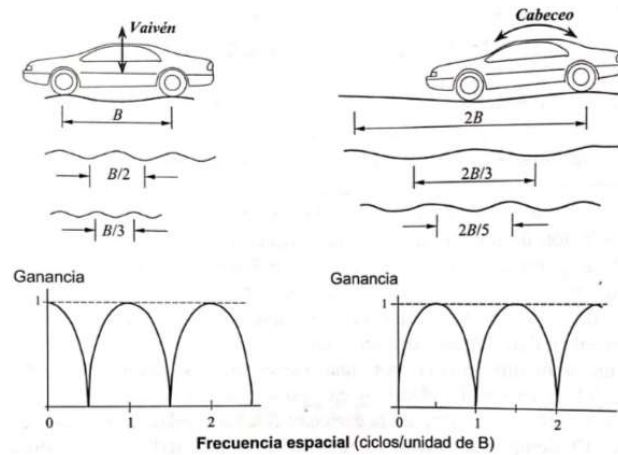


Ilustración 59. Influencia de la batalla en el Cabeceo y vaivén. Fuente: (Luque et al., 2004)

El movimiento vertical del vehículo que se produce en el eje delantero al conducir el vehículo se considera el mismo perfil que se generará en el eje trasero pero retrasado un tiempo. Este tiempo será la batalla del coche entre la velocidad a la que va. Las vibraciones que se producen en el eje delantero puede ser contrarrestadas por el trasero, filtrando la ganancia de respuesta. Este evento se conoce como filtrado debido a la batalla.

El filtrado debido a la batalla puede anular los efectos del cabeceo y vaivén a ciertas longitudes de onda (las que aparecen en la Ilustración 59, las cuales están en función de la batalla). A frecuencias en las que se divide la velocidad entre dos o sus múltiplos impares ($2B$, $2B/3$, $2B/5$...), el cabeceo se apreciará más. Por otra parte, el vaivén se apreciará con frecuencias en las que la velocidad se divide entre la batalla y divisores exactos (B , $B/2$, $B/3$...). (Luque et al., 2004)

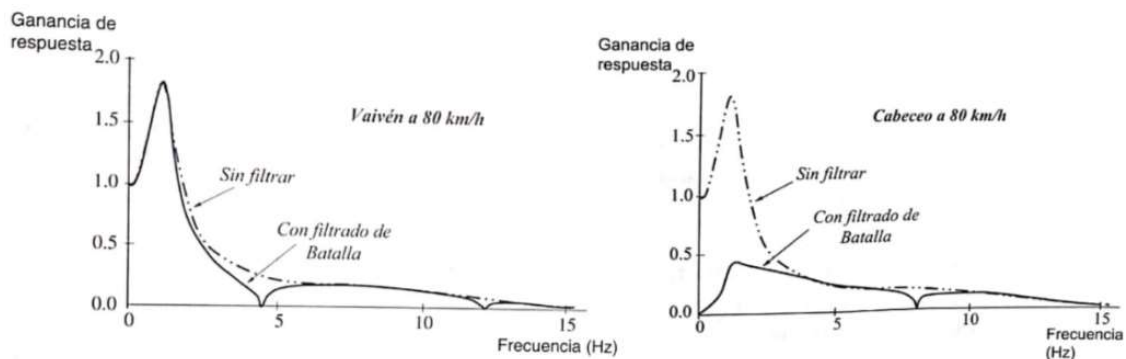


Ilustración 60. Respuesta del cabeceo y vaivén a $f=1.25$ Hz. Fuente: (Luque et al., 2004)

El cabeceo y el vaivén a 80 km/h (Ilustración 60) a una frecuencia de 1.25 Hz son muy distintos. Mientras que en el cabeceo se aprecia la disminución de ganancia a altas frecuencias con un vaivén predecible, la gráfica izquierda se aprecia la similitud entre el modelo de 1/4 de vehículo y su filtrado, anulándose la ganancia en ciertas zonas. Se puede decir que el vaivén es equivalente al del modelo de 1/4 de vehículo.

5.2. Modelo 1/4 de Vehículo

El modelo de una rueda que se ha elaborado para conseguir los parámetros estáticos se puede modificar para obtener el modelo de 1/4 de vehículo delantero y trasero. Se harán unas modificaciones al sistema Multibody, modificando las uniones que se verán a continuación (el

entorno y las fuerzas que se apliquen en la plataforma) llegando al sistema de 2Gdl que se puede ver en la Ilustración 61.

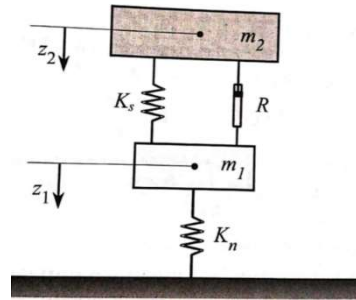


Ilustración 61. Modelo de 2 grados de libertad. Fuente: (Luque et al., 2004)

Lo primero será cambiar el Bloque de Referencia añadiendo una junta que pueda moverse verticalmente y no se pueda rotar: el bloque Prismatic Joint. Como los marcos de referencias del chasis – World Frame estaban con los “ejes z” en sentido vertical, sólo hizo falta conectar la junta. EL bloque de referencia para el modelo de 1/4 de rueda será el de la Ilustración 62.

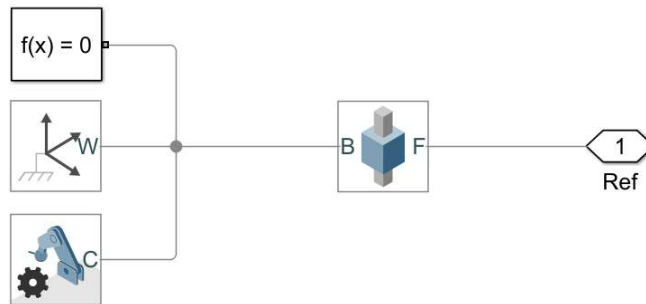


Ilustración 62. Edición de bloque referencia. Fuente: Elaboración Propia

El boque del subsistema del amortiguador (Ilustración 46) tenía la rigidez y los coeficientes de amortiguamiento lineales (ver Ilustración 63), no siendo éstos los que realmente están instalados en el monoplaza, pero que sirven para analizar la geometría ya que no influyen los coeficientes.

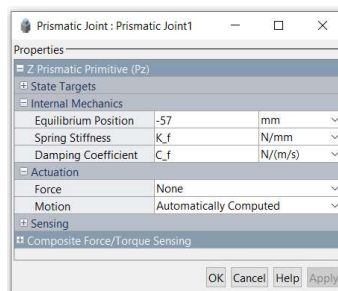


Ilustración 63. Configuración de la junta SA. Fuente: Elaboración Propia

Se va a modelar el comportamiento del amortiguador, asemejándose las características que tiene en las curvas de la Ilustración 7. Primeramente, antes de implementar la curva, se comprobó que el modelo funciona con los mismos coeficientes lineales, calculándose la fuerza en un bloque que se pueda intercambiar (Ilustración 64). Se comprobó que calculando la fuerza e introduciéndola en el apartado de actuador (Ilustración 63) siempre iba a tener una fuerza con la que empujar, acrecentándose la fuerza cada vez más. En vez de eso, la física que se ensambló fue la de que por el propio movimiento de la rueda (y por ende, el pistón del amortiguador), se calcule una fuerza que será la reacción de cada uno de los sólidos del amortiguador en sentido contrario.

De esta manera, el amortiguador no genera la fuerza, sino el propio movimiento de la suspensión que crea la fuerza. Según los signos del ensamblaje, la fuerza generada hacia el cilindro debe ser positiva (en una extensión) y el pistón negativa ya que intenta que el movimiento decrezca.

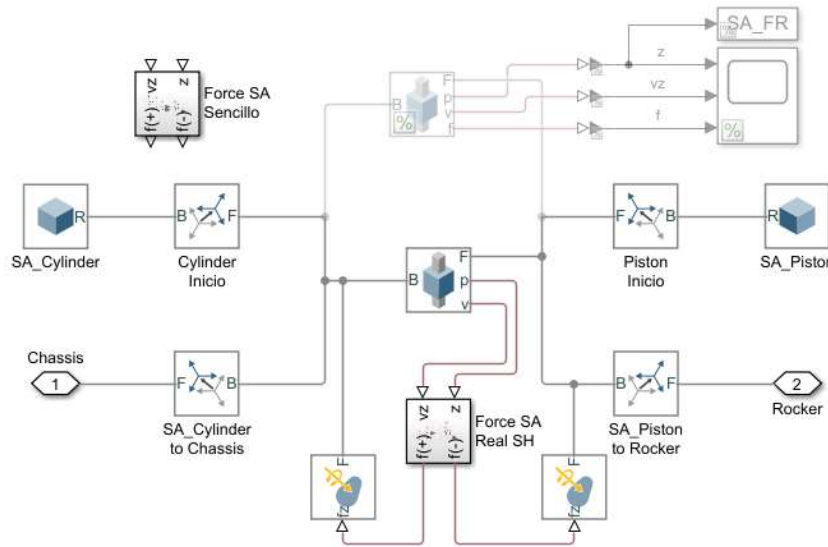


Ilustración 64. Subsistema SA con curvas del SA. Fuente: Elaboración Propia

El bloque de Force SA Sencillo (Ilustración 65) recogerá los movimientos relativos de la junta, siendo el punto de referencia la base desde el cilindro (0 mm), moviéndose hacia el pistón (-57 mm). En el bloque Add se suma 57 (la carrera del amortiguador) para convertir ese 0 a 57 mm y viceversa, ya que el muelle no va a tener fuerza cuando se extienda completamente (a no ser que tenga una precarga) y va a tener la máxima fuerza cuando se comprima del todo (ver la ecuación (1), en donde la rigidez se multiplica por el desplazamiento y la amortiguación por la velocidad). Según los criterios de signo, al expandirse, la fuerza de amortiguación será negativa a la velocidad que se tenga, por tanto, si se expande, debe tener una fuerza negativa, que ya venía dada por el input. Tras multiplicar cada una de las ganancias por sus respectivos datos, al sumarse se tendrá la fuerza positiva y la fuerza negativa por otro.

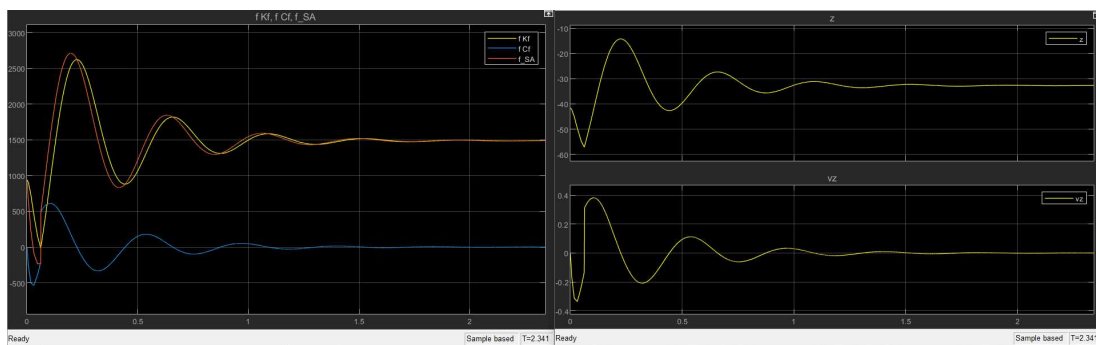
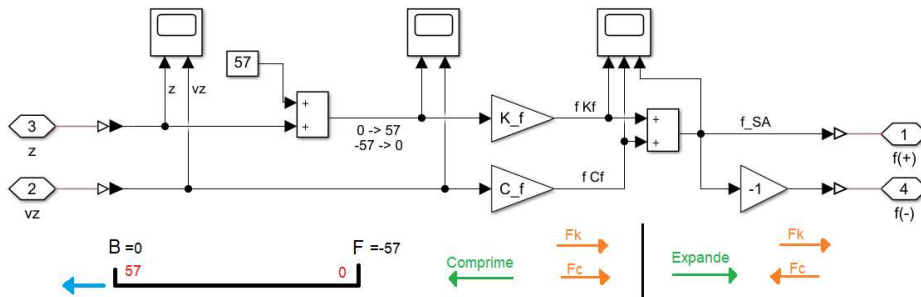


Ilustración 65. Force SA Sencillo con simulación. Fuente: Elaboración Propia

Una vez que se tiene el modelo lineal y habiendo comprobado que funciona, se podrá conseguir los modelos que sean más realistas. Lo que cambia del subsistema anterior descrito es la forma de calcular la fuerza del coeficiente de amortiguación y el cálculo de la rigidez extra del amortiguador comentada en el apartado Muelle-amortiguador. Las fuerzas asociadas a los coeficientes se han calculado mediante el bloque *1-D Lookup* en donde se meten las tablas de valores de las curvas, calculando el valor específico con una interpolación de esas tablas. La que se implementará en el modelo será la curva sin histéresis de la configuración compresión 0, rebote a baja velocidad 0 y rebote a alta velocidad 0 (Ilustración 67). La curva roja se consiguió con una aproximación de la media entre la curva a extensión y la de compresión, seleccionando los puntos por donde debería pasar la curva. El valor la tabla de la rigidez del amortiguador toma los primeros y últimos 5 mm con una rigidez de 5 N/mm, mientras que el tramo intermedio toma valores de 5/6 N/mm. Para no complicar el modelo, se ha optado por hacer una tabla de valores que recogen estas rigideces extras en forma de tabla de valores (en función del desplazamiento). Todos estos cálculos se encuentran en el Anexo D. Obtención de curvas del amortiguador.

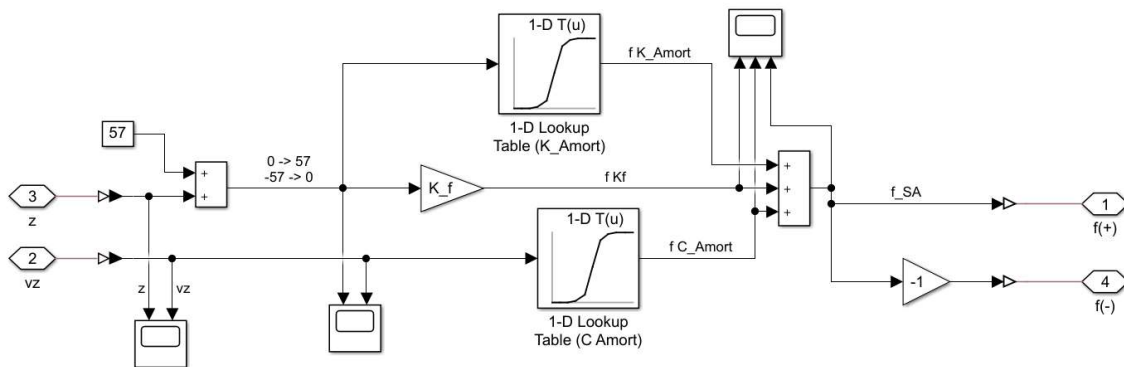


Ilustración 66. Force SA Real SH. Fuente: Elaboración Propia

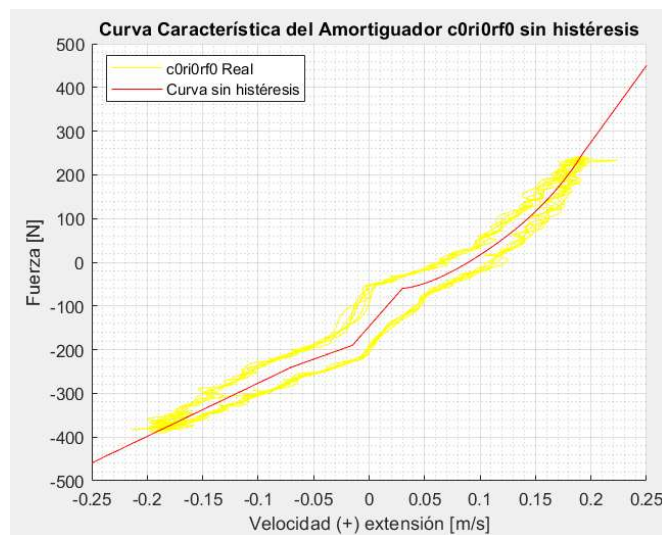


Ilustración 67. Curva Característica del Amortiguador c0ri0rf0 sin histéresis. Fuente: Elaboración Propia

5.2.1. Frecuencia natural del modelo

Una de las primeras comprobaciones que se deben hacer es interpretar el rango de la frecuencia natural del sistema. Como se ha dicho, en esta frecuencia, los movimientos verticales entran en resonancia lo que se transcribe a un aumento de las variaciones de desplazamiento, transmitiendo esa vibración al piloto. Esta vibración se localizará con la actuación del desplazamiento de la plataforma, transmitiendo un rango de frecuencia que va desde los 1 Hz hasta

los 20 Hz. Se prepararán los modelos delantero y trasero con las configuraciones que hay en la Ilustración 68 además de contener la última curva del amortiguador.

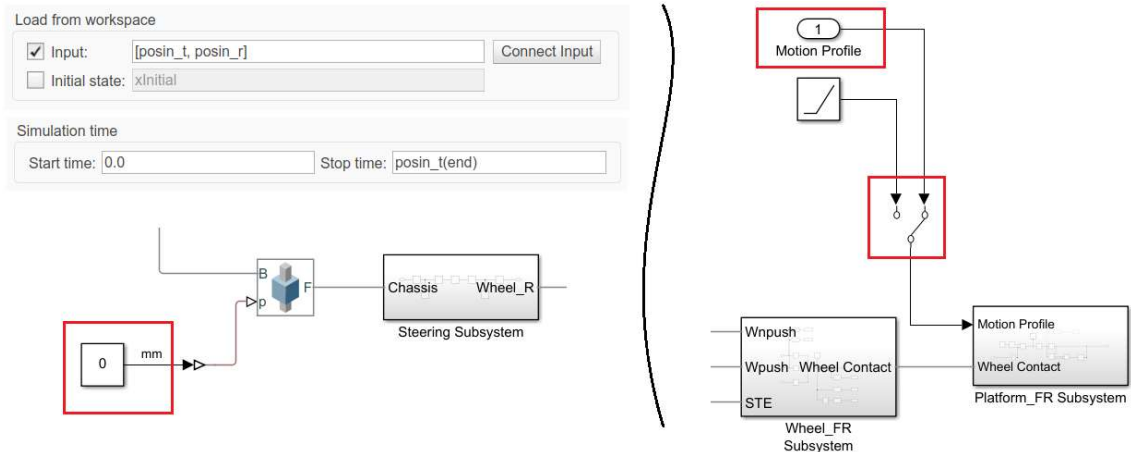


Ilustración 68. Configuración general. Fuente: Elaboración Propia

Primeramente, antes de iniciar, se necesita llamar en el Workspace los datos de la frecuencia que se va a transmitir. Éstos están contenidos en el archivo “Barridofrecuencias_1_20Hz.mat”, recogido de la práctica de la asignatura Ingeniería de Vehículos Automóviles. De los archivos que introducen (Ilustración 69), se necesitarán los vectores LVDT y excHz que contienen la amplitud del desplazamiento que se generará en la plataforma y la frecuencia que representa respectivamente. El desplazamiento actuador de la plataforma se definió LVDT como “posin_r” (Ilustración 68, izquierda superior). Los sensores que recogieron los datos estaban configurados a cada milisegundo, teniendo que hacer un vector que recorra desde los 0.001 s hasta la última posición de los vectores, llamándose “posin_t” (Ilustración 68, izquierda superior). Estos datos, debidamente cambiados a la amplitud de 1mm se aportan en: configuración del modelo>Data Import/Export>Load from workspace. Tras aceptar las configuraciones se debe unirlas al modelo usando el bloque *inport* llamado Motion Profile. Para no borrar la configuración anterior, se ha implementado el blque *Manual Switch*.

BarridoFrecuencias_1_20_Hz.mat (MAT-file)	
Name	Value
LVDT	41901x1 double
LaserMS	41901x1 double
Lasermss	41901x1 double
excHz	41901x1 double

Ilustración 69. Vectores del archivo Barridofrecuencias_1_20Hz.mat. Fuente: Elaboración Propia

Por parte del conjunto de dirección, se toma el volante en posición inicial (0), haciendo uso del bloque de constante, ya que no se va a realizar ningún movimiento.

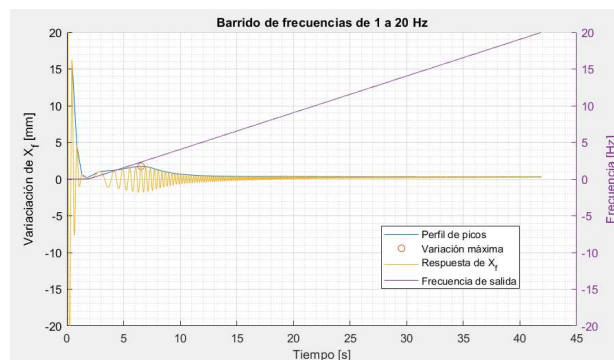


Ilustración 70. Barrido de frecuencia (delantera). Fuente: Elaboración Propia

En el Anexo E. Archivo de post-procesado Dinámico se tiene los cálculos que se han realizado para la obtención de la frecuencia natural. Se ha recogido todos los puntos de la suspensión que se utilizaron en el apartado estático para sólo procesar los puntos del chasis. Se ha querido trabajar con las variaciones verticales del punto Upper Chasis, por lo que se consiguió el punto en donde se estabiliza la suspensión, cogiéndolo antes de los 2 segundos (justo en el momento donde empieza a aumentar la frecuencia -Ilustración 70, lila-). Al restarle las posiciones del barrido a la inicial permite visualizar mejor la variación de altura que sufre, siendo el 0 el inicio de la variación. Se halló el perfil de todos los picos para obtener el punto más alto, es decir, el punto de resonancia (6.547, 1.758). Sabiendo el tiempo, al acudir a la gráfica de frecuencias se obtuvo una frecuencia natural de 2.3230 Hz. Comparando con la frecuencia natural estimada en los cálculos de diseño, no hay mucha variación (2.41 Hz).

Teniendo un peso de aproximadamente 63 kg de masa suspendida en el eje delantero y 68 Kg en el trasero, las gráficas deben variar. Por tanto, se hace el mismo procedimiento para la trasera, realizando los mismos cambios e implementando el mismo amortiguador. La frecuencia natural del sistema es 2.32015 Hz. Una diferencia de pesos de 5 kg crea una variación de la frecuencia natural imperceptible.

5.2.2. Fuerzas externas en la carrera

Se va a implementar una fuerza en el chasis que simule la aceleración longitudinal tanto en la frenada como en la aceleración del coche. Para eso, se acude a los cálculos analíticos del equilibrio de fuerzas. Se localiza el centro de gravedad de las masas en el script de datos iniciales llamando a la variable CdG_MASA_y ya que se debe calcular la altura del centro de gravedad.

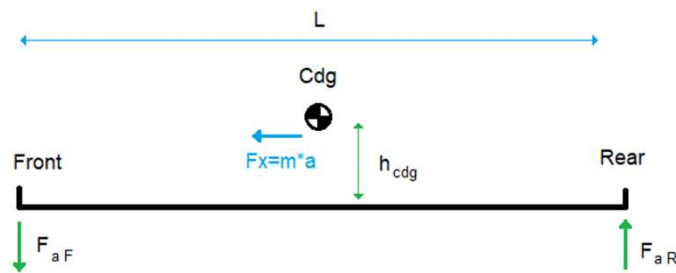


Ilustración 71. Esquema de fuerzas longitudinales. Fuente: Elaboración Propia

Haciendo sumatorio de momentos, se tiene que la transferencia de masa que hay es de:

$$\Delta F_z = \frac{F_x \cdot h_{cdg}}{L} = \frac{m \cdot a \cdot h_{cdg}}{L} \quad (14)$$

Donde

- ΔF_z es la variación de fuerza vertical entre ejes
- m es la masa del coche total con piloto (310 kg)
- a es la aceleración (1.8 G)
- h_{cdg} es la altura del centro de gravedad (212.20 mm)
- L es la batalla (1611.5 mm)

La fuerza que hay que aplicarla con una aceleración de 1.8 G (17.64 m/s²) en frenada y 20 m/s² en aceleración producida por el motor. La variación de fuerza será de:

$$\Delta F_z = -720 \text{ N y } 817 \text{ N}$$

Esta fuerza se implementará con el bloque de fuerzas externas y un bloque step que represente a aplicación de la fuerza como en la Ilustración 72.

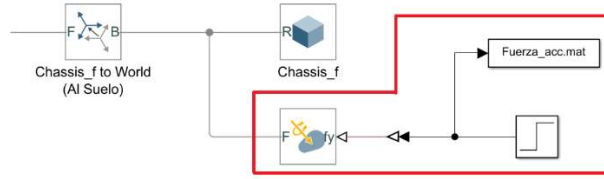


Ilustración 72. Implementación de fuerza vertical. F_{acc} . Fuente: Elaboración Propia

La Ilustración 73 muestra el resultado obtenido tanto para la aceleración máxima y para una frenada del mismo calibre. Lo que se produce es una diferencia de pesos que se traduce a un aumento o disminución de la carga, reduciendo o aumentando la distancia al suelo. Se produce una diferencia de 45.1 mm de altura en frenada y 46 mm en la aceleración. Con estas medidas se puede preparar un set-up para la propia prueba de aceleración, cambiando los amortiguadores y viendo su diferencia de altura para que el chasis no toque el suelo en las pruebas.

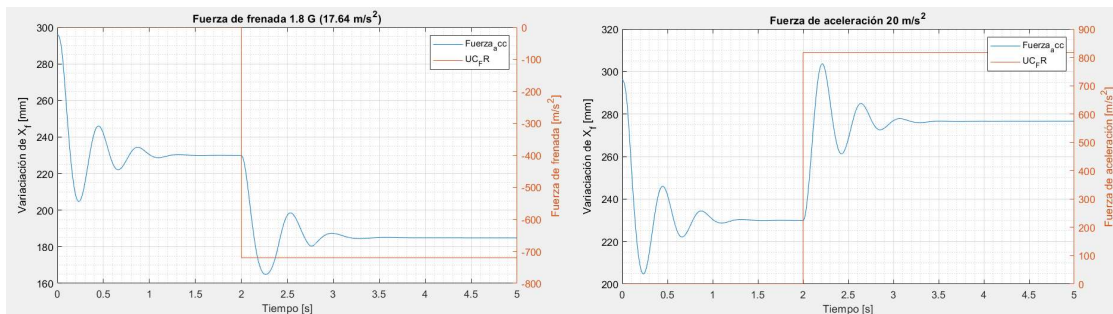


Ilustración 73. F frenada y aceleración. Fuente: Elaboración Propia

Aunque no se haya tratado esta vez el modelo trasero, no va a resultar relevante ya que la geometría no influye en la amortiguación del sistema y, como se vio en el apartado de Frecuencia natural del modelo, la diferencia de masa de 5 Kg se aleja mucho del comportamiento de la rueda delantera.

5.3. Modelo 1/2 Vehículo frontal

El modelo de 1/4 de rueda se va a reutilizar, acoplándolo a la parte izquierda del chasis. Al ser el simétrico, se deberá unir trasladando y girando los sólidos de manera que queden como la simetría de la rueda derecha. El chasis, común en eje, quedará de la forma de la Ilustración 74.

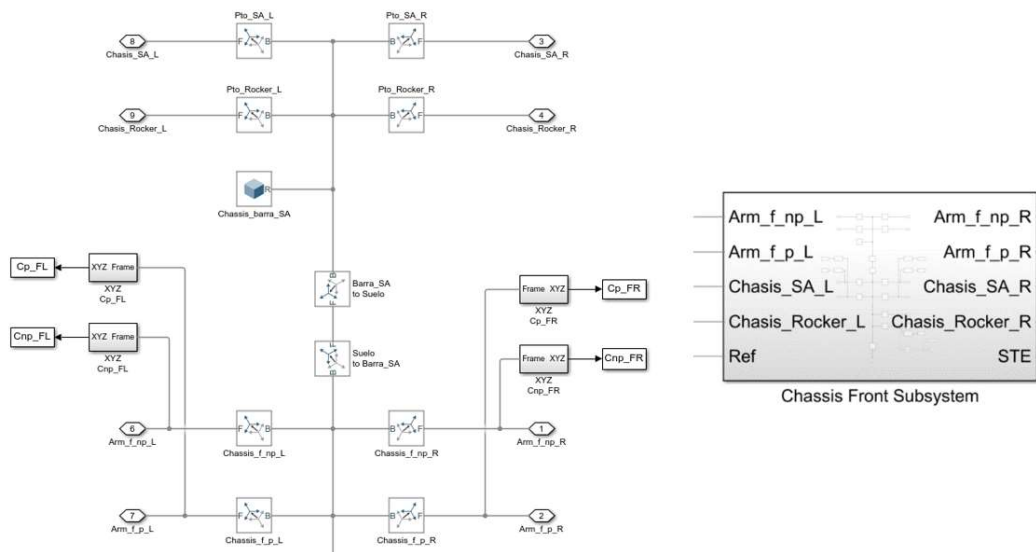


Ilustración 74. Chasis 1/2 Vehículo. Fuente: Elaboración Propia

5.3.1. Balanceo del roll centre

El balanceo del roll centre se analizará mediante el movimiento de las plataformas de la Ilustración 78. Resultados de Roll Centre Delantero. Roll Centre. Fuente: Ilustración 78. Éste recorre de arriba abajo los 50 mm de recorrido, habiendo un bump a los 6.5 segundos y posteriormente alternar el movimiento de las ruedas con el objetivo de ver cómo varía el roll centre tanto en el eje vertical como en el horizontal.

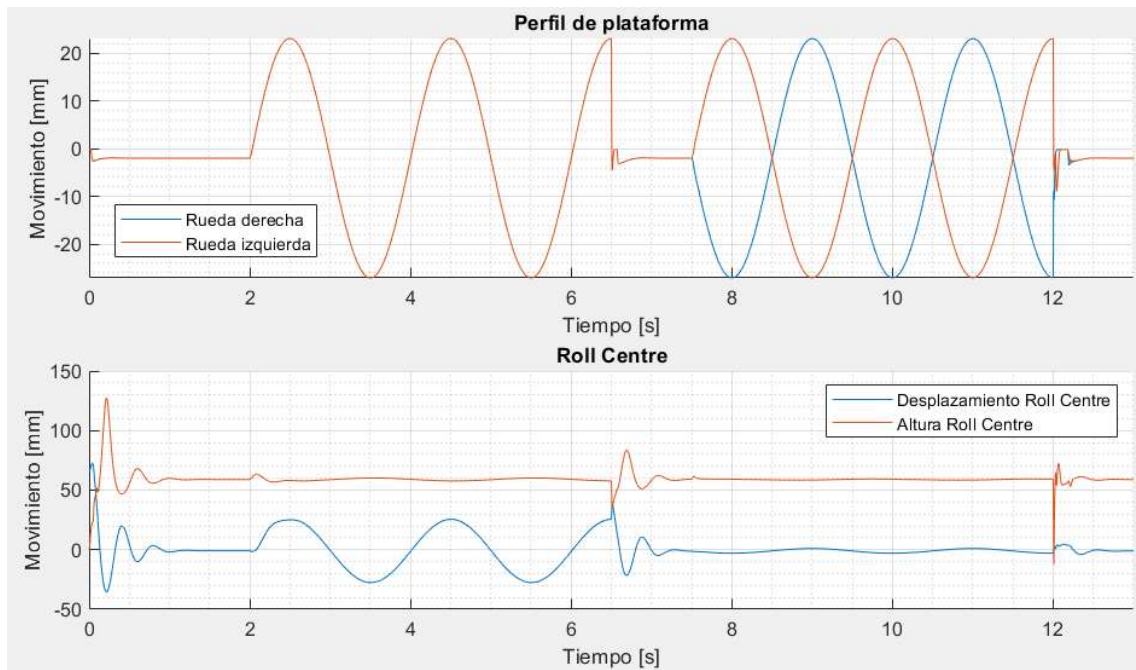


Ilustración 78. Resultados de Roll Centre Delantero. Roll Centre. Fuente: Elaboración Propia

Se tomará el mismo procedimiento que se describió en el apartado Roll Centre, pero en vez de cortar con el plano de simetría, se encontrará el punto de corte entre las dos líneas que van desde el contacto de la rueda al punto insta centre (cálculo previo al roll). Esto hace que el punto pueda trasladarse hasta los laterales.

Si se identifica el segundo previo al desplazamiento sinusoidal, se ve el movimiento que hace el modelo al tocar la plataforma ya que al cargarse la simulación, está en el aire. De esta manera, el medio vehículo rebota sobre la plataforma, subiendo y bajando el roll. Además, el desplazamiento horizontal se produce debido a que no se produce exactamente el mismo movimiento de las ruedas ya que no se ha estabilizado.

La altura del roll centre en el desplazamiento sinusoidal (entre 1 y 6 segundos) se mantiene con un leve movimiento entorno a los 60 mm. Por la forma que tiene el movimiento del perfil de la plataforma, resulta extraño que varíe el desplazamiento horizontal ya que deberían hacerlo cuando una de las suspensiones quede más contraída que la otra (o extendida). Aun así, estas variaciones son de 50 mm de desplazamiento lateral, cumpliendo los valores recomendados.

Sobre el 6.5 segundos, a la caída de 25 mm, la altura del roll varía unos 50 mm, ocurriendo lo mismo que pasaba al iniciar la simulación.

En los segundos posteriores donde el perfil de la plataforma varía alternativamente la altura, se esperaba que el roll variara tanto en altura como en lateral. Esto sería perfectamente válido si la plataforma subiera más drásticamente generando una contracción en el amortiguador. Al hacerlo de manera controlada, estos movimientos no varían. Ni en la vertical, ni en la horizontal.

5.3.2. Fuerzas externas en la carrera

Este apartado tiene como objetivo averiguar cuánta fuerza soportaría el coche antes de volcar. La prueba dinámica en la que estará basada es la del SkidPad (Normativa Formula Student), que pone a prueba la aceleración lateral. Para ello, se va a simular que el modelo tiene una aceleración constante que produce 1000 N hacia arriba en la delantera y 1000 N hacia abajo en la trasera. En cuanto al momento que se va a crear en el roll centre, se va a tomar el estático. La fuerza que se genera en el Cdg del vehículo se trasladará al Roll como un momento (Ilustración 71). Se creará una rampa que aumentará a medida que pase el tiempo. La rueda estará en contacto con el suelo hasta que el momento venza la fuerza de la suspensión y vuelque o el amortiguador no absorba más fuerza.

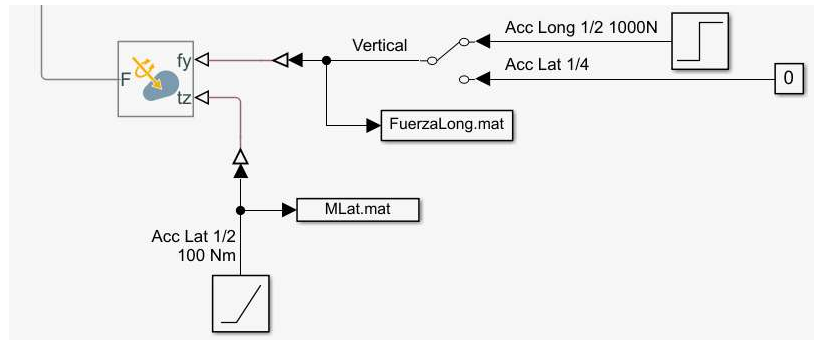


Ilustración 79. Fuerzas externas en 1/2 Vehículo. Fuente: Elaboración Propia

Los resultados de la rueda delantera indican que la suspensión no absorbe toda la energía de la aceleración por ser positiva (1000 N). Si se mira la gráfica del amortiguador en la Ilustración 80, al 1,1 segundo el amortiguador hace tope en la extensión, indicando que el chasis ha subido, y con ello, la rueda ha perdido tracción teniendo que cambiar la configuración. Aunque el modelo sea simétrico, las masas no lo son, ya que se habían especificado que no estaban centradas. De ahí que el amortiguador izquierdo estuviera más comprimido que otro. Aun así son el amortiguador totalmente extendido, el coche no se vuelca hasta los 200 Nm aproximadamente, es decir, 1.2 G de aceleración lateral.

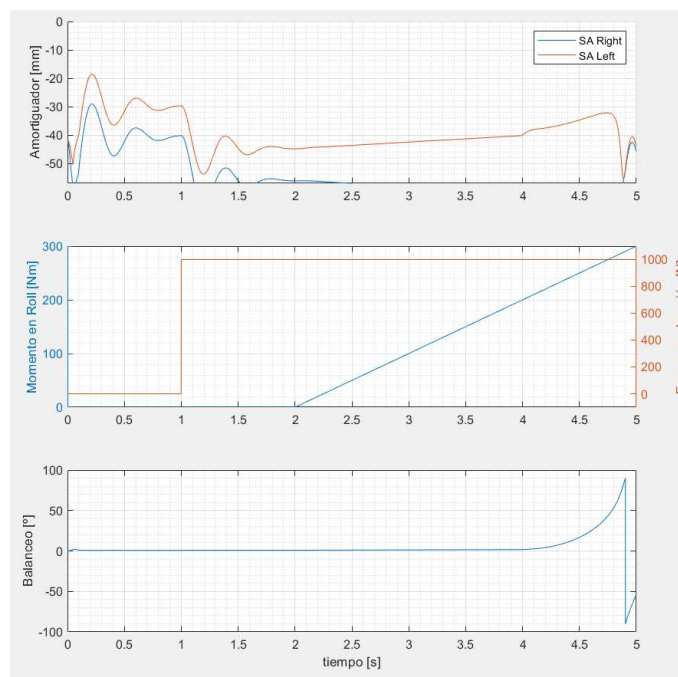


Ilustración 80. Fuerza Lateral Máxima. Delantera. Fuente: Elaboración Propia

En el caso contrario, la parte trasera (Ilustración 81) no volcaría ya que los amortiguadores absorben todas las fuerzas exteriores: la de aceleración con fuerza negativa (comprime el amortiguador y el muelle) y el momento de la aceleración lateral. Se aprecia que el muelle izquierdo se comprime más hasta llegar a tu tope a los 4.5 segundos (360 Nm). Si fuera una situación real, la rueda, al contrario que la delantera, no se levantaría ya que se está ejerciendo fuerza hacia el suelo. Respecto al balanceo se deduce que el coche está desequilibrado, teniendo en situación estática 1 grado de balanceo. Si se respeta este margen, el incremento que se hace hasta llegar a los 4 segundos es de 1.5 grados.

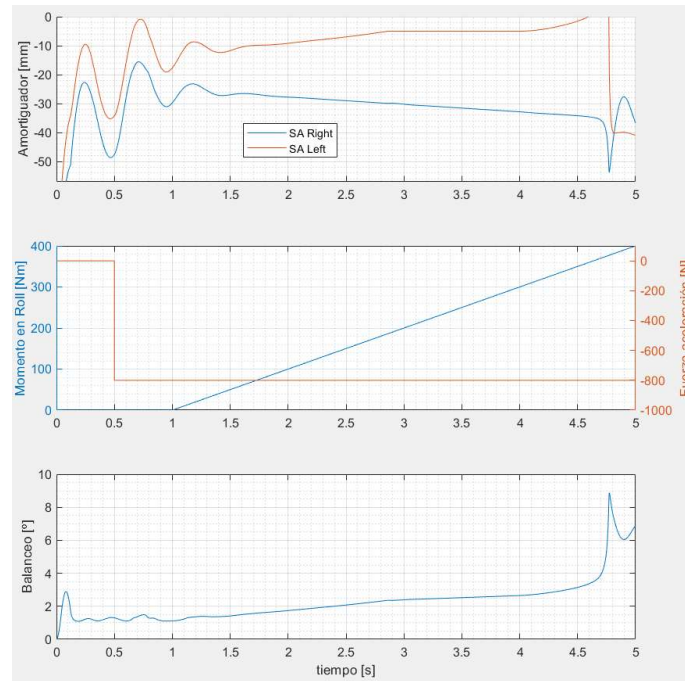


Ilustración 81. Fuerza Lateral Máxima Trasera. Fuente: Elaboración Propia

5.4. Modelo 1/2 Vehículo Lateral

Uniendo los modelos de 1/4 de vehículo delantero y trasero como se ve en la Ilustración 82, se crea una unión fija entre los chasis. Además, en el bloque de referencias se utiliza las mismas restricciones que el apartado Modelo 1/2 Vehículo frontal, cambiando sólo el eje del *Planar Joint*.

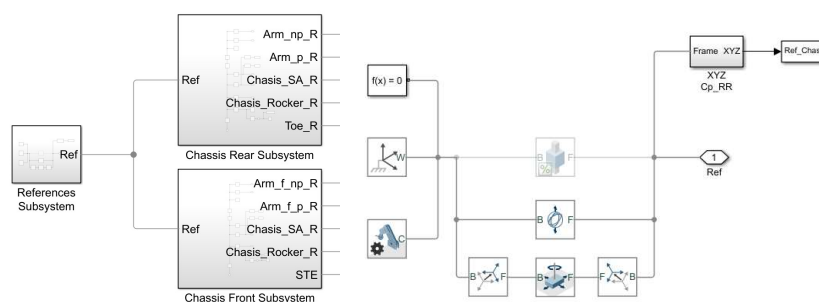


Ilustración 82. 1/2 de vehículo lateral. Cambios. Fuente: Elaboración Propia

5.4.1. Cabeceo y vaivén

El cabeceo y el vaivén se dijo que no se diferenciaban los movimientos en condiciones normales, sino que se tenía que recurrir a modelos analíticos. Al ser este un modelo en el que se pueden desglosar las posiciones para conseguir cuantificar los movimientos, se tomarán varios valores que, con los cálculos trigonométricos, se obtendrá el cabeceo y el vaivén.

El cabeceo y el vaivén son dos movimientos que se generan al tener un coche moviéndose por una carretera. Este perfil de carretera pasará primeramente por el eje delantero y después por el trasero, con un desfase. Este desfase se cuantifica con la velocidad y la batalla del coche. Teniendo una batalla de 1611,5 mm y suponiendo que el coche va a una velocidad de 20 m/s (72 km/h), el tiempo que hay que desfasear el input del barrido de frecuencia entre una rueda y otra es de 0,115 segundos. Una vez configuradas las plataformas para introducir estos datos (Ilustración 68), generarán un conjunto de medidas que se procesarán.

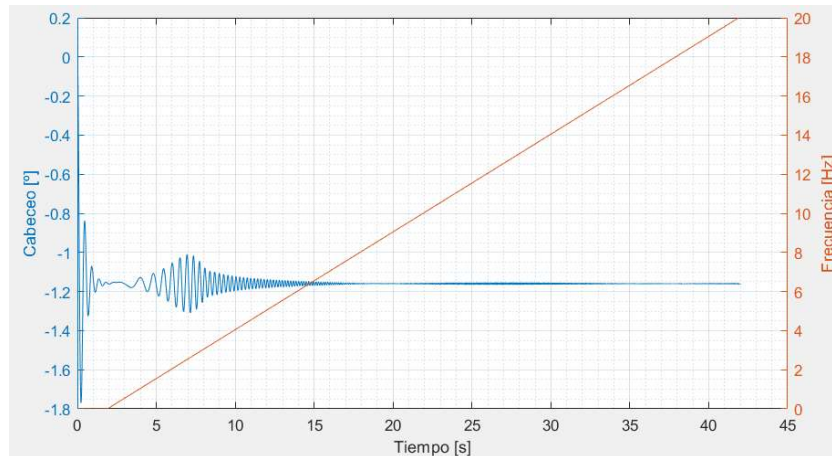


Ilustración 83. Cabeceo. Barrido de frecuencias. Fuente: Elaboración Propia

El cabeceo, aproximadamente es el ángulo con el que gira el chasis. Por ello, se toman de referencia los puntos superiores del chasis (Anexo E. Archivo de post-procesado Dinámico) para calcular cuánto varía este cabeceo. Observando la Ilustración 83, se aprecia que los dos puntos tienen un ángulo de -1.15° en posición estática. Aproximadamente, en la resonancia del sistema hay una ganancia de 0.15° , que se va disminuyendo a medida que aumenta la frecuencia. Como se predijo en la Ilustración 60, la ganancia se neutraliza en unas frecuencias concretas. Para el cabeceo, la frecuencia debe ser el doble de la batalla y sus divisores impares.

$$f_{neutra} = \left(\frac{B}{v}\right)^{-1} = (0.115)^{-1} = 8,7 \text{ Hz} \quad (15)$$

Donde,

- f_{neutra} es la frecuencia neutra
- B es la batalla de coche (1,6115 m)
- v es la velocidad del coche (20 m/s)

Las frecuencias neutras del cabeceo serán de 8,7 Hz (B) y de 17,4 Hz ($2B$) que coinciden con los valles (tiempos 21s y 37s) en la Ilustración 83.

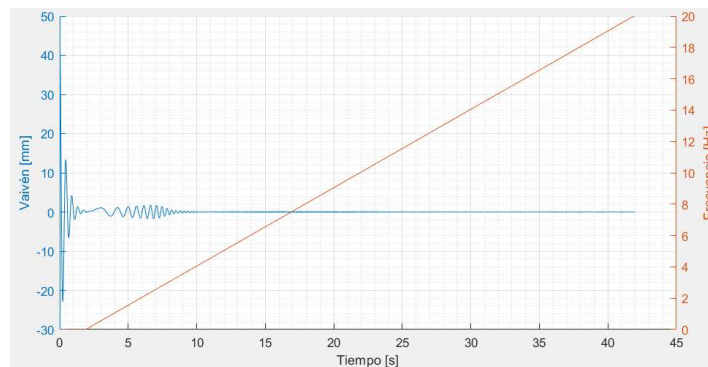


Ilustración 84. Vaivén. Barrido de frecuencias. Fuente: Elaboración Propia

Por otro lado, el vaivén se ha obtenido por el desplazamiento vertical del punto de referencia del monoplaza. Su máxima amplitud ha sido de 2 mm, del mismo orden con el que se hizo el barrido del cuarto de rueda (acudir a la Ilustración 70) pero frecuencias nulas. La frecuencia que se ve con facilidad es la de 4,35 Hz (B/2), en los 11 segundos.

5.4.2. Fuerzas externas en la carrera

Se ha visto anteriormente la reacción de la frenada y de la aceleración en la Ilustración 73. Aplicando las mismas aceleraciones (con distintas masas) a los chasis, se crea un momento que inclina el coche (el cabeceo) y debido a esta fuerza cambia la distancia vertical.

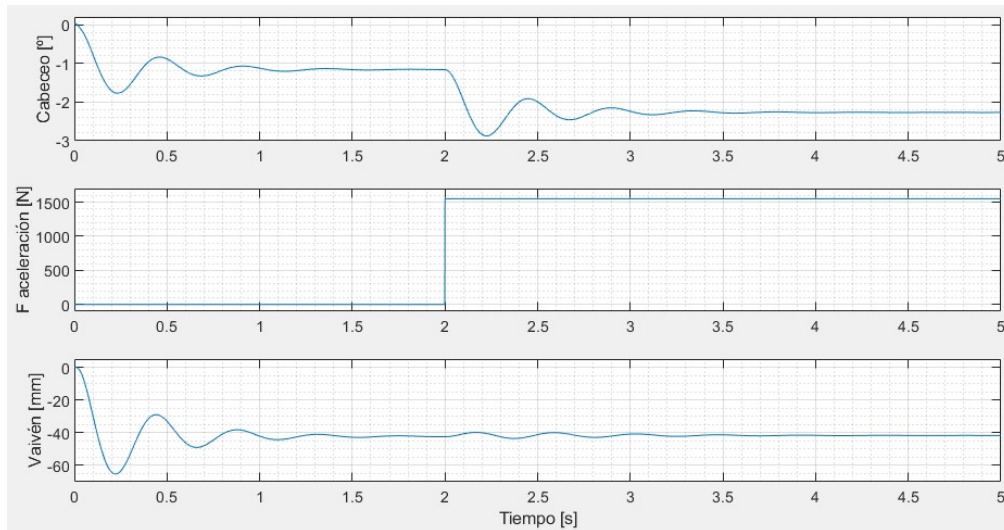


Ilustración 85. Cabeceo y vaivén en la frenada. Fuente: Elaboración Propia

En las simulaciones se deja un tiempo para que se estabilice el vehículo, para después, en este caso, aplicarle una fuerza de aproximadamente 1500N en el segundo 2. Así varía los valores, teniendo una variación de cabeceo de 1 grado negativo (hacia delante). En el centro del coche no se aprecia la variación del desplazamiento vertical.

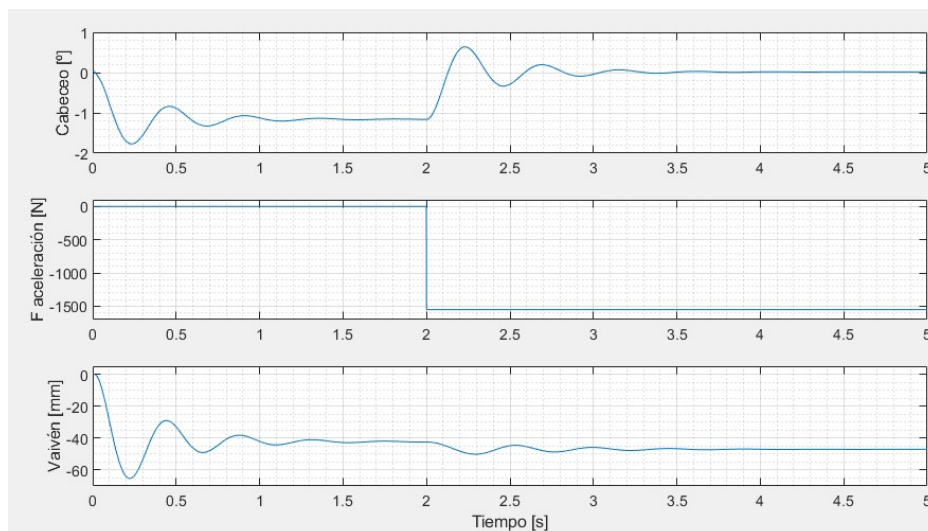


Ilustración 86. Cabeceo y vaivén en la aceleración. Fuente: Elaboración Propia

En la aceleración ocurre exactamente lo mismo que en la frenada pero en sentido contrario. La fuerza de la misma magnitud negativa ha hecho que se genere una variación de cabeceo de 1,2 grados positivos (hacia detrás) y un desplazamiento vertical de -20 mm.

6. Conclusiones

Si bien es complicado controlar el programa de MATLAB-Simulink, éste presenta mucha flexibilidad en el momento de obtener y procesar datos. Este software puede contener bloques en la propia librería que traten específicamente el tema de la suspensión, pero los modelos no se adaptan a algunas de las metas internas del proyecto, como conseguir el comportamiento del Roll Centre (ir a Roll Centre) u otros parámetros de la rueda como la posición exacta del Upper y el Lower o describir el comportamiento del amortiguador (ir a Modelo 1/4 de Vehículo).

El principal aporte que se da al proyecto es un **primer programa moldeable** que se ha desarrollado mediante Simulink con la librería Multibody (Introducción a Simulink-Simscape). Es de interés comentar que se ensambló un modelo de suspensión completa, sin embargo, no se pudo usar debido a los altos recursos que consume en un ordenador promedio. Ante tal situación, se decidió utilizar varios modelos para caracterizar el coche. El software, a través de la parametrización de la geometría de suspensión, puede el controlar el modelo necesario para el análisis (1/4 de rueda delantero o trasero, 1/2 vehículo frontal delantero o trasero y un modelo de 1/2 vehículo lateral). Al estar parametrizado, las curvas características de los amortiguadores o de las rigideces se pueden cambiar con facilidad, consiguiendo uno de los objetivos de este trabajo: **obtener un modelo virtual de la suspensión** en la que se pueda probar varios tipos de curvas de amortiguación o de cambio de geometrías.

El desarrollo de este trabajo sobre analizar la suspensión del monoplaza MA22RT estática y dinámicamente ha hecho esclarecer las incógnitas que se tenían al probarse el coche en los test, así como haber podido darse cuenta del error de geometría que se ha tenido en el proceso de diseño de este.

En el análisis de los ángulos (apartado Resultados Estáticos) se comprobó que los parámetros y movimientos se correspondían con los que originariamente se diseñó, notando así un error en el diseño. En este apartado se observó que los valores del Motion Ratio, Camber Game, Scrub Radius y Roll Centre (ir a Resultados Estáticos) se correspondían con los de diseño sólo en el eje trasero, identificando diversas variaciones en el eje delantero. Comprobando las geometrías de diseño con las que finalmente se implementaron, se concluyó que el **buje original era 10 mm más corto** que el actual. Esto se trasladó a un aumento de Camber negativo y una disminución del Scrub Radius. Por otra parte, siguiendo con los valores estáticos que se presentaron, **coincide con el comportamiento de del coche en los test**: se necesita mucha fuerza para direccionar el coche. El parámetro más claro relacionado con los efectos de la fuerza en dirección es el Scrub Radius, que tiene un valor entre 50-52mm debiendo ser más bajo de los 40 mm.

Los datos que se obtuvieron en el apartado dinámico es una primera aproximación de las características del coche con una de las configuraciones del amortiguador. Esto influye en todos los aspectos que se han tratado desde la frecuencia natural del sistema hasta el cabeceo que tenga. En la configuración que se propuso, la **frecuencia natural** del sistema se aproxima a los que se diseñaron (entre los 2,3 y 2,4 Hz). Los resultados que se obtuvieron en los otros apartados **tienen que ser revisados con las otras líneas de investigación** (aún están tratándose) para verificar que éstos sean correctos. Aun así, los resultados que se han obtenido puede ser un primer paso para ir modelando las otras configuraciones del amortiguador e ir comparándolas entre ellas, siendo una buena manera de aprender cómo influyen los parámetros.

Revisando el apartado Plan de trabajo y objetivos, se puede asegurar que se han cumplido todos los objetivos propuestos. Se ha dejado un programa con el que poder trabajar y comprender cómo se comporta la suspensión pudiendo ampliar o cambiar lo que se necesite para futuros proyectos.

7. Bibliografía

- Alberto. (2018, diciembre 20). *Barra Panhard: Propósito, Ventajas, Desventajas, Instalación y Más*. Mundo del Motor. <https://www.mundodelmotor.net/barra-panhard/>
- Aparacio, F., Vera, C., & Díaz, V. (2017). *Teoría de los vehículos automóviles* (2ª ed). Universidad Politecnica de Madrid, E.T.S Ingenieros Industriales : Sección de Publicaciones.
- Arias-Paz, M. (s. f.). *Manual de Automóviles* (55ª Ed). Cie Inversiones Editoriales Dossat 2000 S.L.
- Balkwill, J. (2018). *Performance vehicle dynamics. Engineering and Applications*. utterworth-Heinemann.
- Baqouah, M. (2022). *Diseño del conjunto interior de rueda delantero para un monoplaza de competición Formula Student*. Universidad de Málaga.
- Formula Student Rules 2020 v.1.0.* (2020). Formula Student Germany. https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2020/rules/FS-Rules_2020_V1.0.pdf
- Luque, P., Álvarez, D., & Vera, C. (2004). *Ingeniería del Automóvil. Sistemas y Comportamiento Dinámico*. Thomson.
- MATLAB - El lenguaje del cálculo técnico.* (s. f.). Recuperado 9 de enero de 2023, de <https://es.mathworks.com/products/matlab.html>
- MATLAB R2018b.* (2018). The MathWorks, Inc.
- Pérez, C. I. R. (s. f.). *Caracterización dinámica del comportamiento de un amortiguador en un banco de ensayos*.
- Rear Suspension. User Manual.* (s. f.). RockShox. Recuperado 12 de agosto de 2022, de <https://www.sram.com/globalassets/document-hierarchy/user-manuals/rockshox/rear-suspension/rear-suspension-user-manual.pdf>
- Reglamento nº 124 de la Comisión Económica de las Naciones Unidas para Europa (CEPE)— Prescripciones uniformes relativas a la homologación de ruedas para vehículos de pasajeros y sus remolques.* (s. f.). <https://www.boe.es/buscar/doc.php?id=DOUE-L-2006-82689>
- Rodavigo S.A. (s. f.). *Juntas universales Tipo V*. Recuperado 6 de enero de 2023, de <https://rodavigo.net/catalogos/LASIOM/07%20Transmisi%C3%B3n/LASIOM%2002%20Junta%20universales%20a%20r%C3%B3tula.pdf>
- Seward, D. (2014). *Race Car Design*. Palgrave Macmillan.

Simscape Multibody. (s. f.). Recuperado 9 de enero de 2023, de <https://es.mathworks.com/products/simscape-multibody.html>

Specifying Custom Inertias—MATLAB & Simulink—MathWorks España. (s. f.). Recuperado 9 de enero de 2023, de <https://es.mathworks.com/help/sm/ug/specify-custom-inertia.html>

Student Competition: Physical Modeling Training. (s. f.). Recuperado 9 de enero de 2023, de <https://es.mathworks.com/videos/series/student-competition-physical-modeling-training-107490.html>

Sweeney, C. J. (2019). *Diseño de un sistema de suspensión para vehículo de tipo “Formula Student”*. Universidad de Málaga.

VIVID R2C. (s. f.). sram. Recuperado 12 de agosto de 2022, de <https://www.sram.com/en/rockshox/models/rs-vivc-r2c-b3>

William F., M., & Douglas L., M. (1994). *Race car vehicle dynamics*. SAE International.

zonagravedad (Director). (2014a, octubre 20). *Dinámica 23: Ángulo de avance (Caster)*. <https://www.youtube.com/watch?v=MPFQ9XUIUkc>

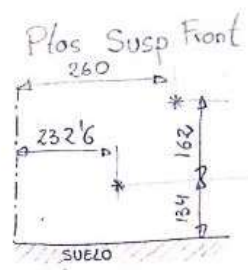
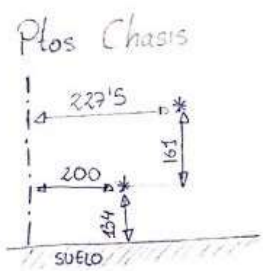
zonagravedad (Director). (2014b, octubre 22). *Dinámica 24: Ángulo de salida (Kingpin y scrub)*. <https://www.youtube.com/watch?v=Q4deEGMT35A>

zonagravedad (Director). (2014c, octubre 24). *Dinámica 25: Ángulo de apertura (convergencia y divergencia)*. <https://www.youtube.com/watch?v=EezMJwiVT6s>

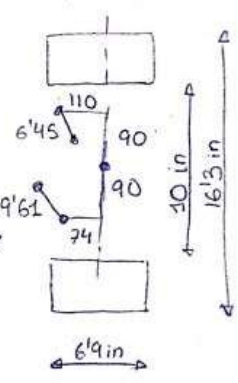
8. Anexos



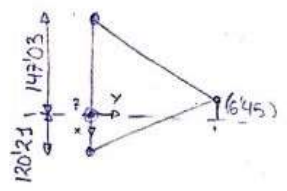
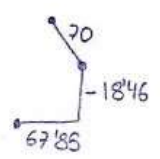
Anexo A. Geometría de la suspensión



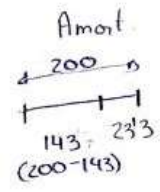
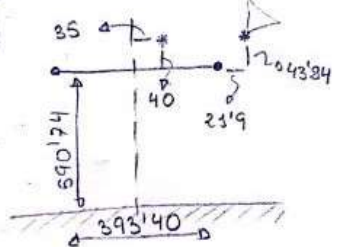
Rueda



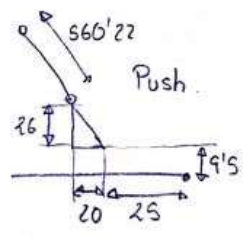
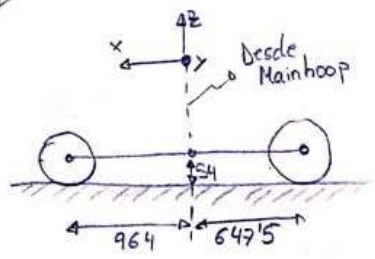
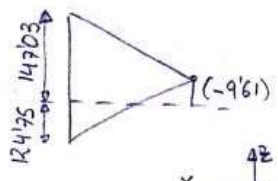
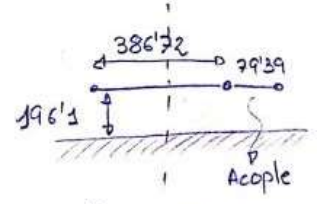
Direction



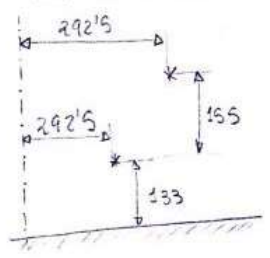
Amort.



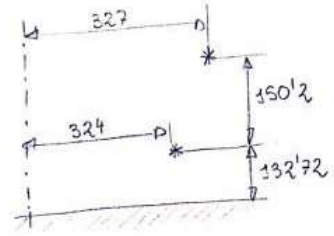
STEERING



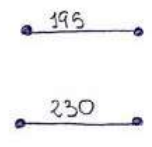
Plas Chasis R



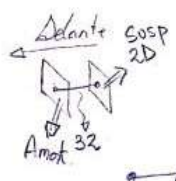
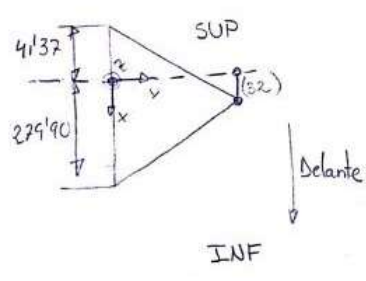
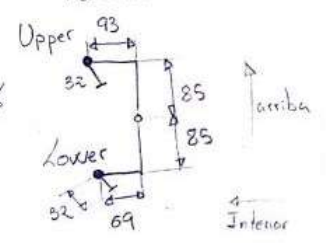
Plas Susp



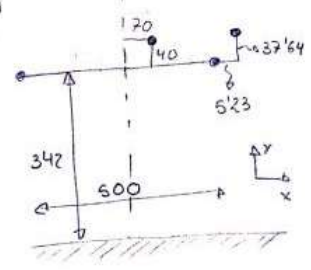
Long Brazos



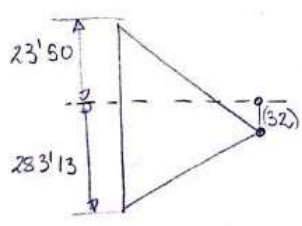
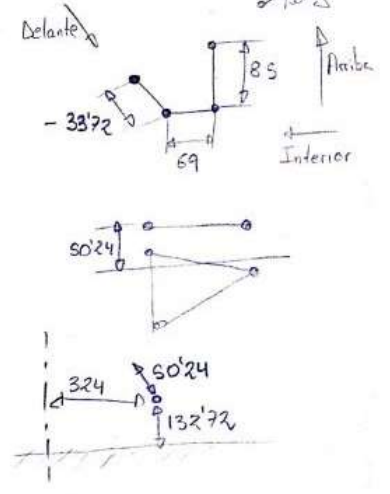
Rueda



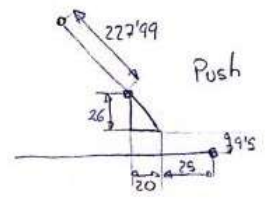
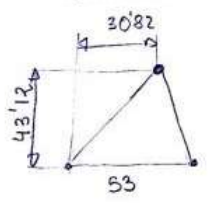
Plas Amort.



Toe



ROCKER R



```

clear all
%{
  Los productos de inercia tienen que estar negativos. Se dejan en positivo
  tal y como está del Solid, pero en Simulink se cambian a negativos
%}

%% Wheelbase
%{
  Estas medidas son desde el Main Hoop hasta cada uno de los ejes (delantero
  y trasero.
%}

Wheelbase_f = 964;      %[mm]   Front Wheelbase
Wheelbase_r = 647.5;   %[mm]   Rear Wheelbase
Suelo = 54;           %[mm]   Suelo - punto más bajo

%% Chassis
%{
  Estas medidas son del chasis que solo sirve para representarlo
  Chassis_f = (eje y, eje z)

  Como dato:
  Suelo = 54; %[mm] Distancia suelo - Pto más bajo

  Chassis_barra_f = [dist plano Susp2D-SA, altura suelo, longitud];
  Chassis_SA_f = [eje x, eje y]; derecha, arriba (Soporte Shock Absorber)
                Desde el medio de la barra SA
  Chassis_Rocker_f = [eje x, eje y]; derecha, arriba (Soporte balancín)
                    Desde el Extremo de la barra SA
%}

%Front-----
Chassis_fu = [227.5, 134+161 ];      %[mm] Chassis Front Upper
Chassis_fl = [200, 134 ];           %[mm] Chassis Front Lower

Chassis_barra_f = [6.45, 590.74, 393.40];  %[mm] Barra SA_f
Chassis_SA_f = [35, 40];                %[mm] Soporte Amortiguador
Chassis_Rocker_f = [21.9, 43.84];        %[mm] Soporte balancín

%Rear-----
Chassis_ru = [292.5, 133+155];      %[mm] Chassis Rear Upper
Chassis_rl = [292.5, 133];          %[mm] Chassis Rear Lower

Chassis_barra_r = [32, 342, 500];      %[mm] Barra SA_f
Chassis_SA_r = [70, 40];                %[mm] Soporte Amortiguador
Chassis_Rocker_r = [5.23, 37.64];       %[mm] Soporte balancín

%% Wheel/Rim
%{
  Aquí están los datos de todo lo que tiene que ver con las ruedas.
  El que está: Hossier 43070

```

```

Wheel = [Rim Diameter, Overall Diameter (O.D.), Section Width]
%}

Wheel = [10*25.4, 16.3*25.4, 6.9*25.4]; %[mm] De pulgada a mm: 1' = 25.4 mm

Data_Wheel = [9.2909      0      0;...      %[Kg] Peso
              -7.1913    22.5501   -3.0422;...  %[mm] CdG
              111693.7145 163619.6854 113247.3108;... %[Kg*mm^2] Mom. de Inercia
              -1223.8867 2039.5156  -2130.7240];  %[Kg*mm^2] Prod. de Inercia

%Front-----
                                %[delante, arriba, centro coche]
Wpush_f = [6.45, -90, 74];      %[mm] [eje x, eje y, eje z segun rueda]
Wnpush_f = [-9.61, 90, 110];    %[mm]

% Upper_f = [-9.61, 90, 110];   %[mm] [eje x, eje y, eje z segun rueda]
% Lower_f = [6.45, -90, 74];    %[mm]
Direction = [70, -18.46, 67.85]; %[mm]

%Rear-----
%[delante, arriba, centro coche] [eje x, eje y, eje z segun rueda]

Wpush_r = [32, 85, 93];        %[mm] Upper
Wnpush_r = [32, -85, 69];      %[mm] Lower
Toe = [-33.72, -85, 69];      %[mm]

%% Front Suspension Geometry
%{
Se colocarán los puntos de suspensión delanteros (independiente del chasis)
en el plano YZ (mirando de frente al coche) y siempre midiendo desde el
plano medio.

Pto_fu = Punto front upper (l de lower)
Pto_fl = (eje y, eje z, hacia delante en x, hacia atras en x)

Arm_fu = [Long_fu_f,Long_fu_r, Long_plano];
%}

%Pto_fl = (eje y, eje z, hacia delante en x, hacia atras en x coche)
Pto_f_np = [260,      134+162,  120.21,  147.03]; %[mm] Punto Front Upper
Pto_f_p = [232.6,   134,      124.75,  149.19]; %[mm] Punto Front Lower

Arm_f_np = [0, 0, 267];        %[mm] Longitud de brazo
Arm_f_np = [sqrt((Pto_f_np(3)+Wnpush_f(1))^2+(Arm_f_np(3))^2), ...
            sqrt((Pto_f_np(4)-Wnpush_f(1))^2+(Arm_f_np(3))^2), ...
            Arm_f_np(3)];

Data_Arm_f_np = [0.4019      0      0;...      %[Kg] Peso
                 -11.8467   130.0044  0.0415;...  %[mm] CdG
                 3450.7022 2770.1668 6200.8123;... %[Kg*mm^2] Mom. de Inercia
                 2.2967    0.0375   54.3495];  %[Kg*mm^2] Prod. de Inercia

```

```

Arm_f_p = [0, 0, 342];    %[mm] Longitud de brazo
Arm_f_p = [sqrt((Pto_f_p(3)-Wpush_f(1))^2+(Arm_f_p(3))^2), ...
          sqrt((Pto_f_p(4)+Wpush_f(1))^2+(Arm_f_p(3))^2), ...
          Arm_f_p(3)];

Data_Arm_f_p = [0.5581    0          0;...           %[Kg] Peso
               -2.7963   184.3517  2.3717;...     %[mm] CdG
               7385.6583 3436.7001 10750.5882;... %[Kg*mm^2] Mom. de Inercia
               128.1740  10.8466   448.8183];    %[Kg*mm^2] Prod. de Inercia

%Push_f = [x hasta triang,y hasta triang, x soporte, y soporte, long push];
Push_f = [50, 9.5, 15, 25.98, 560.22];    %[mm] En el triangulo inf
Pto_push_f = [Push_f(1)+Push_f(3), ...
             Push_f(2)+Push_f(4)];

%% Rear Suspension Geometry
%{
Se colocarán los puntos de suspensión traseros (independiente del chasis)
en el plano YZ (mirando de frente al coche) y siempre midiendo desde el
plano medio.

Pto_ru = Punto rear upper (l de lower)
Pto_rl = (eje y, eje z, hacia delante en x, hacia atras en x)

Arm_ru = [Long_ru_f,Long_ru_r, Long_plano];
%}

%Pto_ru = (eje y, eje z, hacia delante en x, hacia atras en x coche)
Pto_r_p = [327, 132.72+150.2, 279.9, 41.37]; %[mm] Punto Rear Push
Pto_r_np = [324, 132.72, 283.13, 23.50]; %[mm] Punto Rear No Push
Pto_r_toe = [324, 132.72, -50.24];

%Arm No Push-----

Arm_r_np = [0, 0, 230];    %[mm] Longitud de brazo
Arm_r_np = [sqrt((Pto_r_np(3)-Wnpush_r(1))^2+(Arm_r_np(3))^2), ...
          sqrt((Pto_r_np(4)+Wnpush_r(1))^2+(Arm_r_np(3))^2), ...
          Arm_r_np(3)];

Data_Arm_r_np = [0.4436    0          0;...           %[Kg] Peso
               90.5165   113.8382  0.0542;...     %[mm] CdG
               3244.1129 4803.8107 8027.9994;... %[Kg*mm^2] Mom. de Inercia
               2.7908    -1.3950   -1539.0708];    %[Kg*mm^2] Prod. de Inercia

%Arm Push-----

Arm_r_p = [0, 0, 195];    %[mm] Longitud de brazo
Arm_r_p = [sqrt((Pto_r_p(3)+Wpush_r(1))^2+(Arm_r_p(3))^2), ...
          sqrt((Pto_r_p(4)-Wpush_r(1))^2+(Arm_r_p(3))^2), ...
          Arm_r_p(3)];

Data_Arm_r_p = [0.4990    0          0;...           %[Kg] Peso
               78.2766   107.7674  3.0531;...     %[mm] CdG

```

```
2322.7473 4718.8275 6970.8920;... %[Kg*mm^2] Mom. de Inercia
68.3912 -59.6072 -1262.7497]; %[Kg*mm^2] Prod. de Inercia
```

```
%Push_r = [x hasta triang,y hasta triang, x soporte, y soporte, long push];
Push_r = [25, 9.5, 20, 26, 227.99]; %[mm] En el triangulo inf
Pto_push_r = [Push_r(1)+Push_r(3), ...
              Push_r(2)+Push_r(4)];
```

```
%% Toe
```

```
Toe_long = 230.59; %[mm]
```

```
%% Steering
```

```
%{
STE_Rack = [long cremallera, altura respecto al suelo, desde plano eje];
%}
```

```
STE_Rack = [386.72, 196.1, 70]; %[mm] Cremallera de dirección KAZ
STE_Acople = 79.39; %[mm] Longitud del acople
STE_Tirante = 305; %[mm] Longitud de tirante de dirección
```

```
Data_Rack = [3.2278 0 0;... %[Kg] Peso
             0 -7.3260 -0.7107;... %[mm] CdG
             1324.4829 21705.8002 22053.9065;... %[Kg*mm^2] Mom. de Inercia
             41.0346 0.0042 -0.0006]; %[Kg*mm^2] Prod. de Inercia
```

```
Data_Tirante = [0.2147 0 0;... %[Kg] Peso
                0 0 -0.0001;... %[mm] CdG
                2453.8463 2454.1601 8.1790;... %[Kg*mm^2] Mom. de Inercia
                0 0 0]; %[Kg*mm^2] Prod. de Inercia
```

```
%% Rocker
```

```
%{
Rocker = [x Push, x SA, y SA];
%}
```

```
Rocker_f = [70, 6.19, 49.62]; %[mm] Balancín
```

```
Data_Rocker_f = [0.1979 0 0;... %[Kg] Peso
                 24.5135 13.8198 0;... %[mm] CdG
                 99.8169 150.7411 206.2964;... %[Kg*mm^2] Mom. de Inercia
                 0 0 -23.5632]; %[Kg*mm^2] Prod. de Inercia
```

```
Rocker_r = [53, 30.82, 43.12]; %[mm] Balancín
```

```
Data_Rocker_r = [0.1907 0 0;... %[Kg] Peso
                 22.0054 11.3273 0;... %[mm] CdG
                 73.1068 91.5430 128.4885;... %[Kg*mm^2] Mom. de Inercia
                 0 0 12.9501]; %[Kg*mm^2] Prod. de Inercia
```

```
%% Shock Absorber
```

```
%{
SA = [long cilindro,long piston,compresión inicial,long total amortiguador];
```

Amortiguador Datasheet:
 RockShox 200x57
 Carrera = 57 mm sin el tope
 Eje-eje = 200 mm

IS Pendiente de amortiguación inicial
 LSCS Pendiente para compresión a baja velocidad
 HSCS Pendiente para compresión a alta velocidad
 LSRS Pendiente para rebote a baja velocidad
 HSRS Pendiente para rebote a alta velocidad

Pendiente	Delante250	Detrás350
IS	1660,95	2400,6
LSCS	1107,30	1600,4
HSCS	553,65	800,2
LSRS	2491	3600
HSRS	1245,71	1800,45

```
%}
%load('FSRKamort2Hzc0ri0rf0.mat')
%SA_v_anterior = [0 0];
%load('FSRKamort2Hzc0ri0rf0_nh.mat')
load('FSRKamort2Hzc0ri0rf0_sh.mat')
load('F_x_Amort_K.mat')
%Te saca "F" y "v"
```

```
SA_f = [200, 143, 23.3, 200]; % [mm]
K_f = 350*0.17513; % [lb/in to N/mm]
C_f = 1600; % [N/(m/s)]
```

```
SA_r = [200, 143, 23.3, 200]; % [mm]
K_r = 350*0.17513; % [lb/in to N/mm]
C_r = 1600; % [N/(m/s)]
```

```
% Ks = 350;%N/m a lb/lín
% Cs = 5000;%N/(m/s)
```

```
% K = 2000;%N/mm
% D = 100000;%N/(m/s)
```

%% Masa del coche

% Powertrain

```
Data_Power = [162.9899 0 0;... % [Kg] Peso
              -209.47 -71.43 227.17;... % [mm] CdG
              6.8277 9.6444 6.9055;... % [Kg*m^2] Mom. de Inercia
              -0.0422 -0.1431 -0.0983]; % [Kg*m^2] Prod. de Inercia
```

% Chassis

```
Data_Chassis = [39.7182 0 0;... % [Kg] Peso
                514.7127 0.1620 296.4933;... % [mm] CdG
                21.6212 21.2659 4.1155;... % [Kg*m^2] Mom. de Inercia
                -1.1780 -0.0338 0.0092]; % [Kg*m^2] Prod. de Inercia
```

```
Data_Piloto = [60 0 0;... % [Kg] Peso
               100 0 80]; % [mm] CdG
```

```

CdG_MASA_x = (Data_Power(1,1)*Data_Power(2,1) ...
             +Data_Chassis(1,1)*Data_Chassis(2,1) ...
             +Data_Piloto(1,1)*Data_Piloto(2,1)) ...
             /(Data_Power(1,1)+Data_Chassis(1,1)+Data_Piloto(1,1));

```

```

CdG_MASA_z = (Data_Power(1,1)*Data_Power(2,3) ...
             +Data_Chassis(1,1)*(Data_Chassis(2,3)+Suelo) ...
             +Data_Piloto(1,1)*Data_Piloto(2,3)) ...
             /(Data_Power(1,1)+Data_Chassis(1,1)+Data_Piloto(1,1));

```

```

%% Plataforma
Plataforma = [200 200 10]; %[mm] Plataforma medidas
Plataforma_world_f = [Wheelbase_f 650 -65]; %[mm]
Plataforma_world_r = [-Wheelbase_r 650 -65]; %[mm]
%load wheels_input;

```

```

%Wheel test bed controller parameters
Kw = -1e6; %proportional gain
Cw = -1e6; %derivative gain

```

```

%{
posin_t = xlsread('TilTest.xlsx','posin_t');
posin_l = xlsread('TilTest.xlsx','posin_l');
posin_r = xlsread('TilTest.xlsx','posin_r');
%}

```

```

%% Otros

```

```

load('BarridoFrecuencias_1_20_Hz')
posin_t = 0.001:0.001:(size(LVDT)/1000); %[s]
posin_t = posin_t';
posin_l = LVDT/10; %[m]Amplitud 1mm (LVDT=10)
posin_r = LVDT/10; %[m]
plot(posin_t,posin_l)

```

```

%Desfase 0.115 s
posin_t = 0.001:0.001:((size(LVDT)+115)/1000); %[s]
posin_t = posin_t';

```

```

%Front
for i=(size(LVDT)+1):(size(LVDT)+115)
    posin_r(i) = 0;
end

```

```

for i=size(LVDT):-1:0.001
    posin_l(i+115) = posin_l(i);
end

```

```

for i=0:115
    posin_l(i) = 0;
end

```

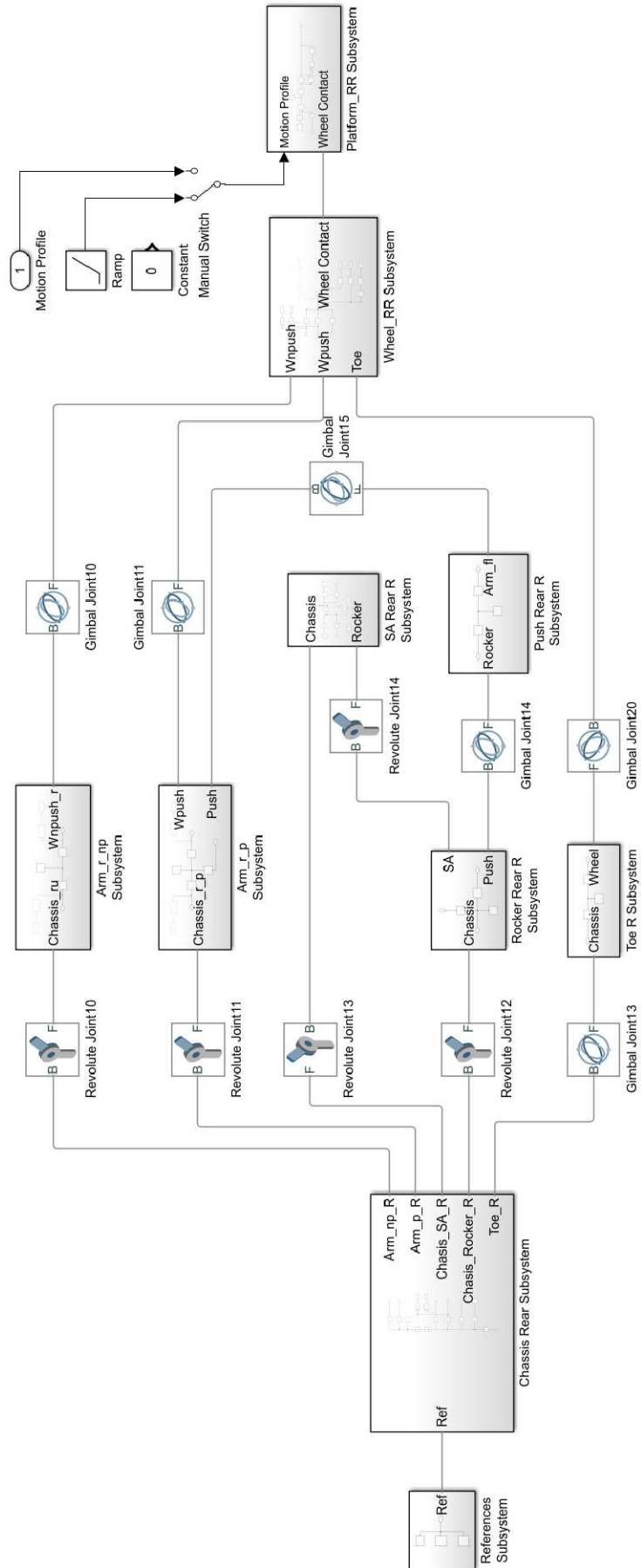
```
figure
hold on
plot(posin_t,posin_l)
plot(posin_t,posin_r)
hold off

%{
load('wheels_input.mat')
%0.05mm a 25 mm de amplitud
posin_l=posin_l*500;
posin_r=posin_r*500;
figure
hold on
plot(posin_t,posin_l)
plot(posin_t,posin_r)
hold off
grid on; grid minor
xlim([0 13])
xlabel('tiempo [s]')
ylabel('Desplazamiento [mm]')
%}
```

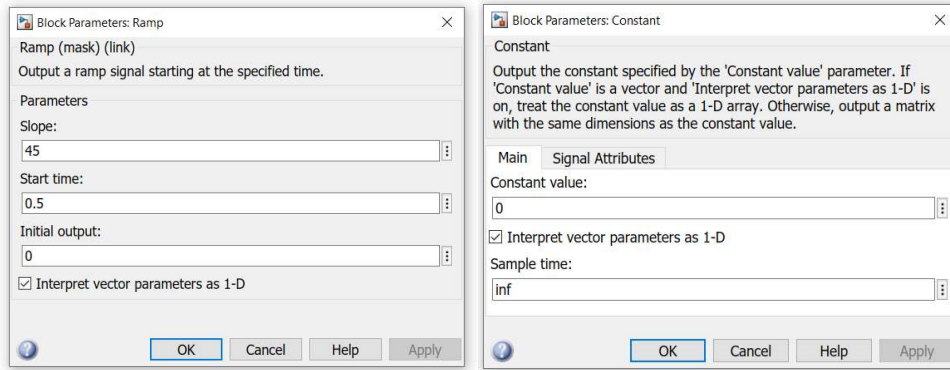


Anexo B. Ensamblaje Simulink con sus configuraciones

1/4 de rueda trasero



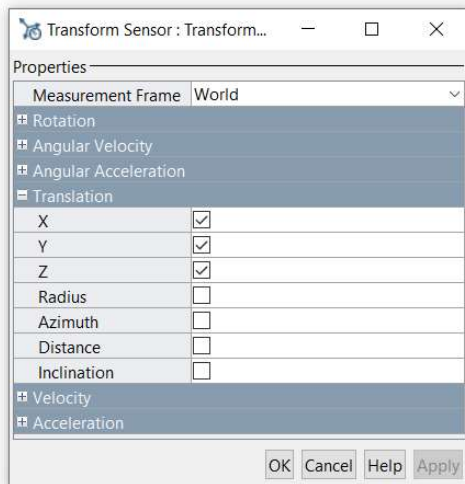
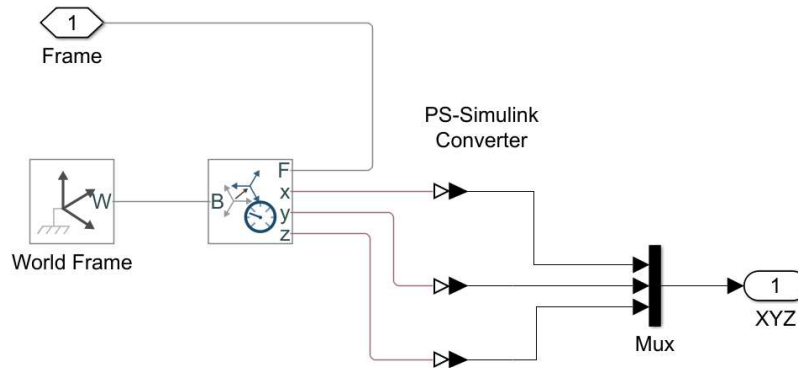
Parámetros de las uniones (Joint) vienen por defecto.



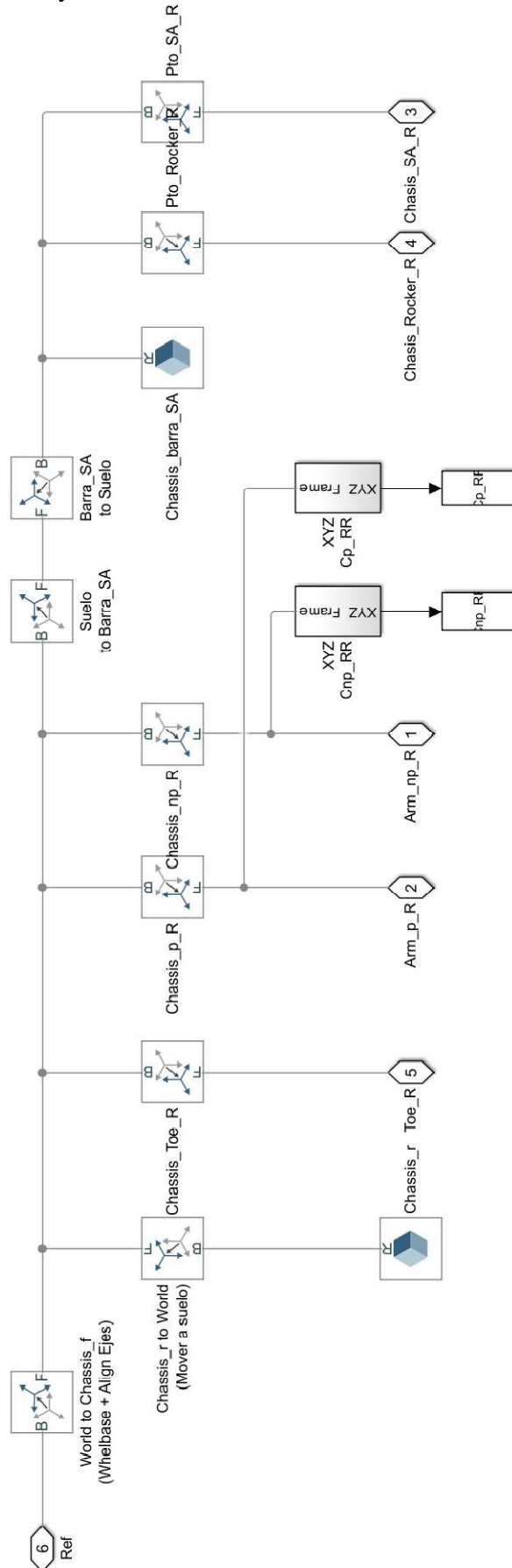
References Subsystem

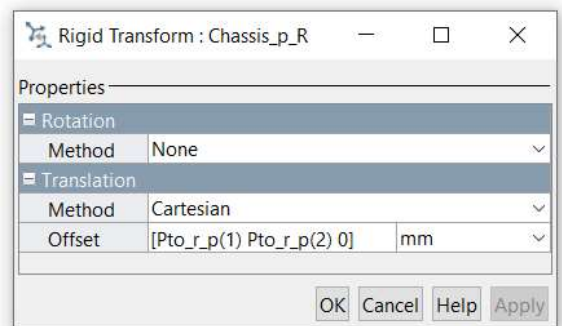
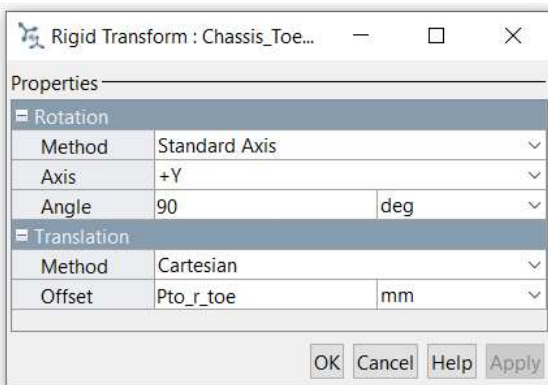
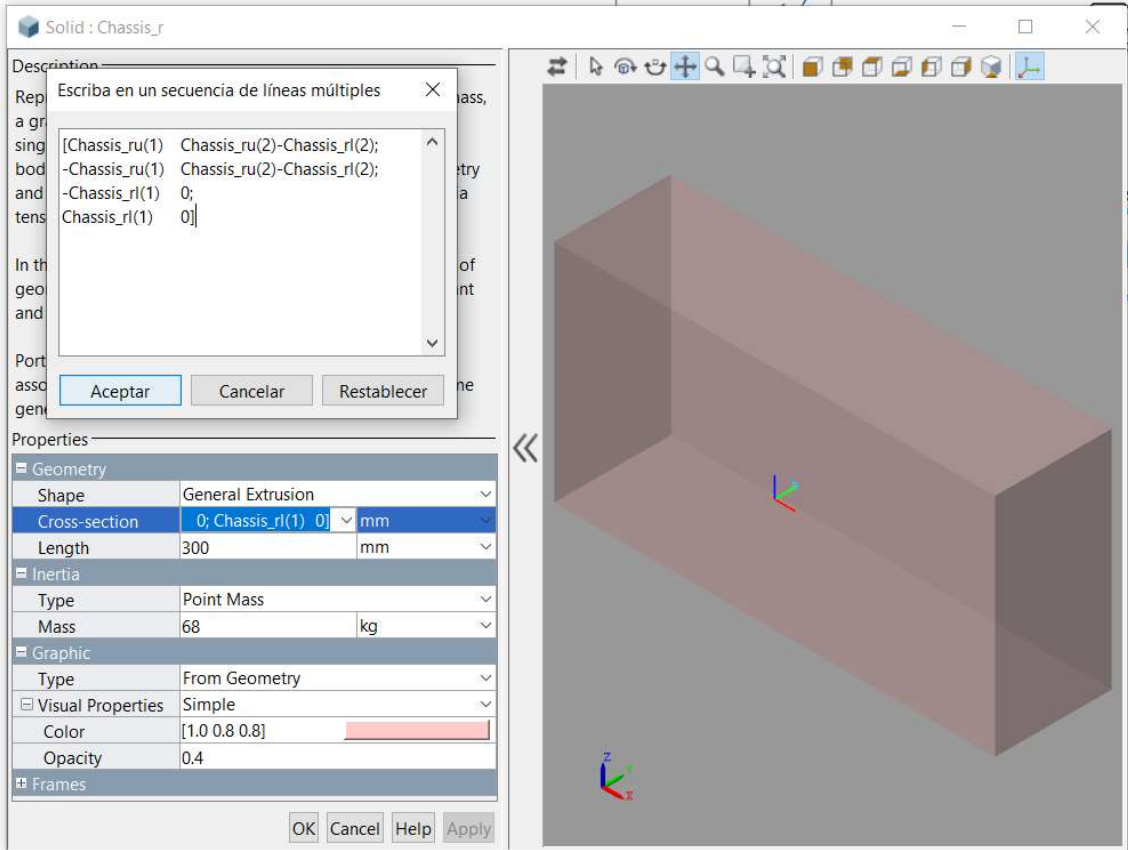
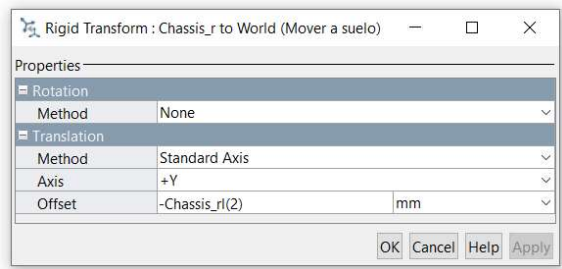
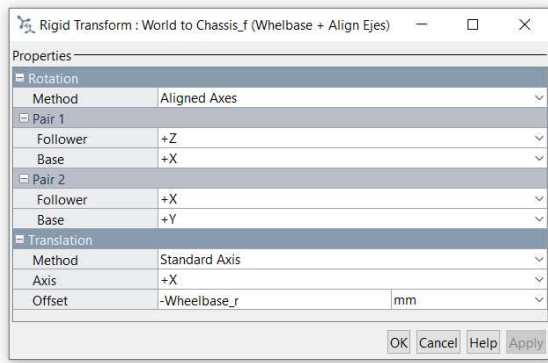


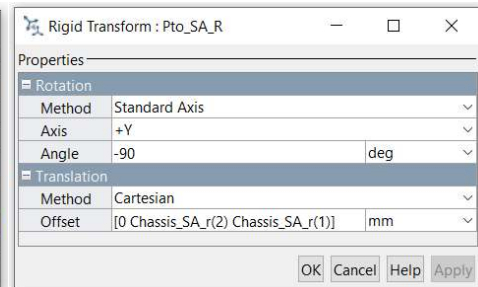
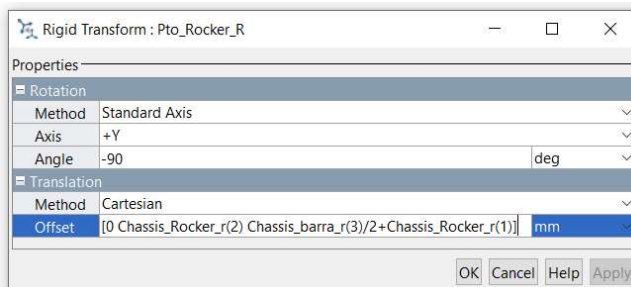
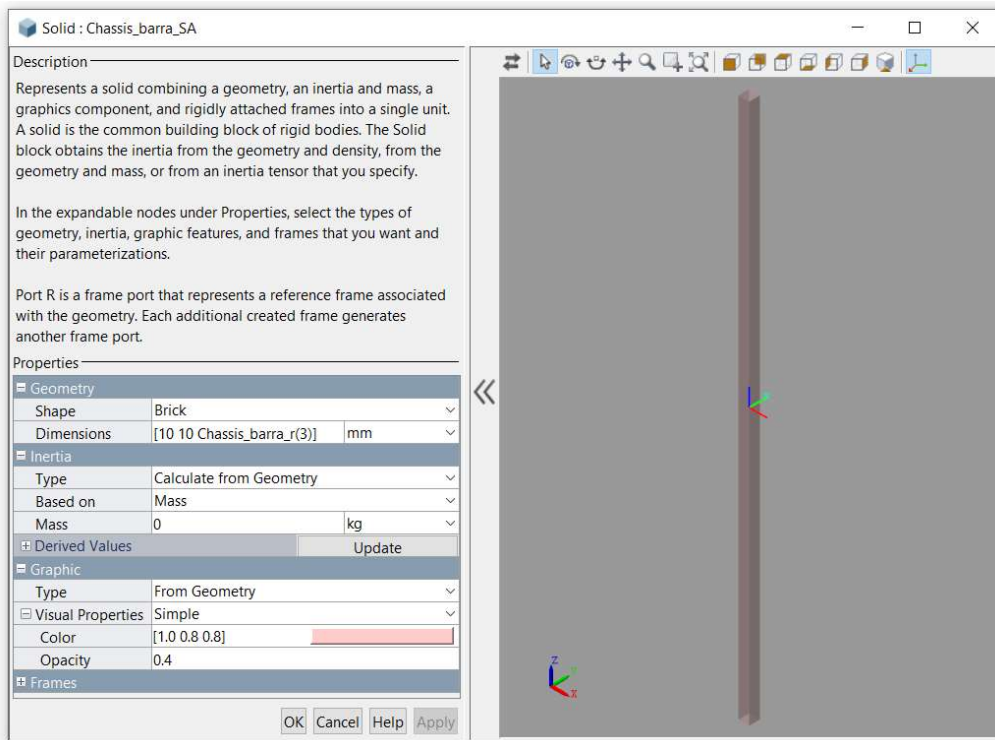
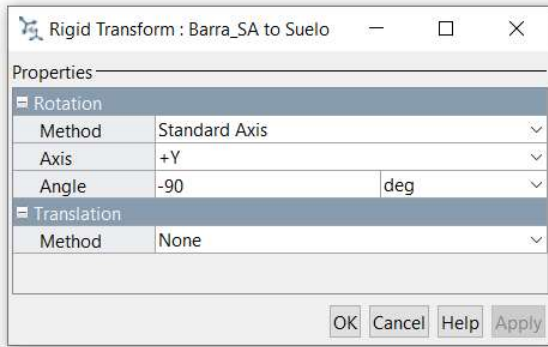
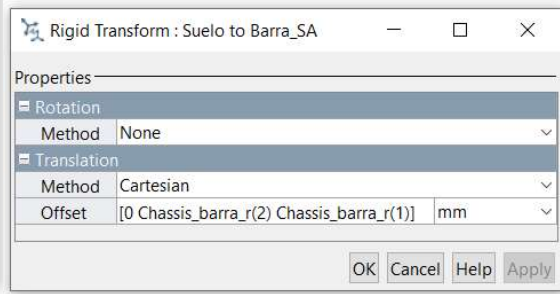
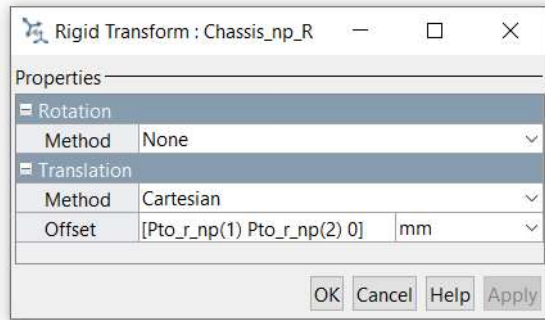
XYZ block



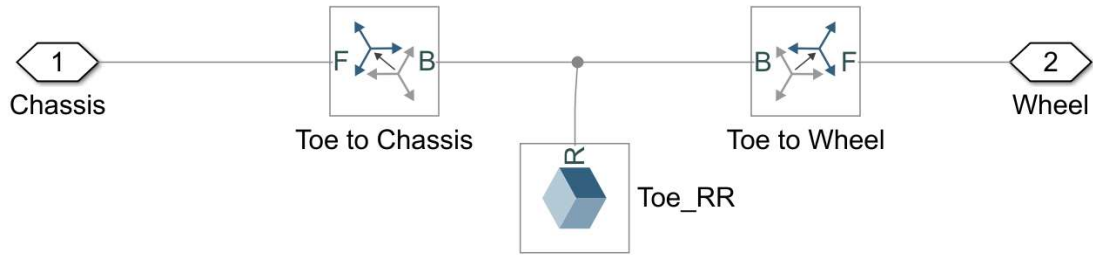
Chassis Rear Subsystem







Toe R Subsystem



Rigid Transform : Toe to Chassis

Properties

- Rotation
 - Method: None
- Translation
 - Method: Standard Axis
 - Axis: +Z
 - Offset: -Toe_long/2 mm

OK Cancel Help Apply

Rigid Transform : Toe to Wheel

Properties

- Rotation
 - Method: None
- Translation
 - Method: Standard Axis
 - Axis: +Z
 - Offset: Toe_long/2 mm

OK Cancel Help Apply

Solid : Toe_RR

Description

Represents a solid combining a geometry, an inertia and mass, a graphics component, and rigidly attached frames into a single unit. A solid is the common building block of rigid bodies. The Solid block obtains the inertia from the geometry and density, from the geometry and mass, or from an inertia tensor that you specify.

In the expandable nodes under Properties, select the types of geometry, inertia, graphic features, and frames that you want and their parameterizations.

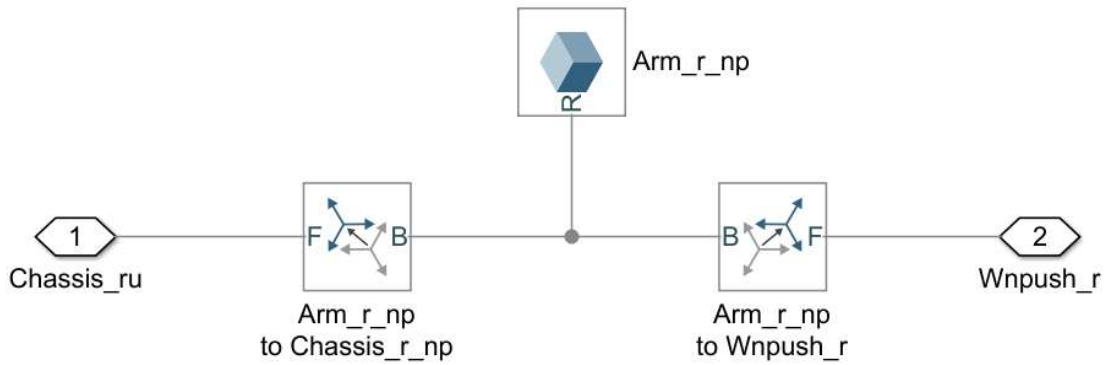
Port R is a frame port that represents a reference frame associated with the geometry. Each additional created frame generates another frame port.

Properties

- Geometry
 - Shape: Cylinder
 - Radius: 7.5 mm
 - Length: Toe_long mm
- Inertia
 - Type: Custom
 - Mass: Data_Tirante(1,1) kg
 - Center of Mass: Data_Tirante(2,:) mm
 - Moments of Inertia: Data_Tirante(3,:) kg*mm²
 - Products of Inertia: -Data_Tirante(4,:) kg*mm²
- Graphic
 - Type: From Geometry
- Visual Properties
 - Simple
 - Color: [1.0 0.8 0.2]
 - Opacity: 0.5
- Frames

OK Cancel Help Apply

Arm_r_np Subsystem



Rigid Transform : Arm_r_np to Chassis_r_np

Properties		
Rotation Method	Aligned Axes	
Pair 1		
Follower	+Z	
Base	+X	
Pair 2		
Follower	+Y	
Base	+Z	
Translation Method		None

Rigid Transform : Arm_r_npto Wnpush_r

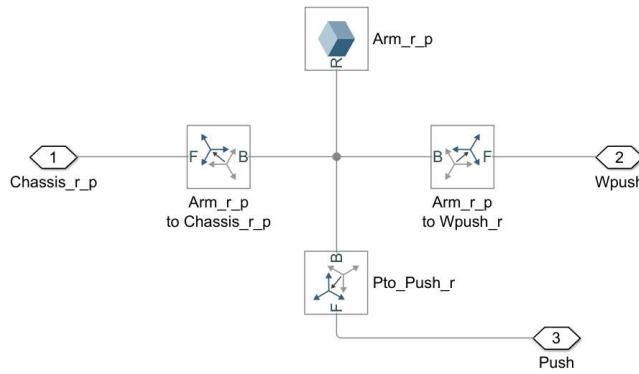
Properties		
Rotation Method	None	
Translation Method		Cartesian
Offset	[Wnpush_r(1) Arm_r_np(3) 0]	mm

Solid : Arm_r_np

[-Pto_r_np(4) 0;
Pto_r_np(3) 0;
Wnpush_r(1) Arm_r_np(3)]

Properties	
Geometry	
Shape	General Extrusion
Cross-section	r(1) Arm_r_np(3)] mm
Length	5 mm
Inertia	
Type	Custom
Mass	Data_Arm_r_np(1,1) kg
Center of Mass	Data_Arm_r_np(2,:) mm
Moments of Inertia	Data_Arm_r_np(3,:) kg*mm^2
Products of Inertia	-Data_Arm_r_np(4,:) kg*mm^2
Graphic	
Type	From Geometry
Visual Properties	
Color	[0.4 1.0 0.8]
Opacity	0.7

Arm_r_p Subsystem



Rigid Transform : Arm_r_p to Chassis_r_p

Properties

- Rotation
 - Method: Aligned Axes
 - Pair 1
 - Follower: +Z
 - Base: +X
 - Pair 2
 - Follower: +Y
 - Base: +Z
- Translation
 - Method: None

OK Cancel Help Apply

Rigid Transform : Arm_r_p to Wpush_r

Properties

- Rotation
 - Method: Aligned Axes
 - Pair 1
 - Follower: +Z
 - Base: -Z
 - Pair 2
 - Follower: +Y
 - Base: -X
- Translation
 - Method: Cartesian
 - Offset: [Wpush_r(1) Arm_r_p(3) 0] mm

OK Cancel Help Apply

Rigid Transform : Pto_Push_r

Properties

- Rotation
 - Method: Standard Axis
 - Axis: +Y
 - Angle: -90 deg
- Translation
 - Method: Cartesian
 - Offset: [Chassis_barra_r(1) Arm_r_p(3)-Pto_push_r(1) Pto_push_r(2)] mm

OK Cancel Help Apply

Solid : Arm_r_p

Descripción

Rep. a g. sing. bod. and ten. In t. ged. and. Por. ass. gen.

Escriba en un secuencia de líneas múltiples

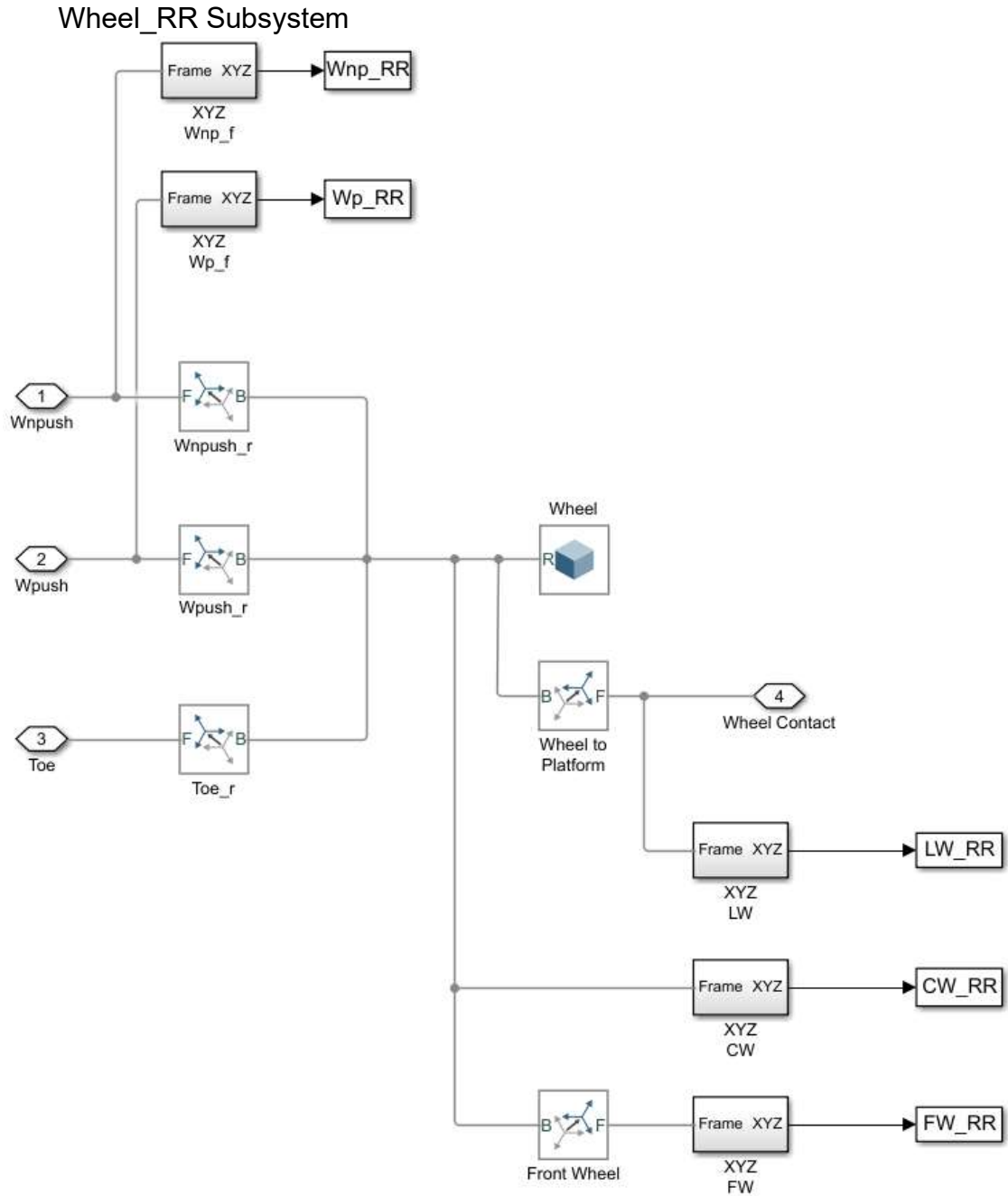
```
[-Pto_r_p(4) 0;
Pto_r_p(3) 0;
Wpush_r(1) Arm_r_p(3)]
```

Aceptar Cancelar Restablecer

Properties

- Geometry
 - Shape: General Extrusion
 - Cross-section: (1) Arm_r_p(3) mm
 - Length: 5 mm
- Inertia
 - Type: Custom
 - Mass: Data_Arm_r_p(1,1) kg
 - Center of Mass: Data_Arm_r_p(2,2) mm
 - Moments of Inertia: Data_Arm_r_p(3,2) kg*mm^2
 - Products of Inertia: -Data_Arm_r_p(4,2) kg*mm^2
- Graphic
 - Type: From Geometry
 - Visual Properties: Simple
 - Color: [0.4 1.0 0.8]
 - Opacity: 0.7

OK Cancel Help Apply



Rigid Transform : Wnpush_r

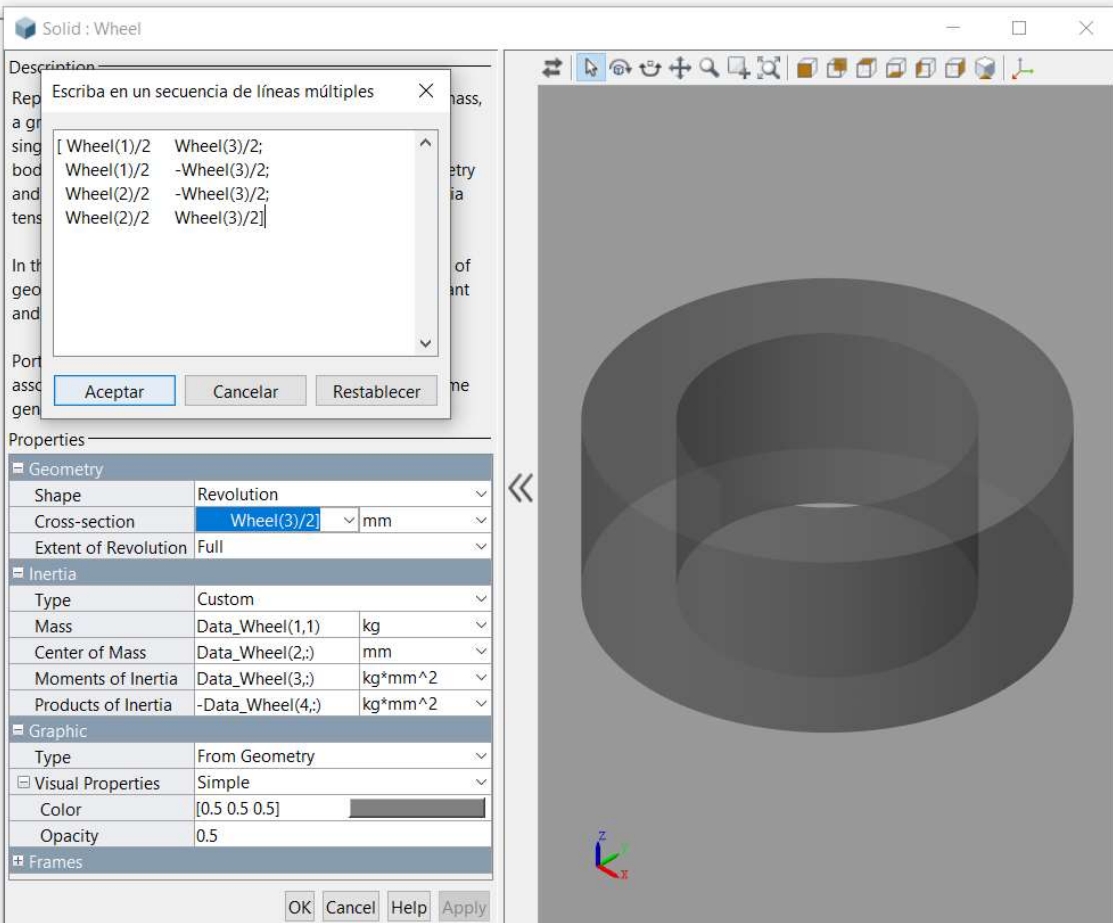
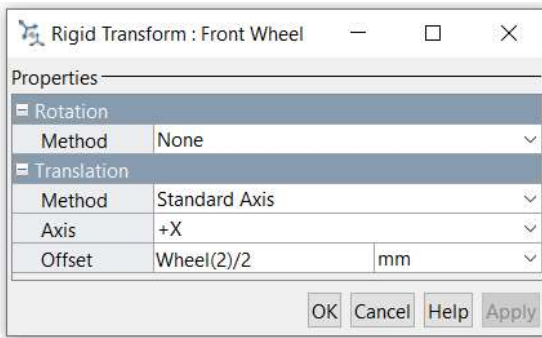
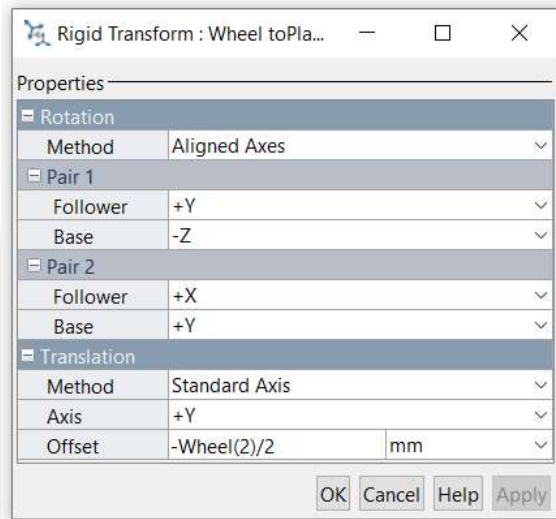
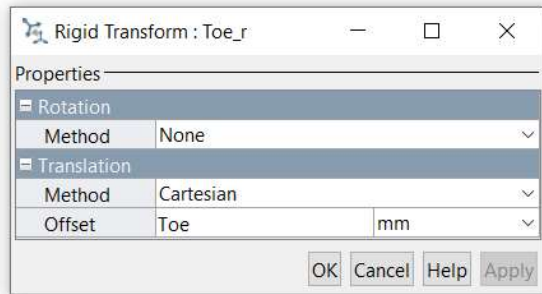
Properties	
Rotation	
Method	Standard Axis
Axis	+X
Angle	-90 deg
Translation	
Method	Cartesian
Offset	Wnpush_r mm

OK Cancel Help Apply

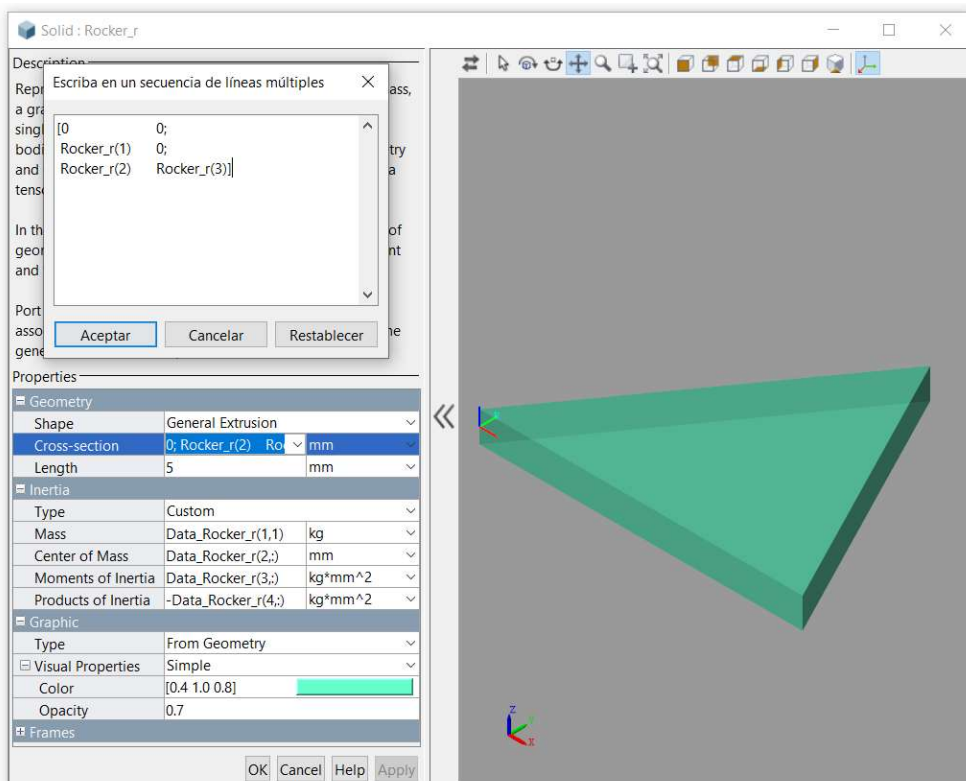
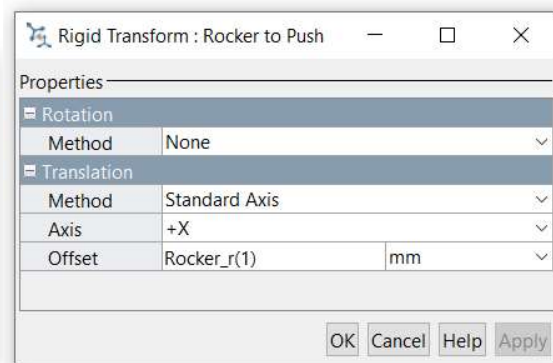
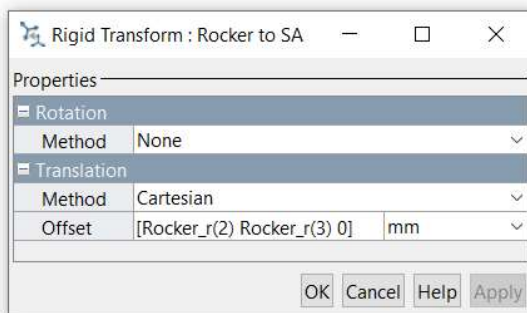
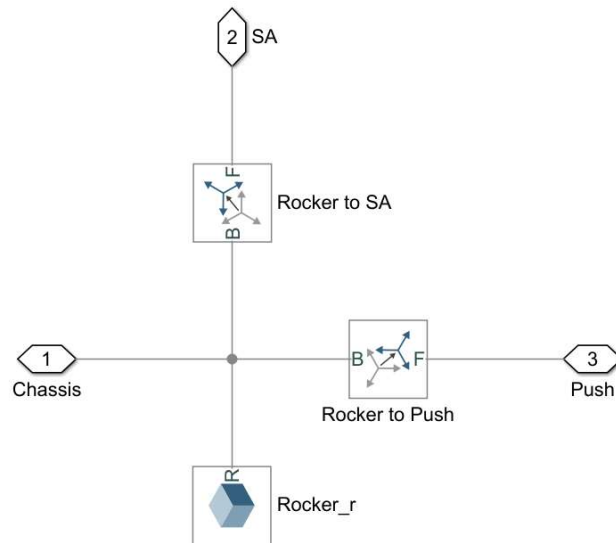
Rigid Transform : Wpush_r

Properties	
Rotation	
Method	None
Translation	
Method	Cartesian
Offset	Wpush_r mm

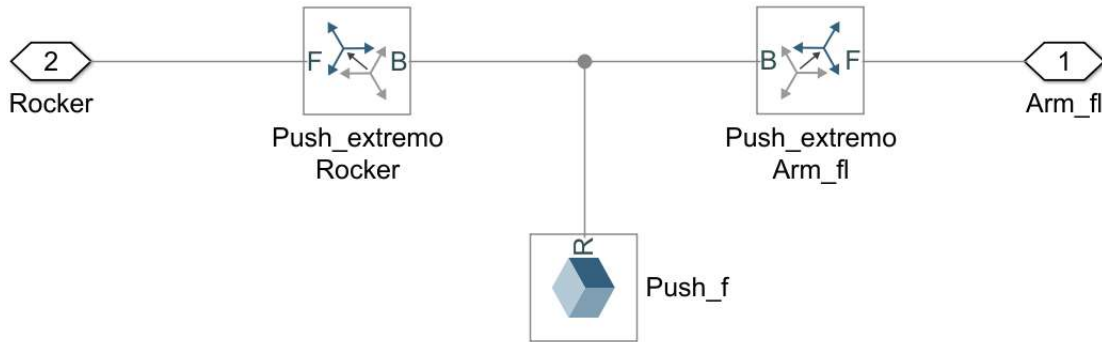
OK Cancel Help Apply



Rocker Rear R Subsystem



Push Rear R Subsystem



Rigid Transform : Push_extremo Rocker

Properties

- Rotation
 - Method: Aligned Axes
- Pair 1
 - Follower: +X
 - Base: +Y
- Pair 2
 - Follower: +Y
 - Base: -Z
- Translation
 - Method: Standard Axis
 - Axis: +Z
 - Offset: $-\text{Push}_r(5)/2$ mm

OK Cancel Help Apply

Rigid Transform : Push_extremo Arm_fl

Properties

- Rotation
 - Method: Standard Axis
 - Axis: +Y
 - Angle: 90 deg
- Translation
 - Method: Standard Axis
 - Axis: +Z
 - Offset: $\text{Push}_r(5)/2$ mm

OK Cancel Help Apply

Solid : Push_f

Description

Represents a solid combining a geometry, an inertia and mass, a graphics component, and rigidly attached frames into a single unit. A solid is the common building block of rigid bodies. The Solid block obtains the inertia from the geometry and density, from the geometry and mass, or from an inertia tensor that you specify.

In the expandable nodes under Properties, select the types of geometry, inertia, graphic features, and frames that you want and their parameterizations.

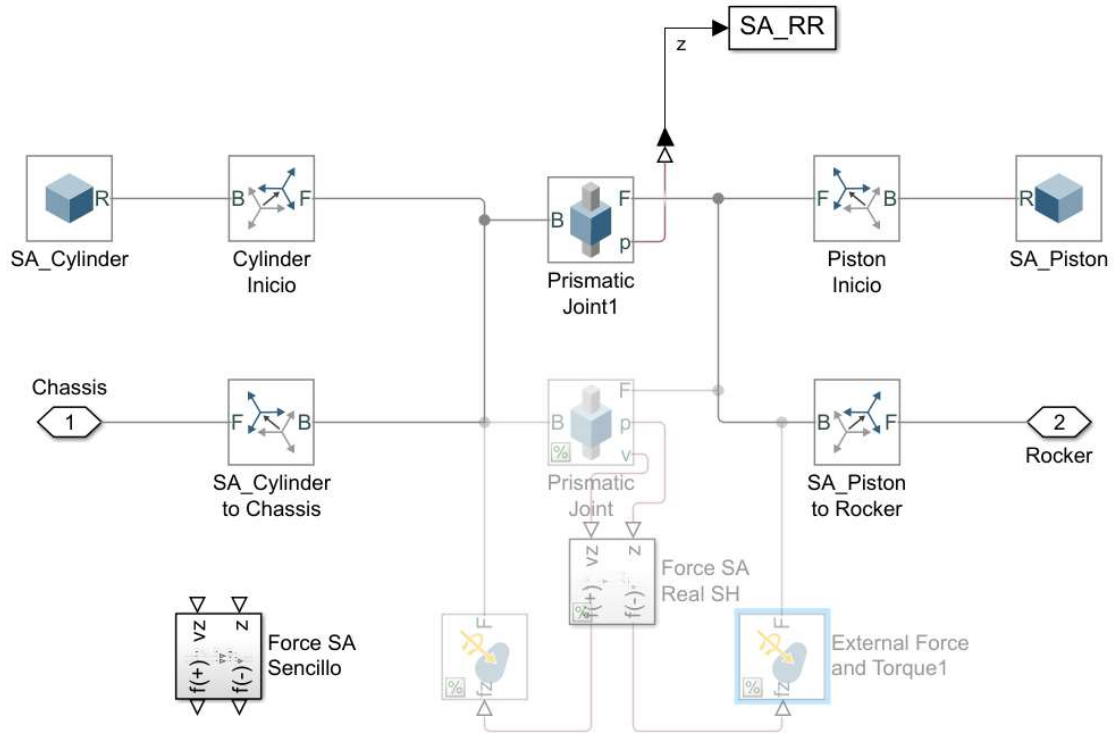
Port R is a frame port that represents a reference frame associated with the geometry. Each additional created frame generates another frame port.

Properties

- Geometry
 - Shape: Cylinder
 - Radius: 7.5 mm
 - Length: $\text{Push}_r(5)$ mm
- Inertia
 - Type: Calculate from Geometry
 - Based on: Density
 - Density: 1000 kg/m^3
- Derived Values
 - Update
- Graphic
 - Type: From Geometry
- Visual Properties
 - Simple
 - Color: [0.4 1.0 0.8]
 - Opacity: 0.5
- Frames

OK Cancel Help Apply

SA Rear R Subsystem



Rigid Transform : SA_Cylinderto Chassis

Description

Defines a fixed 3-D rigid transformation between two frames. Two components independently specify the translational and rotational parts of the transformation. Different translations and rotations can be freely combined.

In the expandable nodes under Properties, choose the type and parameters of the two transformation components.

Ports B and F are frame ports that represent the base and follower frames, respectively. The transformation represents the follower frame origin and axis orientation in the base frame.

Properties

Rotation	
Method	Standard Axis
Axis	+Y
Angle	90 deg
Translation	
Method	None

OK Cancel Help Apply

Rigid Transform : Cylinder Inicio

Properties

Rotation	
Method	Standard Axis
Axis	+Z
Angle	-90 deg
Translation	
Method	Standard Axis
Axis	+Z
Offset	SA_r(1)/2 mm

OK Cancel Help Apply

Rigid Transform : SA_Piston to Rocker

Properties

Rotation	
Method	Standard Axis
Axis	+Y
Angle	90 deg
Translation	
Method	Standard Axis
Axis	+Z
Offset	-SA_r(2) mm

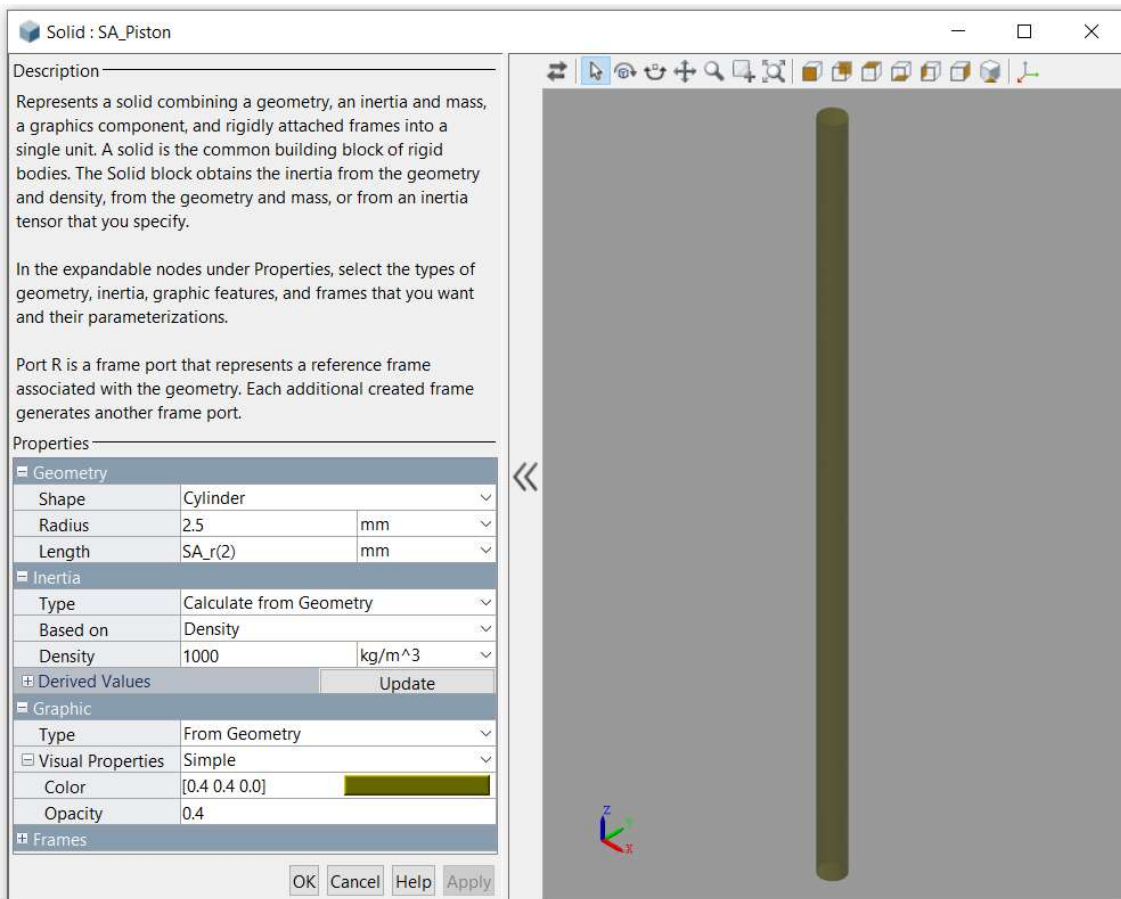
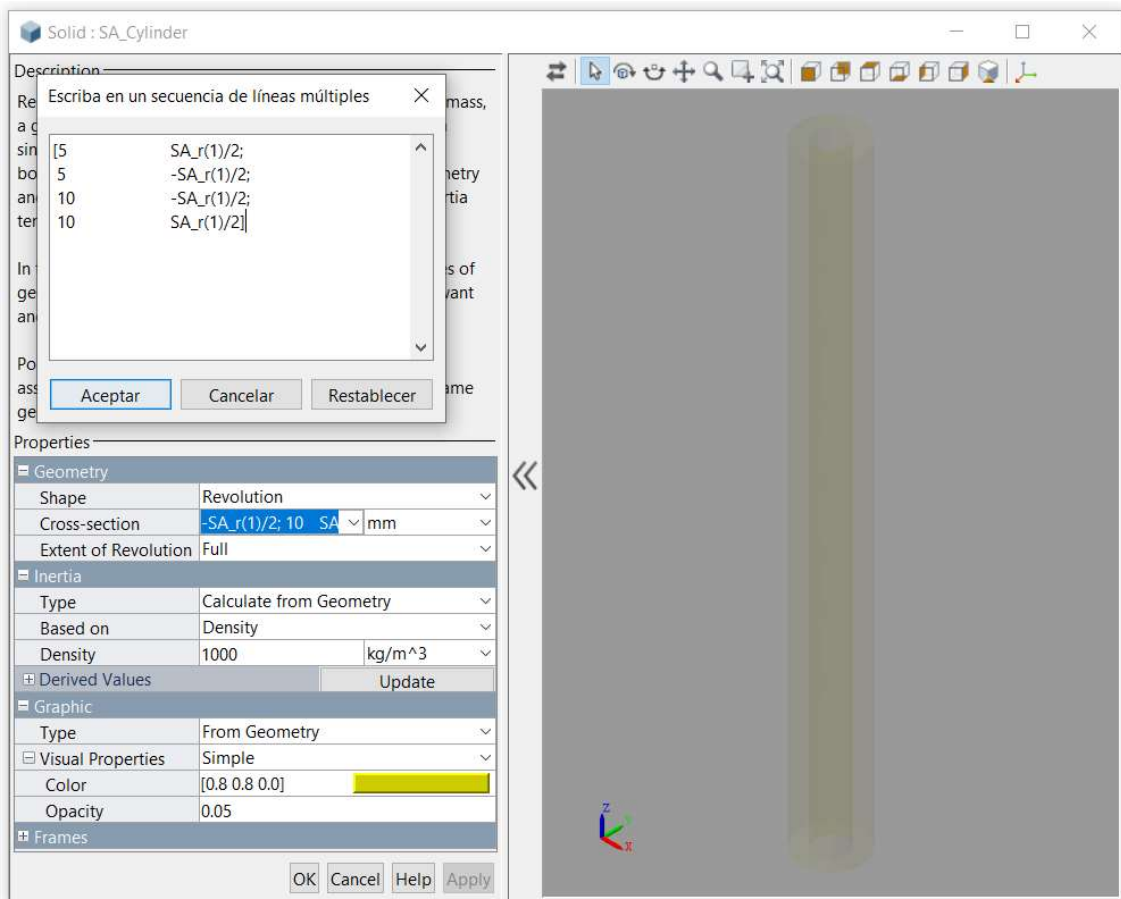
OK Cancel Help Apply

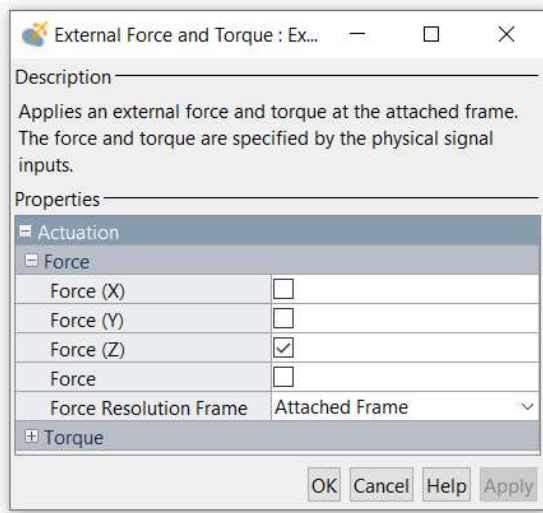
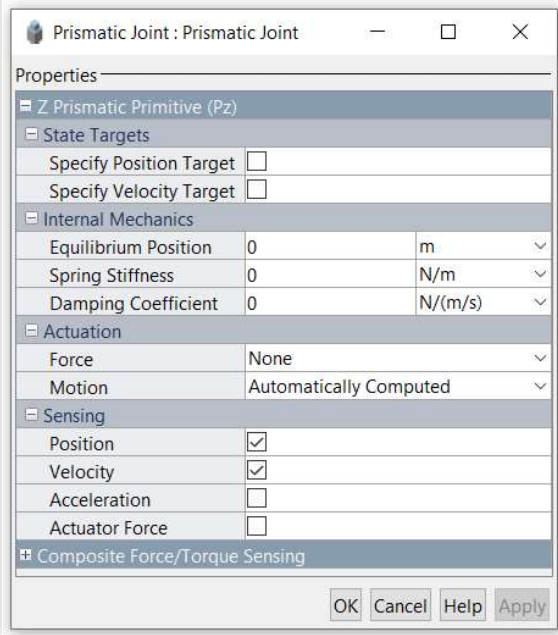
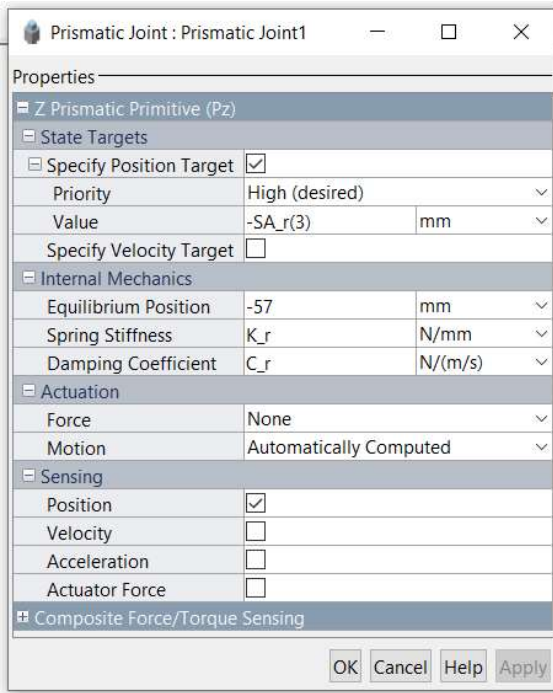
Rigid Transform : Piston Inicio

Properties

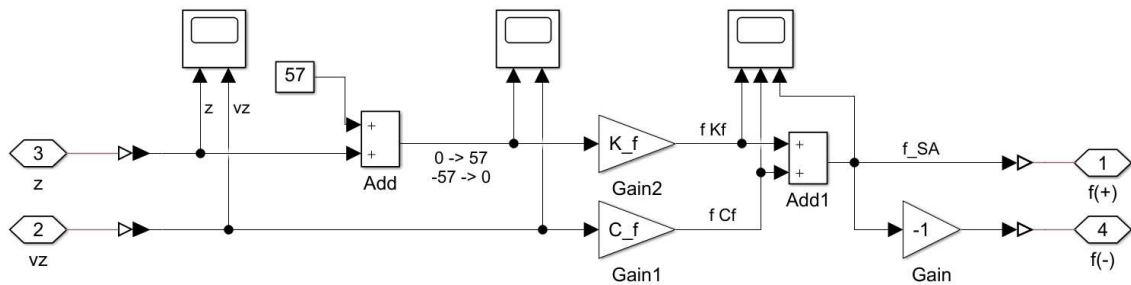
Rotation	
Method	None
Translation	
Method	Standard Axis
Axis	+Z
Offset	SA_r(2)/2 mm

OK Cancel Help Apply

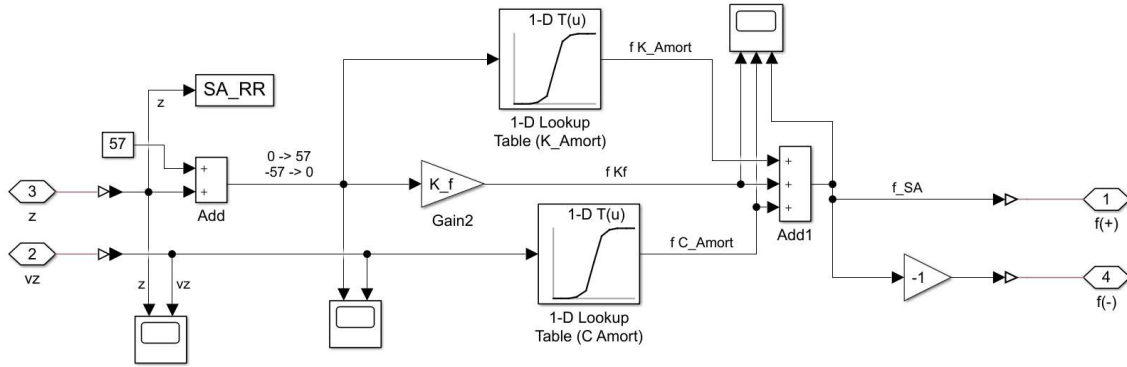




Force SA Sencillo block



Force SA Real SH



Block Parameters: 1-D Lookup Table (K_Amort)

Lookup Table (n-D)
Perform n-dimensional interpolated table lookup including index searches. The table is a sampled representation of a function in N variables. Breakpoint sets relate the input values to positions in the table. The first dimension corresponds to the top (or left) input port.

Table and Breakpoints Algorithm Data Types

Number of table dimensions: 1

Data specification: Table and breakpoints

Table data: F_Amort_K

Breakpoints specification: Explicit values

Breakpoints 1: x_Amort_K

Edit table and breakpoints...

OK Cancel Help Apply

Block Parameters: 1-D Lookup Table (C_Amort)

Lookup Table (n-D)
Perform n-dimensional interpolated table lookup including index searches. The table is a sampled representation of a function in N variables. Breakpoint sets relate the input values to positions in the table. The first dimension corresponds to the top (or left) input port.

Table and Breakpoints Algorithm Data Types

Number of table dimensions: 1

Data specification: Table and breakpoints

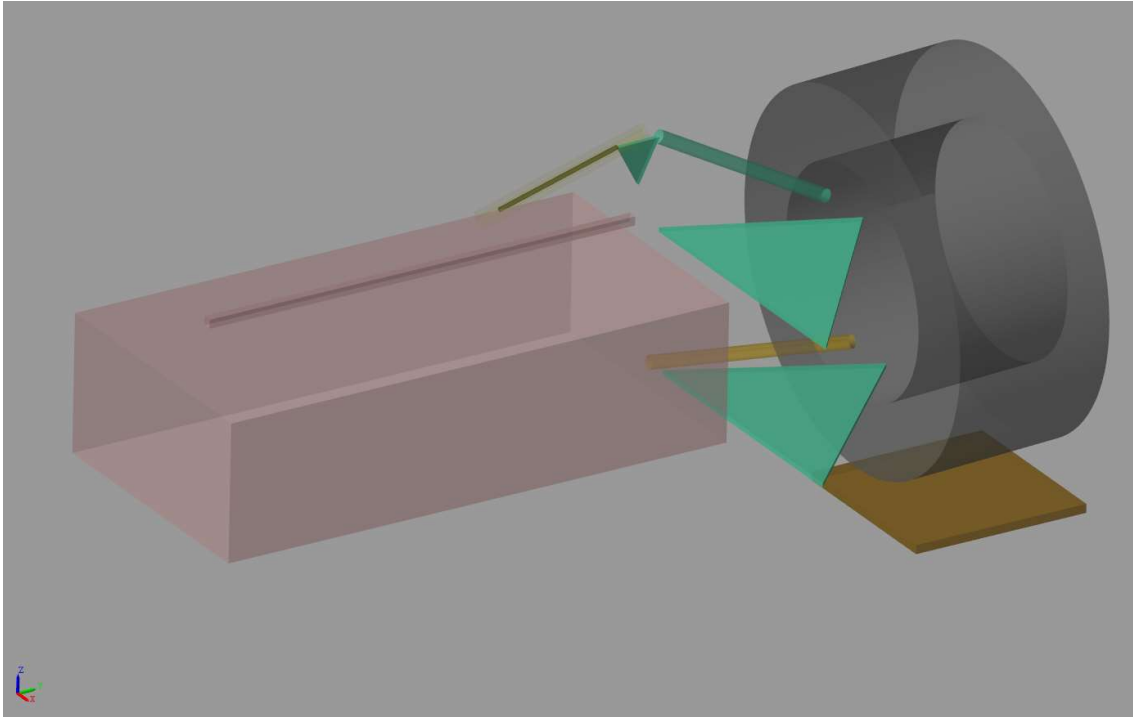
Table data: F_Amort_C

Breakpoints specification: Explicit values

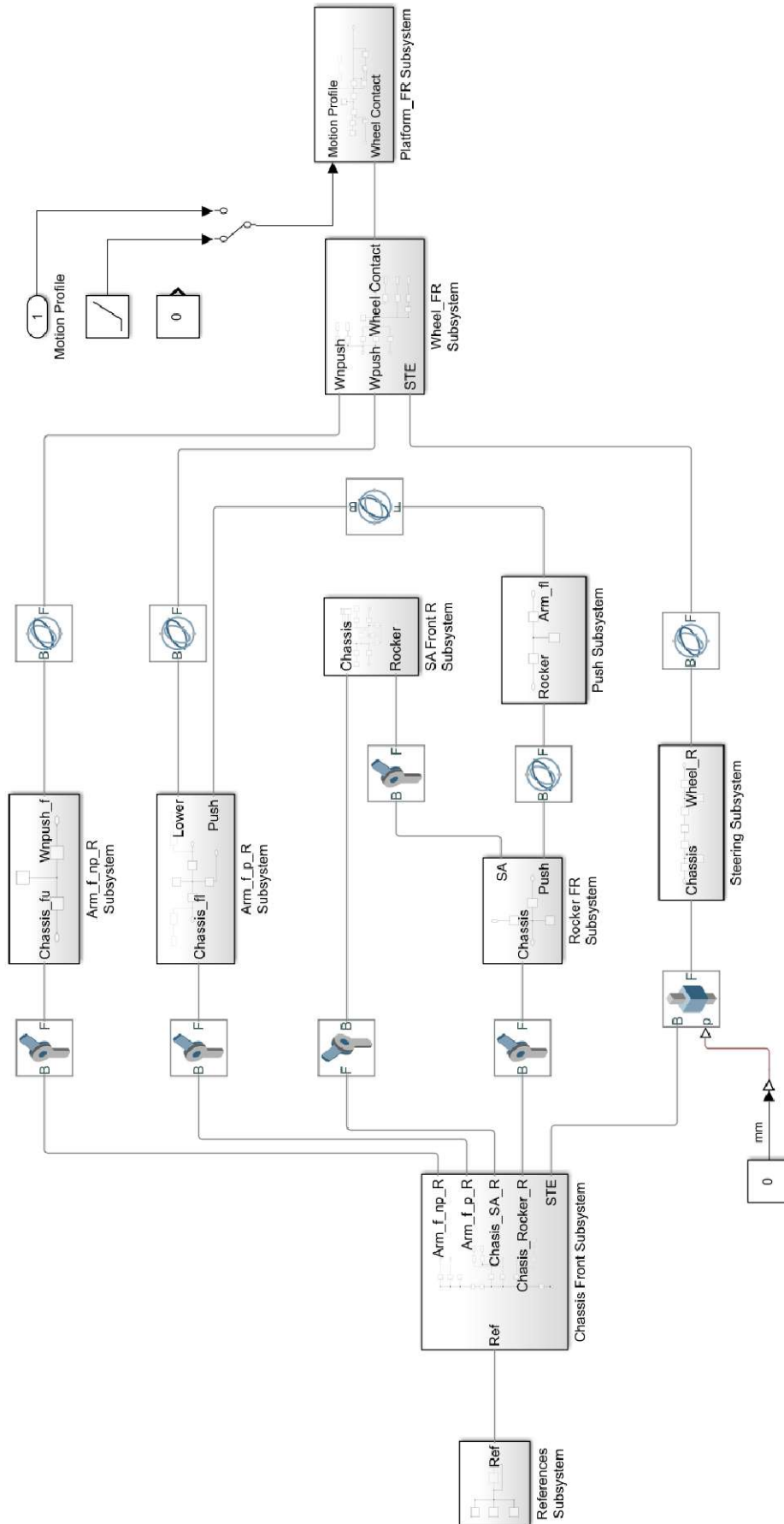
Breakpoints 1: v_Amort_C

Edit table and breakpoints...

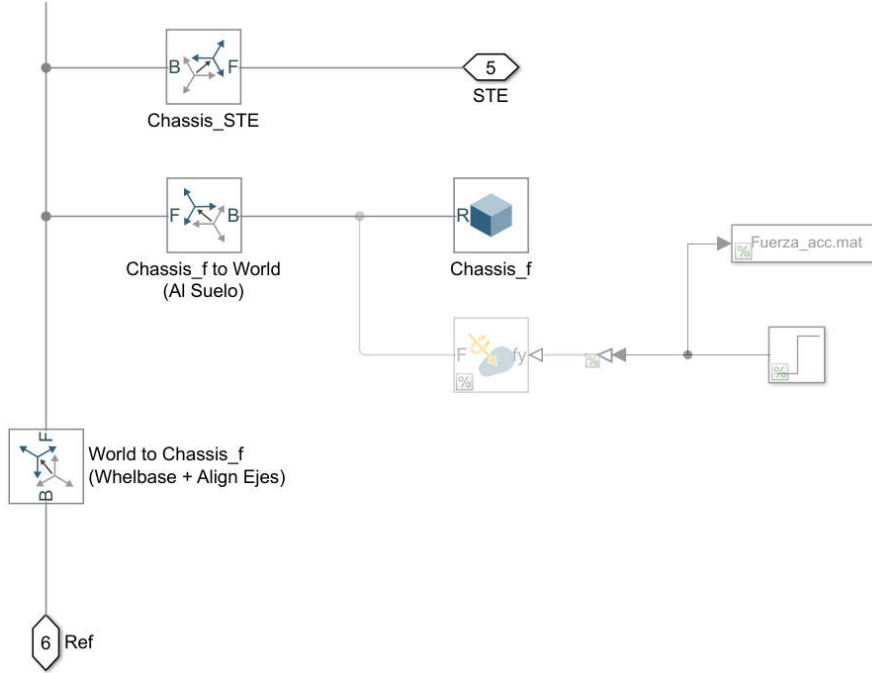
OK Cancel Help Apply



1/4 de rueda delantero



Chassis Front Subsystem

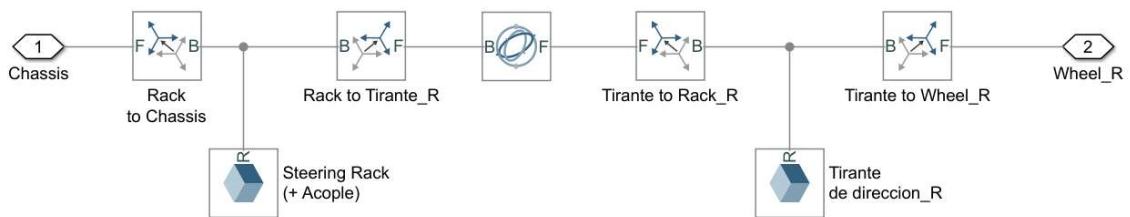


Rigid Transform : Chassis_STE

Properties	
Rotation	
Method	Standard Axis
Axis	+Y
Angle	90 deg
Translation	
Method	Cartesian
Offset	[0 STE_Rack(2) STE_Rack(3)] mm

OK Cancel Help Apply

Steering Subsystem



Rigid Transform : Rack to Chassis

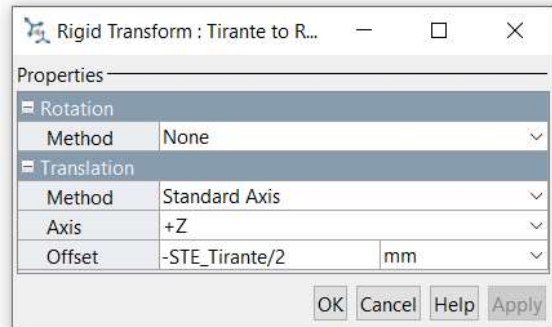
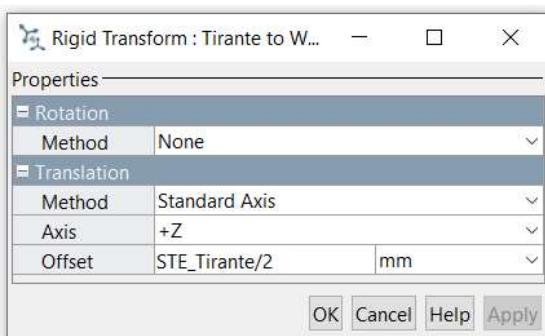
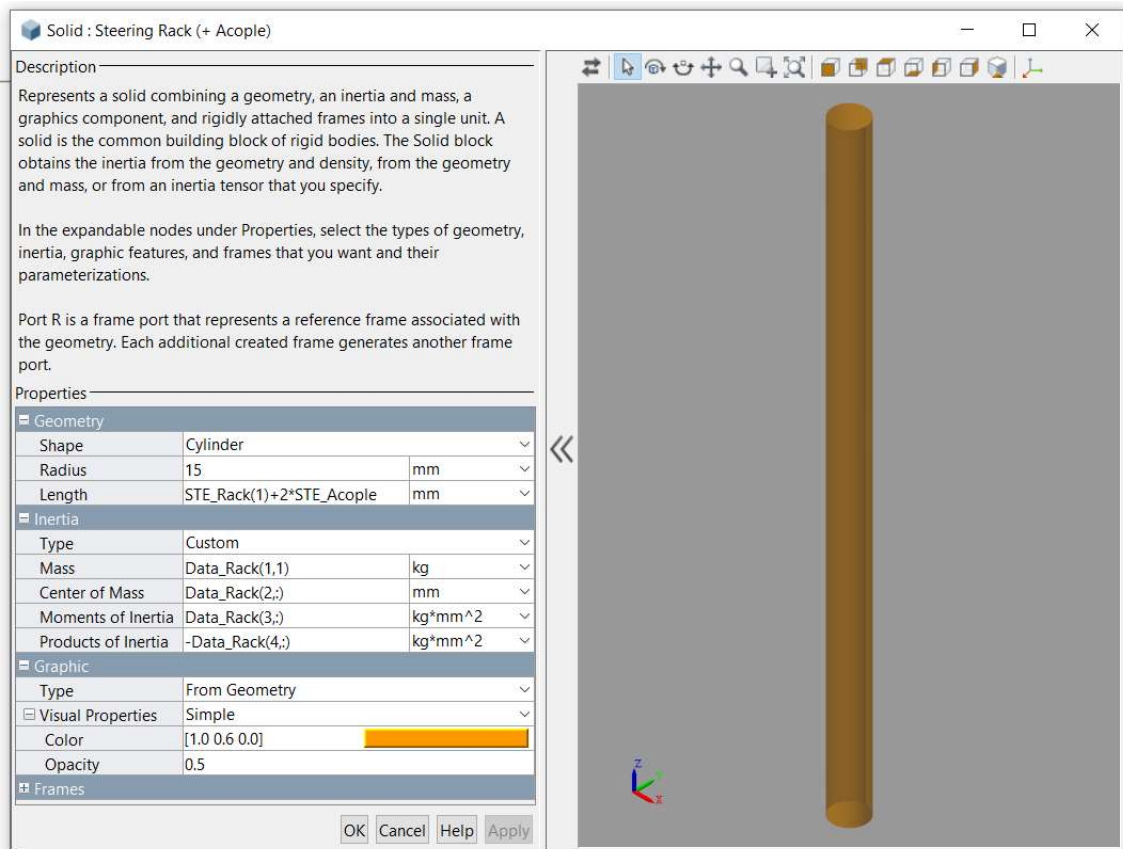
Properties	
Rotation	
Method	None
Translation	
Method	None

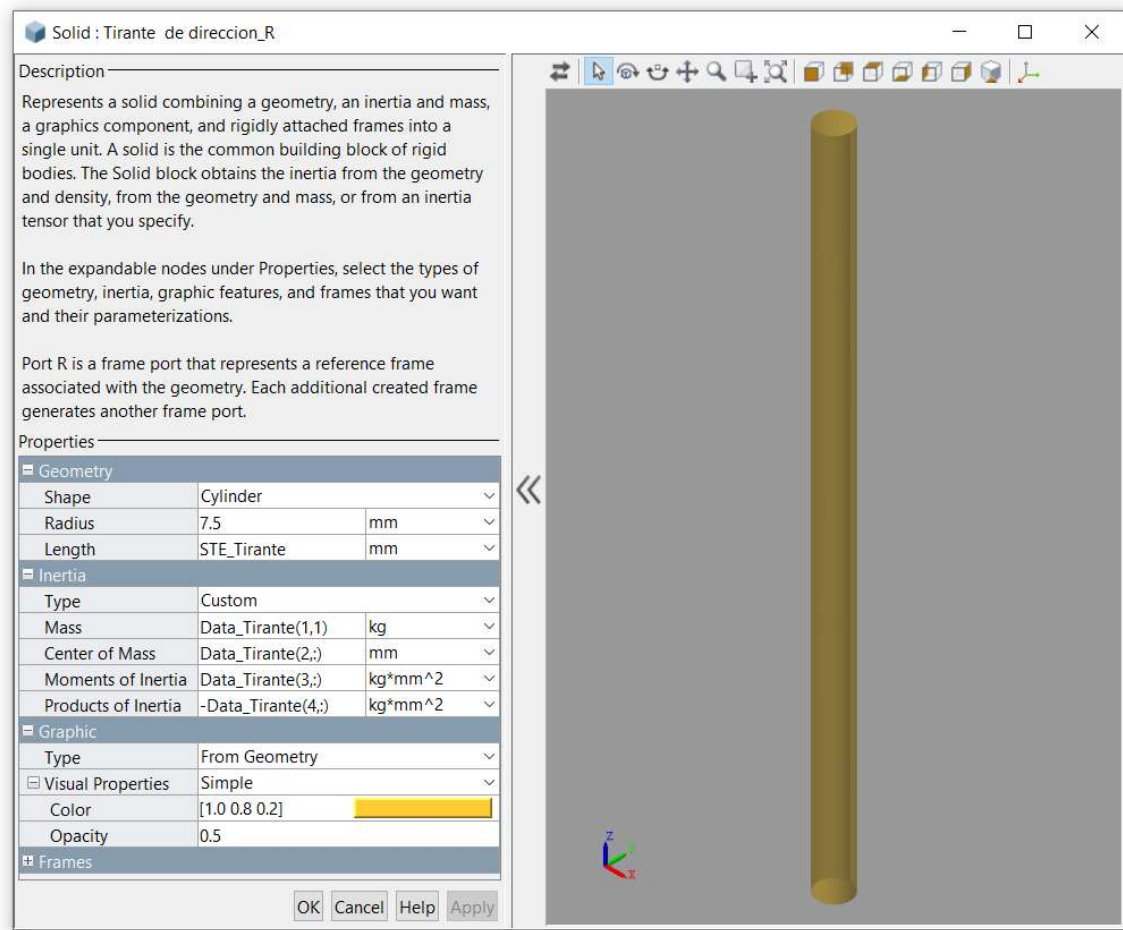
OK Cancel Help Apply

Rigid Transform : Rack to Tirante_R

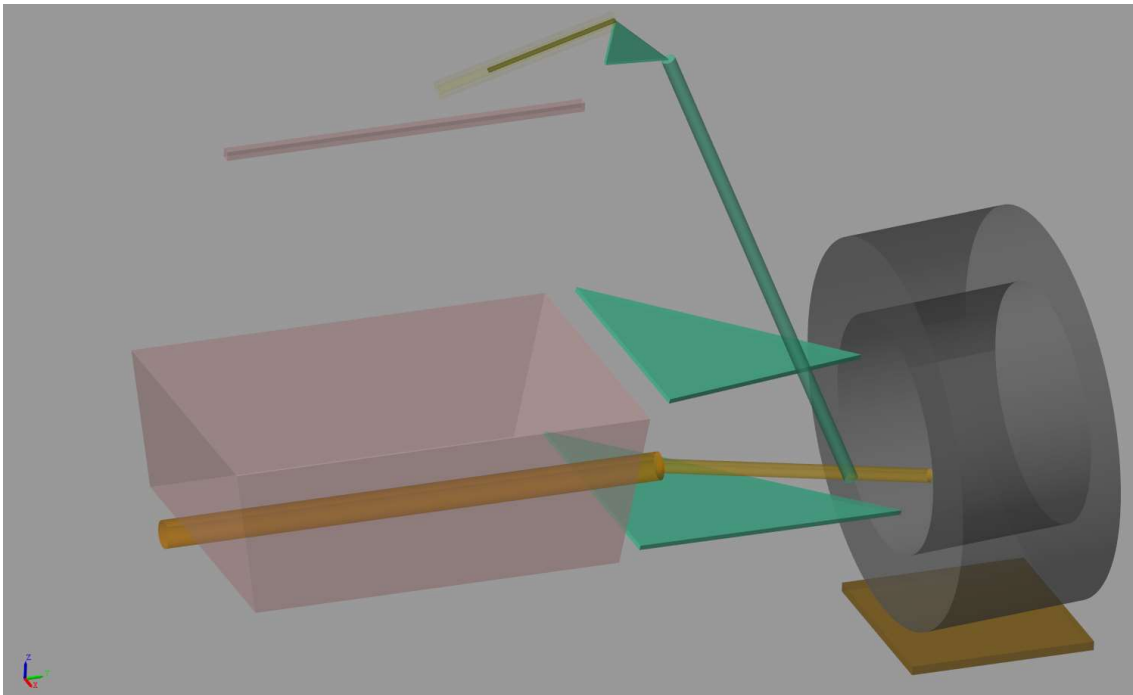
Properties	
Rotation	
Method	None
Translation	
Method	Standard Axis
Axis	+Z
Offset	STE_Rack(1)/2+STE_Acople mm

OK Cancel Help Apply

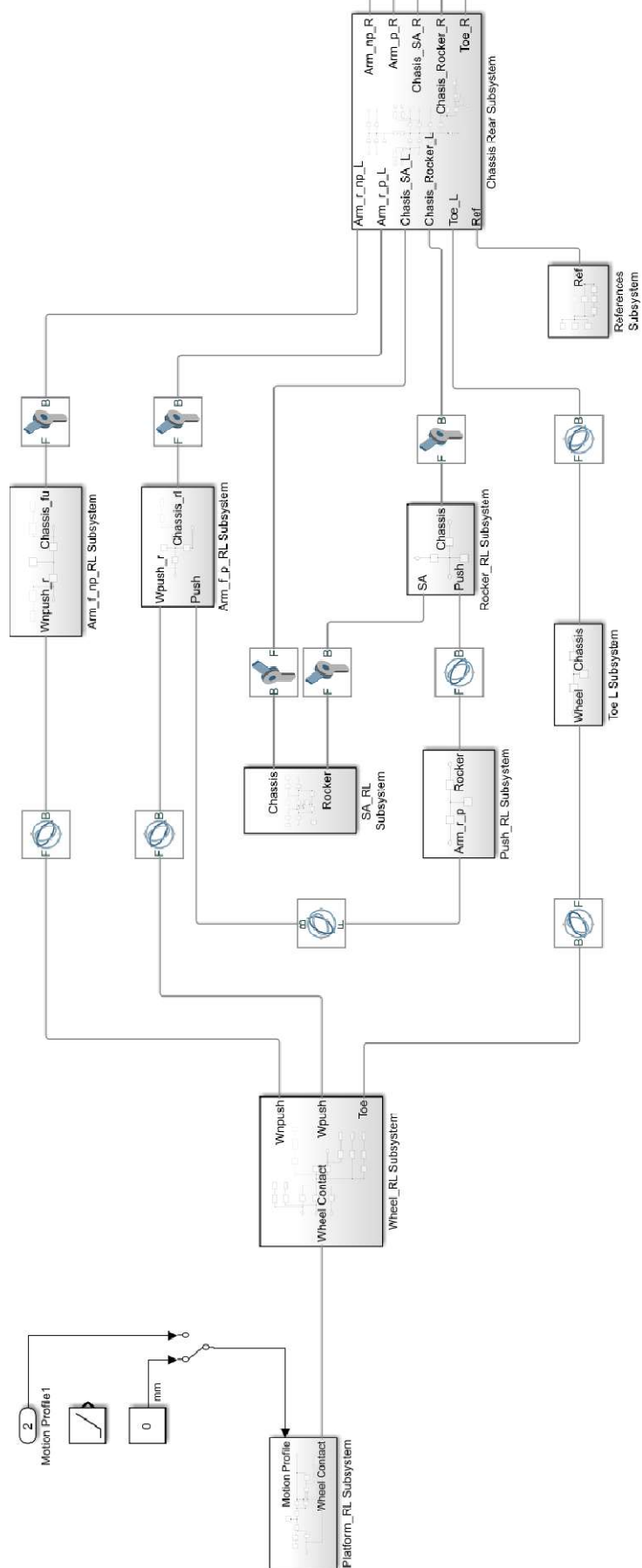




Cambiando los demás parámetros de rear (r) a front (f) -ver Anexo A- simularía:

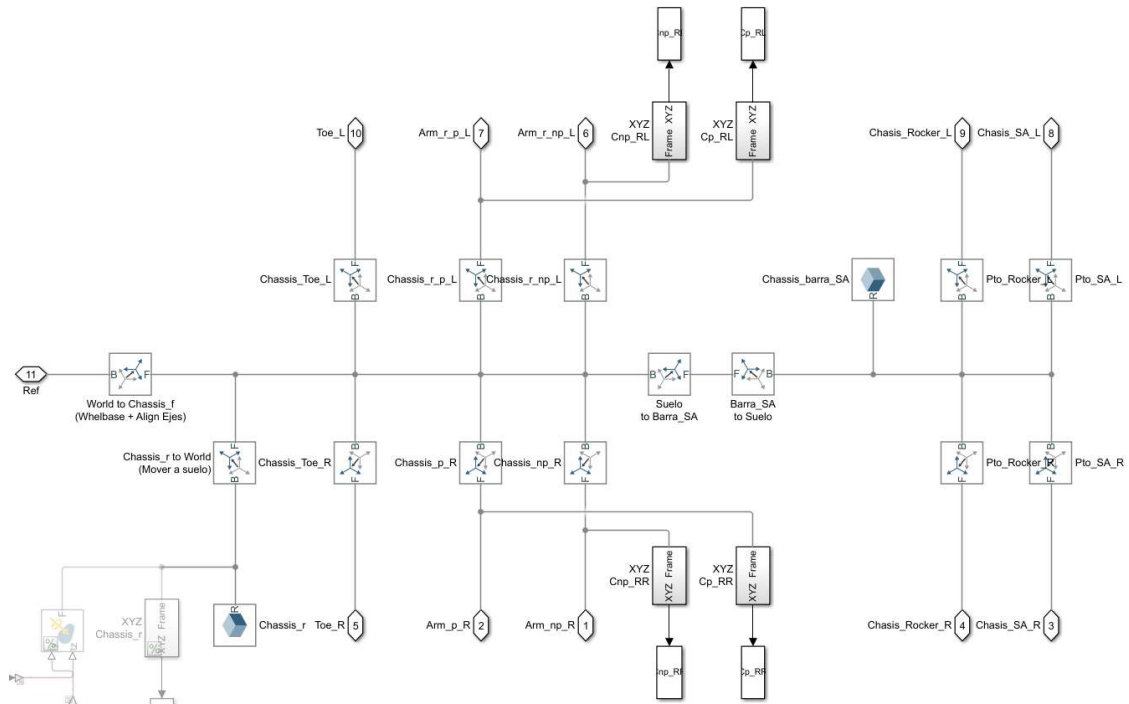


Simetría del 1/4 de rueda trasero



Chassis Rear Subsystem

Se deja el bloque del chasis:



Rigid Transform : Chassis_Toe_L

Properties

- Rotation
 - Method: Standard Axis
 - Axis: +Y
 - Angle: -90 deg
- Translation
 - Method: Cartesian
 - Offset: [-Pto_r_toe(1) Pto_r_toe(2) Pto_r_toe(3)] mm

OK Cancel Help Apply

Rigid Transform : Chassis_r_p_L

Properties

- Rotation
 - Method: Standard Axis
 - Axis: +Y
 - Angle: 180 deg
- Translation
 - Method: Cartesian
 - Offset: [-Pto_r_p(1) Pto_r_p(2) 0] mm

OK Cancel Help Apply

Rigid Transform : Chassis_r_np_L

Properties

- Rotation
 - Method: Standard Axis
 - Axis: +Y
 - Angle: 180 deg
- Translation
 - Method: Cartesian
 - Offset: [-Pto_r_np(1) Pto_r_np(2) 0] mm

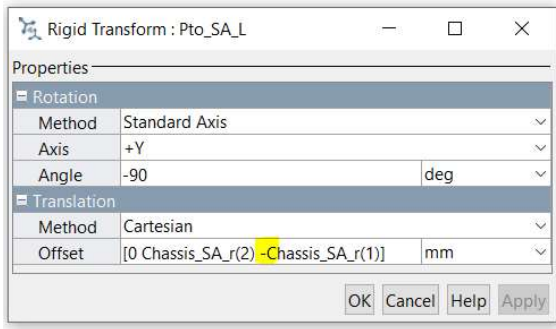
OK Cancel Help Apply

Rigid Transform : Pto_Rocker_L

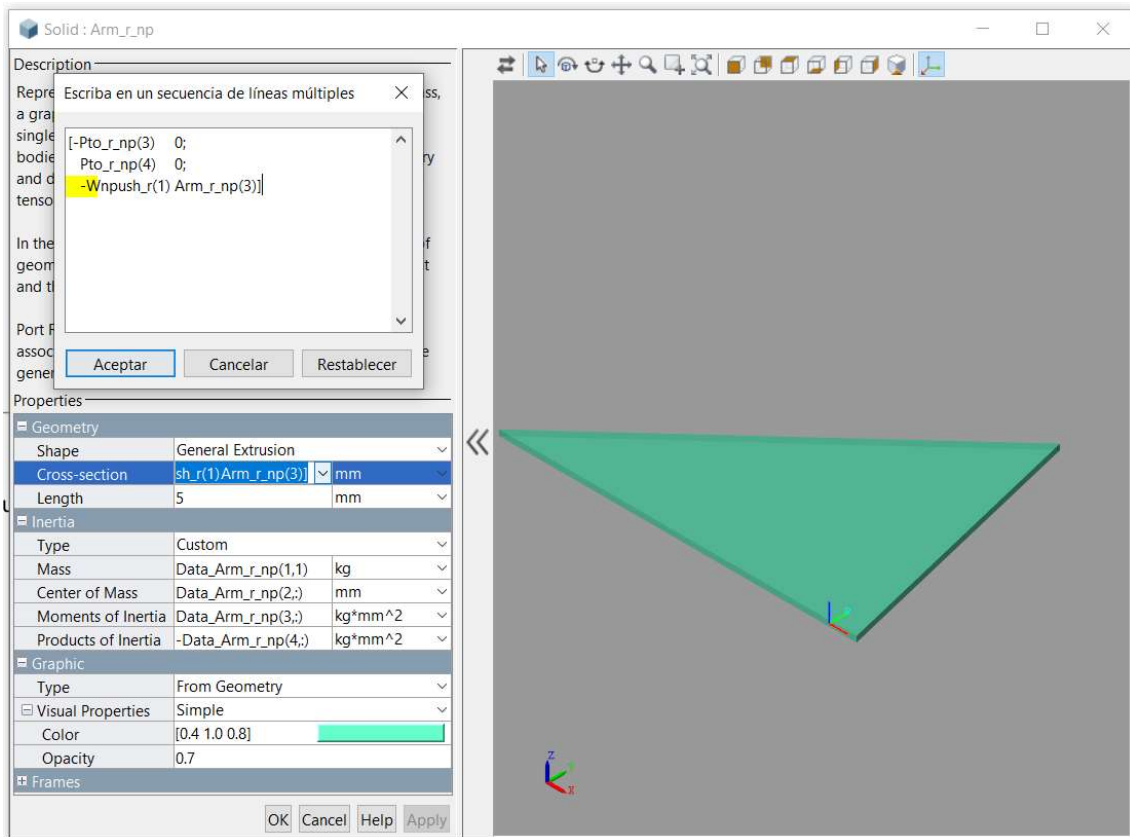
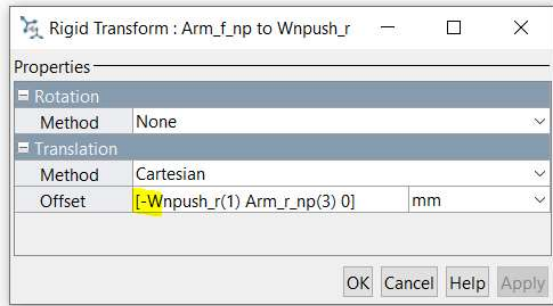
Properties

- Rotation
 - Method: Standard Axis
 - Axis: +Y
 - Angle: -270 deg
- Translation
 - Method: Cartesian
 - Offset: [0 Chassis_Rocker_r(2) -Chassis_barra_r(3)/2 -Chassis_Rocker_r(1)] mm

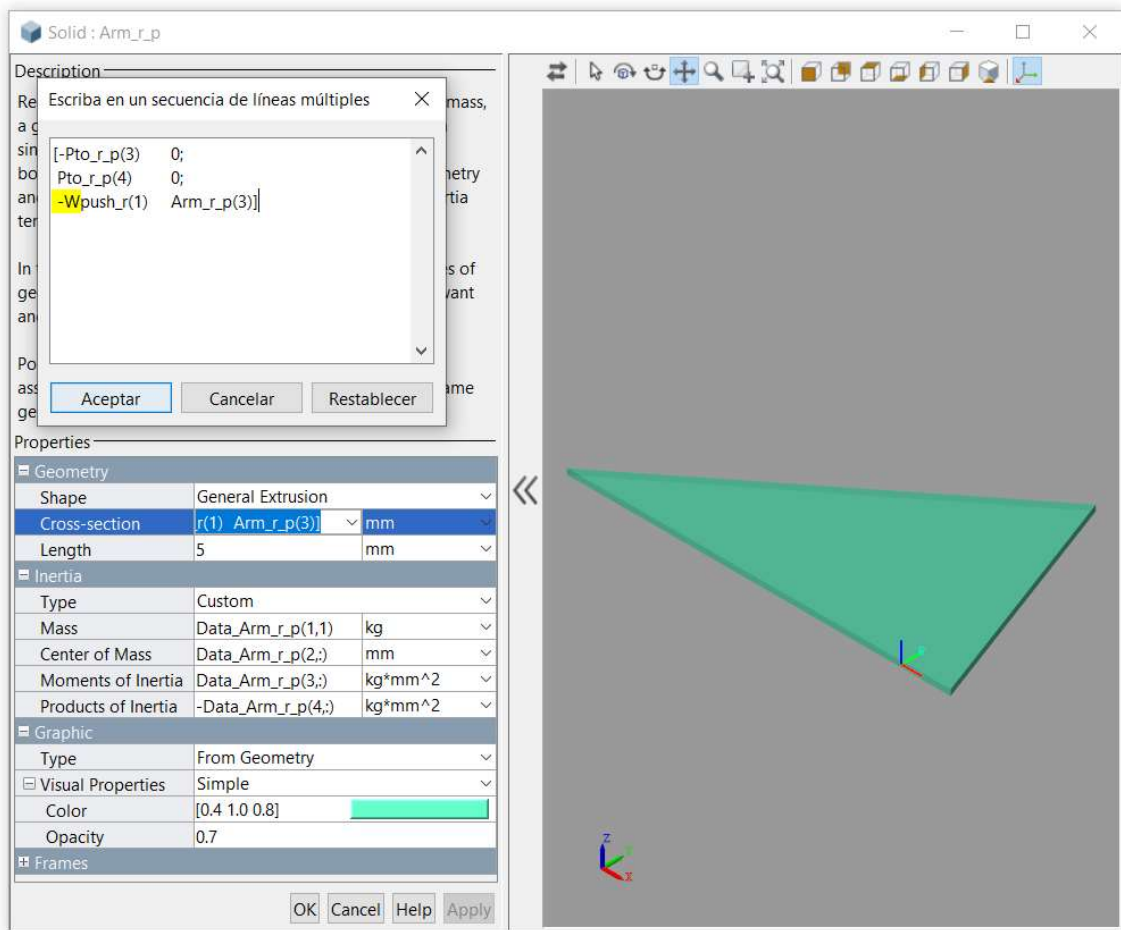
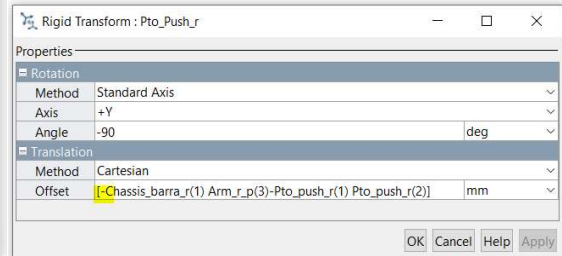
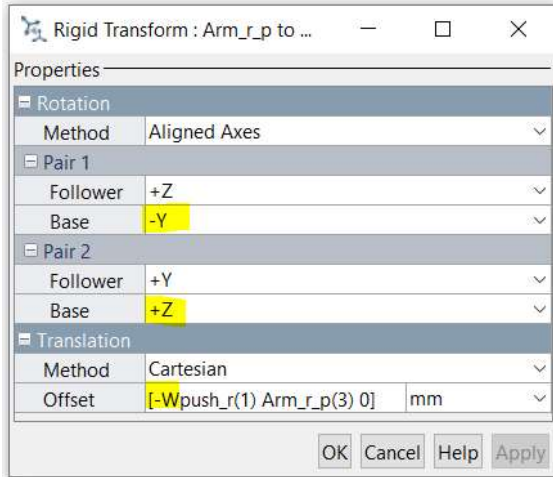
OK Cancel Help Apply



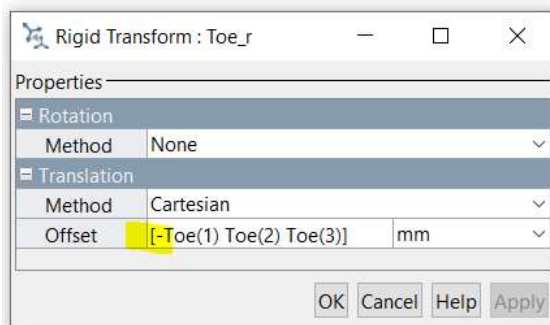
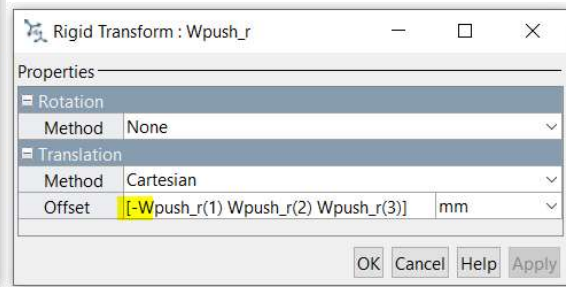
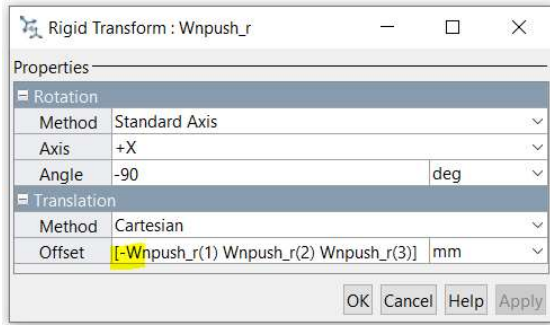
Arm_f_np_RL Subsystem



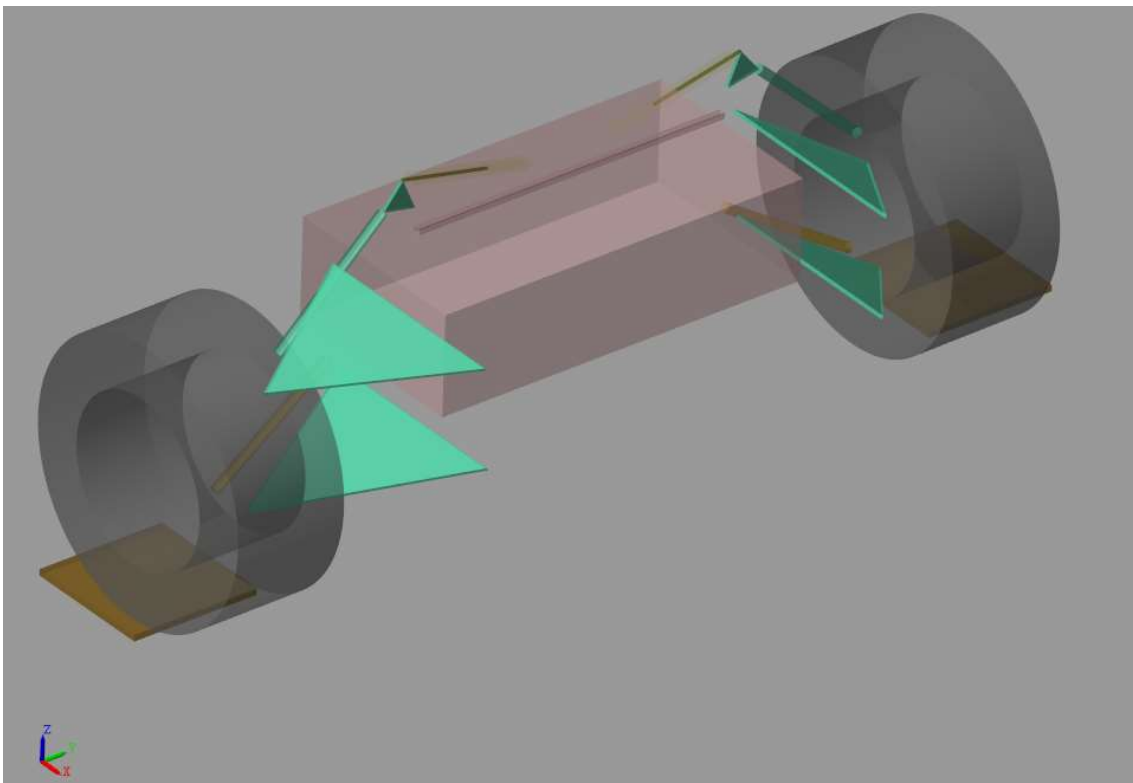
Arm_f_p_RL Subsystem



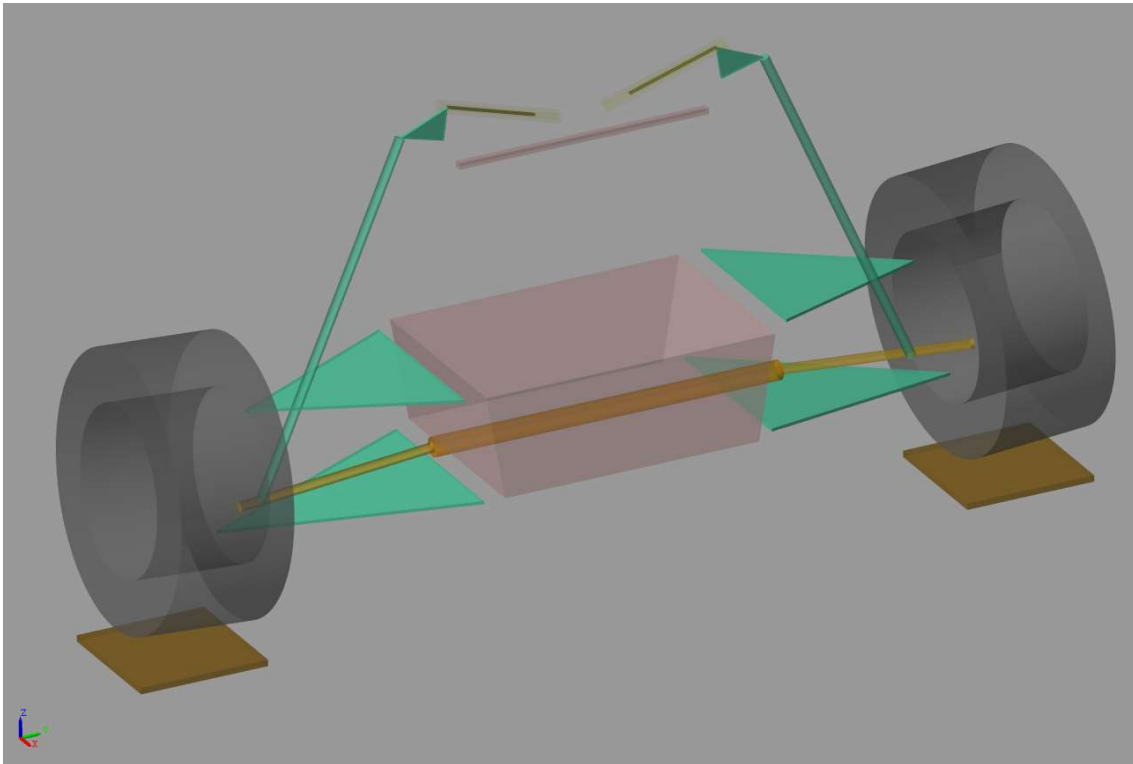
Wheel_RL Subsystem



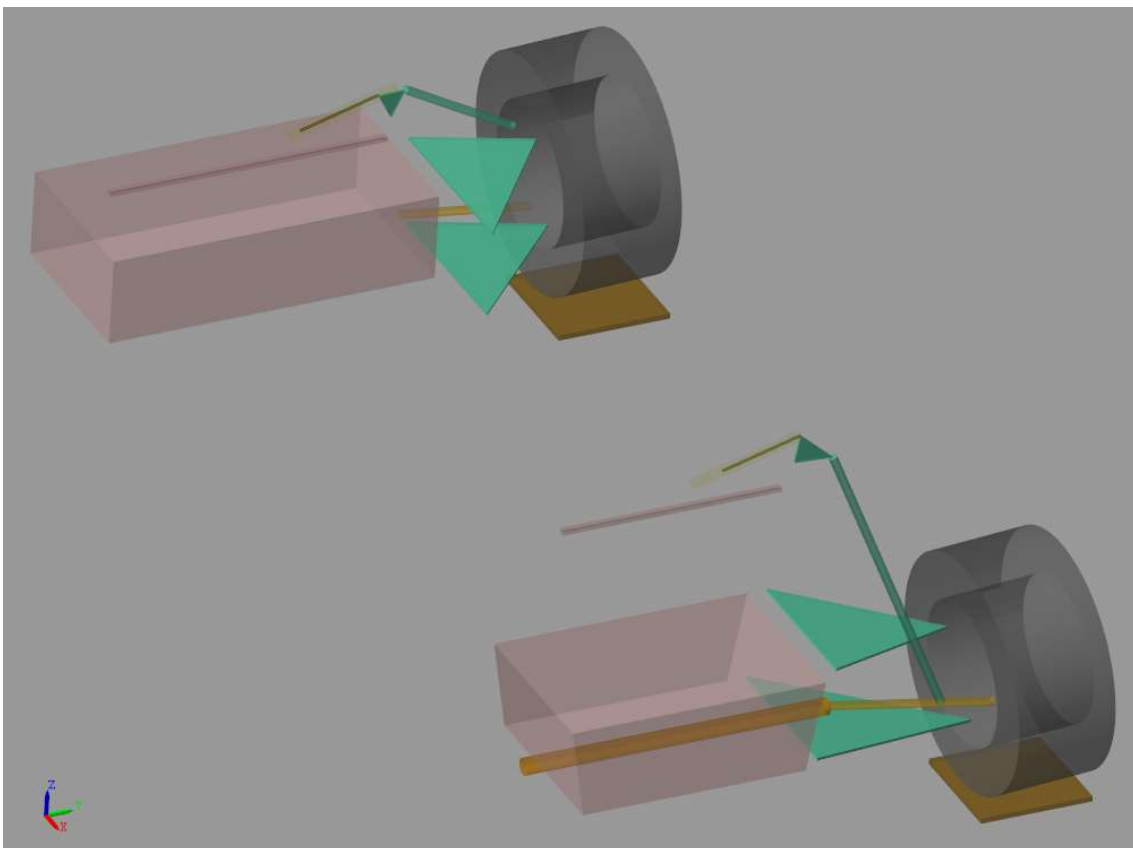
Los demás bloques no tienen que editarse. Al final quedaría:



½ vehículo front



½ vehículo lateral





Anexo C. Archivo de post-procesado Estático

```

%% Sim Results
% clear all
%{
    Camber (CW, LW)
    Toe (CW, FW)
    Scrub Radius (Wnp, Wp, LW)
    Insta Center/Roll (Wnp, Wp, Cnp, Cp)
%}

%Front
load('Datos_Static_Front.mat')
t = CW_FR(1,:);
%{
load('SA_FR.mat')
load('CW_FR.mat'); load('LW_FR.mat'); load('FW_FR.mat');
load('Wnp_FR.mat'); load('Wp_FR.mat');
load('Cnp_FR.mat'); load('Cp_FR.mat');
%}

%Rear
load('Datos_Static_Rear.mat')
%{
load('SA_RR.mat')
load('CW_RR.mat'); load('LW_RR.mat'); load('FW_RR.mat');
load('Wnp_RR.mat'); load('Wp_RR.mat');
load('Cnp_RR.mat'); load('Cp_RR.mat');
%}

t = CW_RR(1,:);

%% Upper/Lower
%{
    Poner el Upper y el Lower (Cual va es) seleccionando el punto que esté
    más alto en la posición estática. Y se selecciona los puntos de chasis
    respectivos de cada brazo.
%}

%Front
if Wnp_FR(4,1)<Wp_FR(4,1)
    U_FR = Wp_FR;      UC_FR = Cp_FR;
    L_FR = Wnp_FR;    LC_FR = Cnp_FR;
else
    U_FR = Wnp_FR;    UC_FR = Cnp_FR;
    L_FR = Wp_FR;    LC_FR = Cp_FR;
end
m_FR = (U_FR(4,:)-L_FR(4,:))./(U_FR(3,:)-L_FR(3,:)); %Pendiente Eje Kingpin

%Rear
if Wnp_RR(4,1)<Wp_RR(4,1)
    U_RR = Wp_RR;      UC_RR = Cp_RR;
    L_RR = Wnp_RR;    LC_RR = Cnp_RR;
else
    U_RR = Wnp_RR;    UC_RR = Cnp_RR;

```

```

    L_RR = Wp_RR;      LC_RR = Cp_RR;
end
m_RR = (U_RR(4,:) - L_RR(4,:)) ./ (U_RR(3,:) - L_RR(3,:)); %Pendiente Eje Kingpin

%% Front Estatic

tam = size(t);
cont = 1;
for i=1:1:tam(2) %Tam es un vector de 2
    if SA_FR(2,i) <= 0 & SA_FR(2,i) >= -57
        Z_suelo(cont) = LW_FR(4,i);
        Camber_FR(cont) = atan((CW_FR(3,i) - LW_FR(3,i)) / (CW_FR(4,i) - LW_FR(4,i))) *
*180/pi;
        Toe_FR(cont) = atan((CW_FR(3,i) - FW_FR(3,i)) / (FW_FR(2,i) - CW_FR(2,i))) *
*180/pi;
        ScrubRadius_FR(cont) = LW_FR(3,i) - ((LW_FR(4,i) - U_FR(4,i)) / m_FR(i) + U_FR(3,
i));

        Amort(cont) = SA_FR(2,i);

        %Insta Center
        gr1 = (U_FR(4,i) - UC_FR(4,i)) / (U_FR(3,i) - UC_FR(3,i));
        gr2 = (L_FR(4,i) - LC_FR(4,i)) / (L_FR(3,i) - LC_FR(3,i));
        amat = [-gr1 1;
                -gr2 1];
        bmat = [UC_FR(4,i) - (gr1 * UC_FR(3,i));
                LC_FR(4,i) - (gr2 * LC_FR(3,i))];
        ic_for = amat \ bmat;
        ic_FR(i,1) = ic_for(1);
        ic_FR(i,2) = ic_for(2);

        %Roll
        m_roll = (ic_FR(i,2) - LW_FR(4,i)) / (ic_FR(i,1) - LW_FR(3,i));
        Z_roll_FR(cont) = LW_FR(4,i) - m_roll * LW_FR(3,i);

        cont = cont + 1;
    end
end

Amort_FR = 57 + Amort;
Z_suelo_FR = Z_suelo;

%{
    Borrar todo menos:
    Amort_FR
    Camber_FR
    ScrubRadius_FR
    Toe_FR
    Z_roll_FR
    Z_suelo_FR
%}
save('Static_Front.mat')
```

```

%% Rear Estatic

tam = size(t);
cont = 1;
for i=1:1:tam(2) %Tam es un vector de 2
    if SA_RR(2,i)<=0 & SA_RR(2,i)>=-57
        Z_suelo(cont) = LW_RR(4,i);
        Camber_RR(cont) = atan((CW_RR(3,i)-LW_RR(3,i))/(CW_RR(4,i)-LW_RR(4,i))) *
*180/pi;
        Toe_RR(cont) = atan((CW_RR(3,i)-FW_RR(3,i))/(FW_RR(2,i)-CW_RR(2,i))) *
*180/pi;
        ScrubRadius_RR(cont) = LW_RR(3,i)-((LW_RR(4,i)-U_RR(4,i))/m_RR(i)+U_RR(3,
i));

        Amort(cont) = SA_RR(2,i);

        %Insta Center
        gr1 = (U_RR(4,i)-UC_RR(4,i))/(U_RR(3,i)-UC_RR(3,i));
        gr2 = (L_RR(4,i)-LC_RR(4,i))/(L_RR(3,i)-LC_RR(3,i));
        amat = [-gr1 1;
                -gr2 1];
        bmat = [UC_RR(4,i)-(gr1*UC_RR(3,i));
                LC_RR(4,i)-(gr2*LC_RR(3,i))];
        ic_for = amat\bmat;
        ic_RR(i,1) = ic_for(1);
        ic_RR(i,2) = ic_for(2);

        %Roll
        m_roll = (ic_RR(i,2)-LW_RR(4,i))/(ic_RR(i,1)-LW_RR(3,i));
        Z_roll_RR(cont) = LW_RR(4,i)-m_roll*LW_RR(3,i);

        cont=cont+1;
    end
end

Amort_RR=57+Amort;

%{
    Borrar todo menos:
    Amort_RR
    Camber_RR
    ScrubRadius_RR
    Toe_RR
    Z_roll_RR
    Z_suelo_RR
%}
save('Static_Rear.mat')

%% Static Plots Front

%Motion Ratio
figure
plot(Amort_FR, Z_suelo_FR)

```

```
grid on
grid minor
xlabel("SA [mm]")
ylabel("Z suelo [mm]")

%Camber, Toe, Scrub Radius, Roll Centre
figure
subplot(2,2,1)
plot(Camber_FR, Z_suelo_FR)
grid on
grid minor
xlabel("Camber [°]")
ylabel("Z suelo [mm]")

subplot(2,2,2)
plot(Toe_FR, Z_suelo_FR)
grid on
grid minor
xlabel("Toe [°]")
ylabel("Z suelo [mm]")

subplot(2,2,3)
plot(ScrubRadius_FR, Z_suelo_FR)
grid on
grid minor
xlabel("ScrubRadius [mm]")
ylabel("Z suelo [mm]")

subplot(2,2,4)
plot(Z_roll_FR, Z_suelo_FR)
grid on
grid minor
xlabel("Altura de Roll Centre [mm]")
ylabel("Z suelo [mm]")

%% Static Plots Rear

%Motion Ratio
figure
plot(Amort_RR, Z_suelo_RR)
grid on
grid minor
xlabel("SA [mm]")
ylabel("Z suelo [mm]")

%Camber, Toe, Scrub Radius, Roll Centre
figure
subplot(2,2,1)
plot(Camber_RR, Z_suelo_RR)
grid on
grid minor
xlabel("Camber [°]")
ylabel("Z suelo [mm]")
```

```
subplot(2,2,2)
plot(Toe_RR, Z_suelo_RR)
grid on
grid minor
xlabel("Toe [°]")
ylabel("Z suelo [mm]")

subplot(2,2,3)
plot(ScrubRadius_RR, Z_suelo_RR)
grid on
grid minor
xlabel("ScrubRadius [mm]")
ylabel("Z suelo [mm]")

subplot(2,2,4)
plot(Z_roll_RR, Z_suelo_RR)
grid on
grid minor
xlabel("Altura de Roll Centre [mm]")
ylabel("Z suelo [mm]")

%% Graficas Finales

load('Static_Front.mat');    load('Static_Rear.mat')
load('Camber_Front_Dis.mat'); load('Camber_Rear_Dis.mat')
load('Roll_Front_Dis.mat');  load('Roll_Rear_Dis.mat')
load('Scrub_Front_Dis.mat'); load('Scrub_Rear_Dis.mat')

%Motion Ratio
figure
hold on
plot(Amort_FR, Z_suelo_FR, 'DisplayName', 'Front')
plot(Amort_RR, Z_suelo_RR, 'DisplayName', 'Rear')
hold off
grid on; grid minor
xlabel("SA [mm]"); ylabel("Z suelo [mm]")
legend

%Camber, Toe, Scrub Radius, Roll Centre
figure
subplot(2,2,1)
hold on
plot(Z_suelo_FR, Camber_FR, 'DisplayName', 'Front',)
plot(Z_suelo_RR, Camber_RR, 'DisplayName', 'Rear')
plot(Camber_Front_Dis(1,:), Camber_Front_Dis(2,:), 'DisplayName', 'Front Diseño')
plot(Camber_Rear_Dis(1,:), Camber_Rear_Dis(2,:), 'DisplayName', 'Rear Diseño')
hold off
grid on; grid minor
ylabel("Camber [°]"); xlabel("Z suelo [mm]")
legend
```

```
subplot(2,2,2)
hold on
plot(Z_suelo_FR,Toe_FR, 'DisplayName','Front')
plot(Z_suelo_RR,Toe_RR, 'DisplayName','Rear')
hold off
grid on; grid minor
ylabel("Toe [°]"); xlabel("Z suelo [mm]")
legend

subplot(2,2,3)
hold on
plot(Z_suelo_FR,ScrubRadius_FR, 'DisplayName','Front')
plot(Z_suelo_RR,ScrubRadius_RR, 'DisplayName','Rear')
plot(Scrub_Front_Dis(1,:), Scrub_Front_Dis(2,:), 'DisplayName','Front Diseño')
plot(Scrub_Rear_Dis(1,:), Scrub_Rear_Dis(2,:), 'DisplayName','Rear Diseño')
hold off
grid on; grid minor
ylabel("ScrubRadius [mm]"); xlabel("Z suelo [mm]")
legend

subplot(2,2,4)
hold on
plot(Z_suelo_FR,Z_roll_FR, 'DisplayName','Front')
plot(Z_suelo_RR,Z_roll_RR, 'DisplayName','Rear')
plot(Roll_Front_Dis(1,:), Roll_Front_Dis(2,:), 'DisplayName','Front Diseño')
plot(Roll_Rear_Dis(1,:), Roll_Rear_Dis(2,:), 'DisplayName','Rear Diseño')
hold off
grid on; grid minor
ylabel("Altura de Roll Centre [mm]"); xlabel("Z suelo [mm]")
legend
```



Anexo D. Obtención de curvas del amortiguador

```

openfig('FSRKamort2Hzc0ri0rf0.fig')
D = get(gca, 'Children');
XData = get(D, 'XData');
YData = get(D, 'YData');
ZData = get(D, 'ZData');
%{
    Se abre el archivo .fig de donde se extraen los datos de la gráfica
    para poder compararlo con la gráfica final.
    La curva que se va a hacer es la 0-0-0. Se van cogiendo puntos que se
    asemejen a la curva (sin histéresis)
%}
%Mayor que 0.19-----
L_ptos0 = [ 0.19,    240;
           0.35,    800];
[p_0] = polyfit(L_ptos0(:,1),L_ptos0(:,2),1);

%0.03 a 0.19-----
L_ptos1 = [ 0.03,    -60;
           0.075,   -20;
           0.12,     50;
           0.15,    120;
           0.1765,  187.2;
           0.19,    240    ];

[p_1] = polyfit(L_ptos1(:,1),L_ptos1(:,2),4);

%-0.015 a 0.03-----
L_ptos2 = [ 0.03,    -60;
           -0.015   -190 ];
[p_2] = polyfit(L_ptos2(:,1),L_ptos2(:,2),1);

%-0.07 a -0.015
L_ptos3 = [-0.015   -190
           -0.07    -240];
[p_3] = polyfit(L_ptos3(:,1),L_ptos3(:,2),1);

%Menor a -0.07
L_ptos4 = [-0.07    -240
           -0.185   -380];
[p_4] = polyfit(L_ptos4(:,1),L_ptos4(:,2),1);

%-----
v = -0.35:0.0001:0.35;

tam = size(v);
for i=1:tam(2)
    if v(i)>=0.19
        F(i) = polyval(p_0,v(i));
    elseif v(i)<0.19 & v(i)>=0.03
        F(i) = polyval(p_1,v(i));
    elseif v(i)<0.03 & v(i)>=-0.015
        F(i) = polyval(p_2,v(i));
    elseif v(i)<-0.015 & v(i)>=-0.07

```

```
F(i) = polyval(p_3,v(i));
else
    F(i) = polyval(p_4,v(i));
end
end

figure
hold on
plot(XData,YData,"yellow")
% plot(L_ptos0(:,1),L_ptos0(:,2),'o')
% plot(L_ptos1(:,1),L_ptos1(:,2),'o')
% plot(L_ptos2(:,1),L_ptos2(:,2),'o')
% plot(L_ptos3(:,1),L_ptos3(:,2),'o')
% plot(L_ptos4(:,1),L_ptos4(:,2),'o')
plot(v,F,"red")
hold off

title('Curva Característica del Amortiguador c0ri0rf0 sin histéresis')
xlabel('Velocidad (+) extensión [m/s]')
ylabel('Fuerza [N]')
legend({'c0ri0rf0 Real','Curva sin histéresis'})
xlim([-0.25 0.25])
grid on; grid minor

%save('FSRKamort2Hzc0ri0rf0_sh.mat')
%-----

x_Amort_K=-3:0.0001:60;

tam = size(x_Amort_K);
for i=1:tam(2)
    if x_Amort_K(i)<52 & x_Amort_K(i)>5
        F_Amort_K(i) = x_Amort_K(i)*5/6;
    else
        F_Amort_K(i) = x_Amort_K(i)*5;
    end
end

figure
plot(x,F_Amort_K)
grid on; grid minor

%save('F_x_Amort_K.mat')
```



Anexo E. Archivo de post-procesado Dinámico

```
%% Sim Results
% clear all
%Front
load('SA_FR.mat');
load('CW_FR.mat'); load('LW_FR.mat'); load('FW_FR.mat');
load('Wnp_FR.mat'); load('Wp_FR.mat');
load('Cnp_FR.mat'); load('Cp_FR.mat');
load('Fuerza_acc.mat');

%Rear
load('SA_RR.mat');
load('CW_RR.mat'); load('LW_RR.mat'); load('FW_RR.mat');
load('Wnp_RR.mat'); load('Wp_RR.mat');
load('Cnp_RR.mat'); load('Cp_RR.mat');

t = CW_FR(1,:);

%% Upper/Lower
%{
    Poner el Upper y el Lower seleccionando el punto que esté más alto en
    la posición estática. Y se selecciona los puntos de chasis respectivos
    de cada brazo.
%}

%Front
if Wnp_FR(4,1)<Wp_FR(4,1)
    U_FR = Wp_FR;      UC_FR = Cp_FR;
    L_FR = Wnp_FR;    LC_FR = Cnp_FR;
else
    U_FR = Wnp_FR;    UC_FR = Cnp_FR;
    L_FR = Wp_FR;    LC_FR = Cp_FR;
end

%Rear
if Wnp_RR(4,1)<Wp_RR(4,1)
    U_RR = Wp_RR;    UC_RR = Cp_RR;
    L_RR = Wnp_RR;  LC_RR = Cnp_RR;
else
    U_RR = Wnp_RR;    UC_RR = Cnp_RR;
    L_RR = Wp_RR;    LC_RR = Cp_RR;
end

%% Frecuencia natural
%{
    Se plotea las gráficas del comportamiento estático para ver en dónde se
    estabiliza el valor del chasis que se va a analizar para tomarlo de
    referencia. Se le suma o se le resta para que se queden lso valores en
    0 inicialmente. Se pone como desplazamiento de entrada al punto LW
    mientras que el de salida será un punto cualquiera del chasis (UC o LC)
    la ganancia será la división de estos puntos, pudiendo así graficar la
    ganancia con respecto a la frecuencia.
%}
```

```
X_f = UC_FR(4,:)-229.8;

%Verificar que está bien
figure
plot(t,X_f)
grid on; grid minor

%Obtención de la curva de picos
[pks,locs] = findpeaks(X_f);
tam = size(pks);
for i=1:tam(2)
    j = locs(i);
    t_locs(i) = t(j);
end

%Verificar que está bien
figure
plot(t_locs,pks)

%Conseguir los picos de la curva de picos(los más altos)
[pks2,locs2] = findpeaks(pks);
tam = size(pks2);
for i=1:tam(2)
    j = locs2(i);
    t_locs2(i) = t_locs(j);
end

%Conseguir gráficamente el punto más alto
figure
hold on
plot(t_locs,pks)
plot(t_locs2,pks2,'o')
plot(t,X_f)
hold off

%Pto=(6.547, 1.758)
%Hallar através de los datos de frecuencia, la frec natural
excHz = excHz.';
tam = size(excHz);
cont = 1:tam(2);
cont = cont/1000;
frec = interp1(cont,excHz,6.547);

%Gráfica general
figure
hold on
plot(t_locs,pks)
plot(6.547,1.758,'o')
plot(t,X_f)
hold off
yyaxis right;
hold on
```

```
plot(cont,excHz)
hold off

grid on; grid minor

yyaxis left; ylim([-20,20]); ylabel('Variación de X_f [mm]')
yyaxis right; ylim([-20,20]);ylabel('Frecuencia [Hz]')
title('Barrido de frecuencias de 1 a 20 Hz')
xlabel('Tiempo [s]')
legend({'Perfil de picos',...
        'Variación máxima',...
        'Respuesta de X_f',...
        'Frecuencia de salida'})

%Rear
X_r = UC_FR(4,:)-229.8;

%Verificar que está bien
figure
plot(t,X_r)
grid on; grid minor

%Obtención de la curva de picos
[pks,locs] = findpeaks(X_r);
tam = size(pks);
for i=1:tam(2)
    j = locs(i);
    t_locs(i) = t(j);
end

%Verificar que está bien
figure
plot(t_locs,pks)

%Conseguir los picos de la curva de picos(los más altos)
[pks2,locs2] = findpeaks(pks);
tam = size(pks2);
for i=1:tam(2)
    j = locs2(i);
    t_locs2(i) = t_locs(j);
end

%Conseguir gráficamente el punto más alto
figure
hold on
plot(t_locs,pks)
plot(t_locs2,pks2, 'o')
plot(t,X_r)
hold off

%Pto=(6.542, 1.758)
%Hallar através de los datos de frecuencia, la frec natural
excHz = excHz.';
```

```
tam = size(excHz);
cont = 1:tam(2);
cont = cont/1000;
frec = interp1(cont,excHz,6.542);

%Gráfica general
figure
hold on
plot(t_locs,pks)
plot(6.542,1.758,'o')
plot(t,X_r)
hold off
yyaxis right;
hold on
plot(cont,excHz)
hold off

grid on; grid minor

yyaxis left; ylim([-20,20]); ylabel('Variación de X_f [mm]')
yyaxis right; ylim([-20,20]);ylabel('Frecuencia [Hz]')
title('Barrido de frecuencias de 1 a 20 Hz')
xlabel('Tiempo [s]')
legend({'Perfil de picos',...
        'Variación máxima',...
        'Respuesta de X_f',...
        'Frecuencia de salida'})

%% Fuerza de aceleración
figure
plot(t,UC_FR(4,:))
yyaxis right;
hold on
plot(t,Fuerza_acc(2,:))
hold off
grid on; grid minor

yyaxis left; ylabel('Variación de X_f [mm]')
yyaxis right; ylabel('Fuerza de frenada [m/s^2]')
title('Fuerza de frenada 1.8 G (17.64 m/s^2)')
xlabel('Tiempo [s]')
legend({'Fuerza_acc',...
        'UC_FR'})

figure
plot(t,UC_FR(4,:))
yyaxis right;
hold on
plot(t,Fuerza_acc(2,:))
hold off
grid on; grid minor

yyaxis left; ylabel('Variación de X_f [mm]')
```

```
yyaxis right; ylabel('Fuerza de aceleración [m/s^2]')
title('Fuerza de aceleración 20 m/s^2')
xlabel('Tiempo [s]')
legend({'Fuerza_acc',...
       'UC_FR'})
```

```

%% Sim Results
% clear all

load('Datos_MLat_Front.mat');
t = CW_FR(1,:);

load('Datos_MLat_Rear.mat');
t = CW_RR(1,:);

%% Upper/Lower
%{
    Poner el Upper y el Lower seleccionando el punto que esté más alto en
    la posición estática. Y se selecciona los puntos de chasis respectivos
    de cada brazo.
%}

%Front
if Wnp_FR(4,1)<Wp_FR(4,1)
    U_FR = Wp_FR;      UC_FR = Cp_FR;
    L_FR = Wnp_FR;    LC_FR = Cnp_FR;
    U_FL = Wp_FL;    UC_FL = Cp_FL;
    L_FL = Wnp_FL;    LC_FL = Cnp_FL;
else
    U_FR = Wnp_FR;    UC_FR = Cnp_FR;
    L_FR = Wp_FR;    LC_FR = Cp_FR;
    U_FL = Wnp_FL;    UC_FL = Cnp_FL;
    L_FL = Wp_FL;    LC_FL = Cp_FL;
end

%Rear
if Wnp_RR(4,1)<Wp_RR(4,1)
    U_RR = Wp_RR;      UC_RR = Cp_RR;
    L_RR = Wnp_RR;    LC_RR = Cnp_RR;
    U_RL = Wp_RL;    UC_RL = Cp_RL;
    L_RL = Wnp_RL;    LC_RL = Cnp_RL;
else
    U_RR = Wnp_RR;    UC_RR = Cnp_RR;
    L_RR = Wp_RR;    LC_RR = Cp_RR;
    U_RL = Wnp_RL;    UC_RL = Cnp_RL;
    L_RL = Wp_RL;    LC_RL = Cp_RL;
end

%% Roll Centre

tam = size(t);
cont = 1;
for i=1:1:tam(2) %Tam es un vector de 2

    %Insta Center Right
    gr1 = (U_FR(4,i)-UC_FR(4,i))/(U_FR(3,i)-UC_FR(3,i));
    gr2 = (L_FR(4,i)-LC_FR(4,i))/(L_FR(3,i)-LC_FR(3,i));
    amat = [-gr1 1;
            -gr2 1];

```

```
bmat = [UC_FR(4,i)-(gr1*UC_FR(3,i));
        LC_FR(4,i)-(gr2*LC_FR(3,i))];
ic_for = amat\bmat;
ic_FR(i,1) = ic_for(1);
ic_FR(i,2) = ic_for(2);

%Insta Center Left
gr1 = (U_FL(4,i)-UC_FL(4,i))/(U_FL(3,i)-UC_FL(3,i));
gr2 = (L_FL(4,i)-LC_FL(4,i))/(L_FL(3,i)-LC_FL(3,i));
amat = [-gr1 1;
        -gr2 1];
bmat = [UC_FL(4,i)-(gr1*UC_FL(3,i));
        LC_FL(4,i)-(gr2*LC_FL(3,i))];
ic_for = amat\bmat;
ic_FL(i,1) = ic_for(1);
ic_FL(i,2) = ic_for(2);

%Roll
m_roll_R = (ic_FR(i,2)-LW_FR(4,i))/(ic_FR(i,1)-LW_FR(3,i));
m_roll_L = (ic_FL(i,2)-LW_FL(4,i))/(ic_FL(i,1)-LW_FL(3,i));

amat = [-m_roll_R 1;
        -m_roll_L 1];
bmat = [LW_FR(4,i)-(m_roll_R*LW_FR(3,i));
        LW_FL(4,i)-(m_roll_L*LW_FL(3,i))];

ic_for = amat\bmat;
Z_roll(i,1) = ic_for(1);
Z_roll(i,2) = ic_for(2);
```

```
end
```

```
figure
subplot(2,1,1)
hold on
plot(posin_t,posin_r,'DisplayName','Rueda derecha')
plot(posin_t,posin_l,'DisplayName','Rueda izquierda')
hold off
grid on; grid minor
xlim([0 13])

title('Perfil de plataforma')
ylabel('Movimiento [mm]'); xlabel('Tiempo [s]')
legend

subplot(2,1,2)
hold on
plot(t,Z_roll(:,2),'DisplayName','Desplazamiento Roll Centre')
plot(t,Z_roll(:,1),'DisplayName','Altura Roll Centre')
hold off
grid on; grid minor
xlim([0 13])
```

```

title('Roll Centre')
ylabel('Movimiento [mm]'); xlabel('Tiempo [s]')
legend

%Como varía el roll en 3D
plot3(t,Z_roll(:,2),Z_roll(:,1))
grid on; grid minor
xlabel('Tiempo [s]')
ylabel('Desplazamiento Roll [mm]')
zlabel('Altura Roll [mm]')

%% Encontrar Cuando vuelca Front

figure
subplot(3,1,1)
plot(t,LW_FR(4,:))
grid on; grid minor
xlabel('tiempo [s]'); ylabel('Altura de Rueda derecha')
subplot(3,1,2)
plot(t,MLat(2,:))
grid on; grid minor
xlabel('tiempo [s]'); ylabel('Momento en Roll [Nm]')
subplot(3,1,3)
plot(t,FuerzaLong(2,:))
grid on; grid minor
xlabel('tiempo [s]'); ylabel('MFuerza aceleración [N]')

tam = size(LC_FR);
for i=1:tam(2)
    Balanceo(i) = atan((LC_FR(4,i)-LC_FL(4,i))/(LC_FR(3,i)-LC_FL(3,i)))*180/pi;
end

figure
subplot(3,1,1)
hold on
plot(t,SA_FR(2,:), 'DisplayName', 'SA Right')
plot(t,SA_FL(2,:), 'DisplayName', 'SA Left')
hold off
grid on; grid minor
%xlabel('tiempo [s]');
ylabel('Amortiguador [mm]')
ylim([-57 0])
legend

subplot(3,1,2)
yyaxis left
plot(t,MLat(2,:))
yyaxis right; hold on
plot(t,FuerzaLong(2,:))
hold off; grid on; grid minor
yyaxis left; ylabel('Momento en Roll [Nm]')
yyaxis right; ylabel('Fuerza aceleración [N]');ylim([-100 1100])
%xlabel('tiempo [s]')

```

```
subplot(3,1,3)
plot(t,Balanceo)
grid on; grid minor
xlabel('tiempo [s]'); ylabel('Balanceo [°]')

%% Encontrar Cuando vuelca Rear
%{
    En vez de volcarse, la parte trasera gira hasta el punto de comprimirse
    el amortiguador izquierdo. Ese será el punto donde no admite más roll.
%}

tam = size(LC_RR);
for i=1:tam(2)
    Balanceo(i) = atan((LC_RR(4,i)-LC_RL(4,i))/(LC_RR(3,i)-LC_RL(3,i)))*180/pi;
end

figure
subplot(3,1,1)
hold on
plot(t,SA_RR(2,:), 'DisplayName', 'SA Right')
plot(t,SA_RL(2,:), 'DisplayName', 'SA Left')
hold off
grid on; grid minor
xlabel('tiempo [s]');
ylabel('Amortiguador [mm]')
ylim([-57 0])
legend

subplot(3,1,2)
yyaxis left
plot(t,MLat(2,:))
yyaxis right; hold on
plot(t,FuerzaLong(2,:))
hold off; grid on; grid minor
yyaxis left; ylabel('Momento en Roll [Nm]')
yyaxis right; ylabel('Fuerza aceleración [N]');ylim([-1000 100])
xlabel('tiempo [s]')

subplot(3,1,3)
plot(t,Balanceo)
grid on; grid minor
xlabel('tiempo [s]'); ylabel('Balanceo [°]')
```

```
%% Sim Results
% clear all

load('Barrido_1_2_Cabeceo_Vaiven.mat');
load('BarridoFrecuencias_1_20_Hz.mat');
t = CW_RR(1, :);

%% Upper/Lower
%{
    Poner el Upper y el Lower seleccionando el punto que esté más alto en
    la posición estática. Y se selecciona los puntos de chasis respectivos
    de cada brazo.
%}

%Front
if Wnp_FR(4,1)<Wp_FR(4,1)
    U_FR = Wp_FR;      UC_FR = Cp_FR;
    L_FR = Wnp_FR;     LC_FR = Cnp_FR;
else
    U_FR = Wnp_FR;     UC_FR = Cnp_FR;
    L_FR = Wp_FR;     LC_FR = Cp_FR;
end

%Rear
if Wnp_RR(4,1)<Wp_RR(4,1)
    U_RR = Wp_RR;     UC_RR = Cp_RR;
    L_RR = Wnp_RR;    LC_RR = Cnp_RR;
else
    U_RR = Wnp_RR;     UC_RR = Cnp_RR;
    L_RR = Wp_RR;     LC_RR = Cp_RR;
end

%% Cabeceo
%{
    Medir la variación del ángulo entre los UC
%}
tam=size(excHz);
t_Hz=0.001:0.001:(tam(1)/1000);
t_Hz=t_Hz';

tam = size(LC_RR);
for i=1:tam(2)
    Cabeceo(i) = atan((LC_FR(4,i)-LC_RR(4,i))/(LC_FR(2,i)-LC_RR(2,i)))*180/pi;
end

%Gráfica general
figure
yyaxis left;
plot(t,Cabeceo)
yyaxis right;
hold on
plot(t_Hz,excHz)
```

```
hold off

grid on; grid minor
yyaxis left; ylabel('Cabeceo [°]')
yyaxis right; ylabel('Frecuencia [Hz]')
xlabel('Tiempo [s]')

%% Vaivén
%{
    Medir la altura del centro del coche (Ref)
%}

%Gráfica general
figure
yyaxis left;
hold on
plot(t,Ref_Chasis(4,:)+42.4) %+ lo que de para poner 0 el estático
hold off
yyaxis right;
hold on
plot(t_Hz,excHz)
hold off

grid on; grid minor
yyaxis left; ylabel('Vaivén [mm]')
yyaxis right; ylabel('Frecuencia [Hz]')
xlabel('Tiempo [s]')

%% Frenada
tam = size(LC_RR);
for i=1:tam(2)
    Cabeceo(i) = atan((LC_FR(4,i)-LC_RR(4,i))/(LC_FR(2,i)-LC_RR(2,i)))*180/pi;
end

figure

subplot(3,1,1)
plot(t,Cabeceo)
grid on; grid minor
ylabel('Cabeceo [°]')
ylim([-3 0.2])

subplot(3,1,2)
plot(t,F_acc_f(2,:))
grid on; grid minor
ylabel('F aceleración [N]')
ylim([-100 1700])

subplot(3,1,3)
plot(t,Ref_Chasis(4,:))
grid on; grid minor
xlabel('Tiempo [s]'); ylabel('Vaivén [mm]')
```

```
ylim([-70 5])

%% Aceleración

tam = size(LC_RR);
for i=1:tam(2)
    Cabeceo(i) = atan((LC_FR(4,i)-LC_RR(4,i))/(LC_FR(2,i)-LC_RR(2,i)))*180/pi;
end

figure

subplot(3,1,1)
plot(t,Cabeceo)
grid on; grid minor
ylabel('Cabeceo [°]')
ylim([-2 1])

subplot(3,1,2)
plot(t,F_acc_f(2,:))
grid on; grid minor
ylabel('F aceleración [N]')
ylim([-1700 100])

subplot(3,1,3)
plot(t,Ref_Chasis(4,:))
grid on; grid minor
xlabel('Tiempo [s]'); ylabel('Vaivén [mm]')
ylim([-70 5])
```