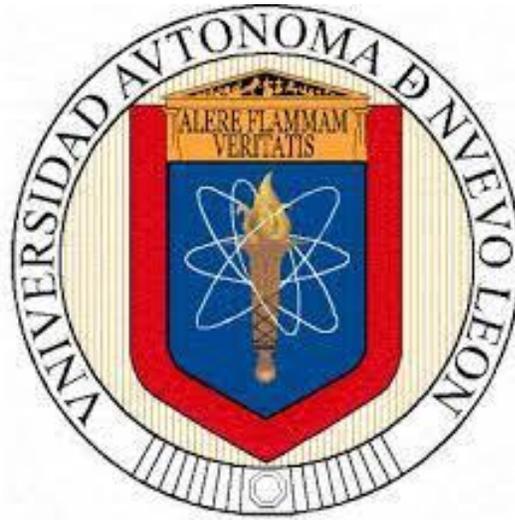


UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



TESIS

**“ANÁLISIS DE CORRELACIÓN ENTRE UN MODELO MULTI-CUERPO Y
PRUEBAS DE LABORATORIO DE UNA CAMIONETA DE CARGA LIGERA”**

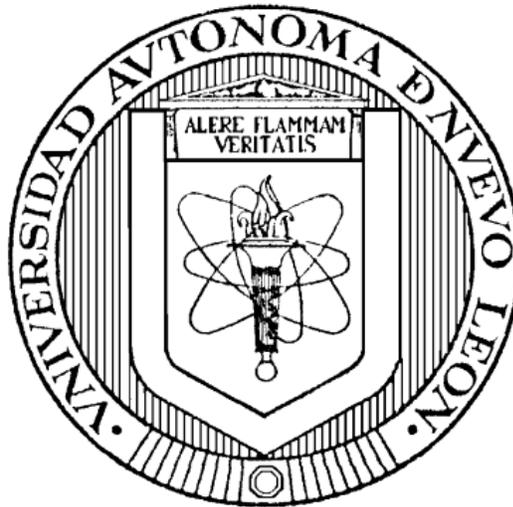
PRESENTA:

ING. LUIS MIGUEL CONTRERAS MONRREAL

EN OPCIÓN PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

MARZO DE 2015

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



TESIS

**“ANÁLISIS DE CORRELACIÓN ENTRE UN MODELO MULTI-CUERPO Y
PRUEBAS DE LABORATORIO DE UNA CAMIONETA DE CARGA LIGERA”**

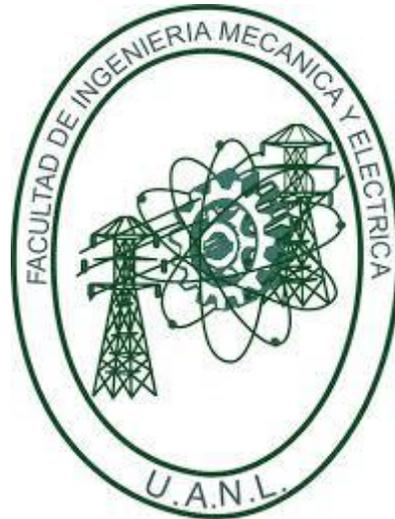
PRESENTA:

ING. LUIS MIGUEL CONTRERAS MONRREAL

EN OPCIÓN PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

MARZO DE 2015

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



TESIS

**“ANÁLISIS DE CORRELACIÓN ENTRE UN MODELO MULTI-CUERPO Y
PRUEBAS DE LABORATORIO DE UNA CAMIONETA DE CARGA LIGERA”**

PRESENTA:

ING. LUIS MIGUEL CONTRERAS MONRREAL

EN OPCIÓN PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

MARZO DE 2015

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO

Los miembros del Comité de Tesis recomendamos que la tesis "ANÁLISIS DE CORRELACIÓN ENTRE UN MODELO MULTI-CUERPO Y PRUEBAS DE LABORATORIO DE UNA CAMIONETA DE CARGA LIGERA" realizada por el alumno Luis Miguel Contreras Monreal con número de matrícula 1467976 sea aceptada para su defensa como opción al grado de Maestro en Ciencias de la Ingeniería Automotriz.



Dr. Diego Ledezma Ramirez.
Asesor



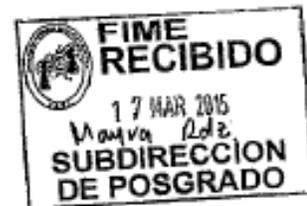
Dra. Tania Paloma Berber Solano
Co-asesor



MC. Ricardo Prado Gamez
Asesor externo

El comité de tesis
Vo. Bo.

Dr. Simón Martínez Martínez
Subdirector de estudios de posgrado



San Nicolás de los Garza, Nuevo León, Marzo de 2015.

RESUMEN

El enfoque de este estudio fue sobre la suspensión tipo resorte de hojas, específicamente, la utilizada en la camioneta Tacoma, con el objetivo principal de analizar y replicar en un modelo multi-cuerpo. Los casos de carga derivados por los tres movimientos más comunes de un vehículo: efecto de inercia ocasionado por las imperfecciones del camino (carga vertical), efecto de inercia ocasionado por manejo en curva típico de una rotonda (carga lateral) y efecto de inercia ocasionado por la aceleración y frenado (carga longitudinal).

El crear un modelo numérico y definir pruebas estándar para estos casos de carga es de gran importancia para Metalsa, ya que gracias a esto es posible crear propuestas de mejora en diseños actuales y a su vez, se pueden crear propuestas de diseño para las siguientes generaciones de las diferentes plataformas (Camionetas) de cada uno de nuestros clientes.

Se realizó un estudio de K&C (del inglés “Kinematic and Compliance”) para usar los resultados provenientes del mismo, como punto de comparación, para las pruebas físicas realizadas en la empresa Metalsa S.A de C.V y en la simulación numérica en el software Altair® MotionView® versión 12. Además de conocer los límites de desplazamiento y carga permisible para cada prueba experimental y numérica. En base a lo anterior, se creó un modelo en 3D con ayuda del software CATIA® versión 5R22 de la empresa Dassault Systemes, escaneando el sistema real, los puntos de sujeción fueron obtenidos con ayuda de un Brazo

Faro, determinando un punto de referencia al chasis, para así poder realizar el ensamble virtual.

Finalmente, se efectuó una comparación de los resultados obtenidos tanto en MotionView como en pruebas físicas, utilizando las mismas configuraciones, para analizar los factores que ocasionan discrepancias entre los diferentes resultados obtenidos, el porcentaje de correlación mínimo deseable fue del 80%.

Por último, se concluye sobre la importancia del uso de herramientas numéricas en la validación de cambios en diseños actuales o en nuevos diseños, con lo cual se reduce el número de diseños de prototipos que se someten a pruebas de laboratorio, a su vez se propone replicar la metodología utilizada en este proyecto sobre otra camioneta de la misma categoría, con el fin de validar todo el proceso.

AGRADECIMIENTOS

A la Universidad Autónoma de Nuevo Leon (UANL) y las universidades que hicieron posible la creación de la maestría en ciencias de la ingeniería automotriz.

A Metalsa S.A. de C.V. por apoyarme en mi crecimiento profesional y hacer posible que alcanzara el grado de Maestría.

Al Dr. Diego Ledezma por su apoyo y asesoría en la realización de mi trabajo.

Al M.A. Ricardo Prado por compartir parte de sus conocimientos y su valiosa guía durante cada una de las actividades realizadas en este proyecto.

A la Dra. Tania Berber por su apoyo y paciencia durante toda la maestría y por brindarme su tiempo en la revisión de mi trabajo.

Al departamento de validación de Metalsa, por su apoyo en la realización de las pruebas experimentales, en especial a Manuel Monrreal, Juan Carlos Lerma y Jose Luis Inostroza.

Al M.A Edgar Fernandez por considerarme en la selección de candidatos en Metalsa para estudiar la maestría y por todo su apoyo.

A Nayeli Beatriz Colorado por el tiempo que dedico en ayudarme a la realización de esta tesis.

A mi esposa Claudia Janeth Gómez por su comprensión y apoyo durante toda la maestría.

DEDICATORIA

A mis padres Octaviano Contreras y Maria Teresa Monrreal por darme la vida, consejos y su incondicional apoyo.

A mi esposa Claudia Janeth Gómez por su amor, por darme lo más valioso que tengo en esta vida y por siempre apoyarme en cualquier meta que me he propuesto.

A mi hija Johana Maribel Contreras por ser un nuevo motor en mi vida y la razón por la cual deseo seguir superándome.

TABLA DE CONTENIDO

RESUMEN.....	I
AGRADECIMIENTOS.....	III
DEDICATORIA.....	IV
TABLA DE CONTENIDO.....	V
LISTA DE FIGURAS.....	VIII
LISTA DE TABLAS.....	XII
NOMENCLATURA.....	XIII
ABREVIACIONES.....	XIV
CAPÍTULO 1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	1
1.1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.2. HERRAMIENTAS DE DISEÑO.....	2
1.3. ANTECEDENTES.....	5
1.4. JUSTIFICACIÓN.....	8
1.5. OBJETIVOS.....	9
1.5.1. Objetivo general.....	9
1.5.2. Objetivos específicos.....	9
1.5.3. Contribuciones científicas.....	10
1.6. METODOLOGÍA CIENTÍFICA.....	10
1.7. LIMITACIONES.....	11
1.8. DESCRIPCIÓN DE TESIS.....	12
CAPÍTULO 2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	14
2.1. INTRODUCCIÓN.....	14
2.2. SISTEMA MASA-RESORTE-AMORTIGUADOR (MKC).....	14
2.3. DINÁMICA VEHICULAR.....	16
2.4. ELEMENTOS DE LAS SUSPENSIONES.....	18
2.4.1. Resortes.....	18
2.4.2. Pistón (Amortiguador).....	19
2.4.3. Barra de torsión.....	19
2.4.4. Barra estabilizadora.....	20
2.4.5. Brazo de control.....	20

2.5. TIPOS DE SUSPENSIONES Y SU GEOMETRÍA.....	20
2.5.1 .Tipos de suspensiones.....	21
2.5.1.1. Suspensión rígida.....	22
2.5.1.2. Suspensión semi-rígida.....	23
2.5.1.3. Suspensión brazo arrastrado (Trailing arm).....	24
2.5.1.4. Suspensión paralelogramo deformable (SLA).....	24
2.5.1.5. Mc Pherson.....	25
2.5.2. Geometría de las suspensiones.....	26
2.6. TIPOS DE RESORTE DE HOJAS.....	28
2.6.1. Resorte de hojas “parabólico”.....	29
2.6.2. Resorte de hojas “múltiple”.....	31
2.6.3. Resorte de hojas “doble-múltiple”.....	31
2.7. ANÁLISIS K&C (KINEMATIC AND COMPLIANCE).....	32
2.7.1. Rebote (Bounce) / Paso (Pitch).....	32
2.7.2. Balance (Roll).....	33
2.7.3. Lateral paralelo y opuesto.....	33
2.7.4. Alineamiento paralelo y opuesto.....	34
2.7.5. Frenado (Braking).....	34
2.8. COMPORTAMIENTO TÍPICO DE UN RESORTE DE HOJAS SOMETIDO A CARGA VERTICAL.....	34
2.9. CONCLUSIONES.....	36
CAPÍTULO 3. PRUEBAS FÍSICAS	37
3.1. INTRODUCCIÓN.....	37
3.2. BENCHMARKING.....	38
3.2.1. Especificaciones.....	38
3.2.2. Suspensión trasera.....	39
3.2.3. Configuración de montaje.....	39
3.3. PRUEBA DE K&C.....	40
3.3.1. Resultados de prueba K&C para el caso de vehículo Tacoma...	42
3.3.1.1. Carga-desplazamiento vertical.....	42
3.3.1.2. Carga-desplazamiento lateral.....	44

3.3.1.3. Carga-desplazamiento longitudinal.....	45
3.4. CARACTERIZACIÓN DEL RESORTE.....	47
3.4.1. Resultados.....	49
3.5. CARACTERIZACIÓN DEL AMORTIGUADOR.....	50
3.5.1. Resultados.....	52
3.6. PRUEBA DE ESFUERZO-DEFORMACIÓN (REPLICA K&C).....	54
3.6.1. Resultados.....	55
3.6.1.1. Prueba vertical.....	55
3.6.1.2. Prueba lateral.....	56
3.6.1.3. Prueba longitudinal.....	57
3.7. DISCUSIÓN.....	58
3.8. CONCLUSIONES.....	61
CAPÍTULO 4. CASOS DE CARGA OBTENIDOS EN ALTAIR® MOTIONVIEW®	62
4.1. INTRODUCCIÓN.....	62
4.2. MODELADO DE LA SUSPENSIÓN.....	62
4.3. PRE-PROCESAMIENTO DEL MODELO MULTICUERPOS.....	63
4.4. EVOLUCIÓN EN LA CORRELACIÓN DEL MODELO MULTICUERPOS VS K&C.....	65
4.5. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	70
4.6. DISCUSIÓN.....	73
4.7. CONCLUSIONES.....	74
CAPÍTULO 5. CONCLUSIONES GENERALES Y RECOMENDACIONES DE TRABAJO A FUTURO	75
5.1. CONCLUSIONES.....	75
5.2. TRABAJO A FUTURO.....	76
REFERENCIA.....	77
ANEXO 1. CLASIFICACIÓN DE CAMIONETAS BASADA EN EL PESO TOTAL DEL VEHÍCULO, VIUS.....	80
ANEXO 2. DATOS DEL AMORTIGUAMIENTO CRÍTICO.....	81
ANEXO 3. FUNDAMENTOS DE MOTIONVIEW.....	83

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Diagrama de componentes básicos de una suspensión dependiente de resorte de hojas.....	2
Figura 1.2: Procedimientos típico de un software CAE comercial.....	3
Figura 1.3: Plantilla de una suspensión trasera de resorte de hojas disponible en el software “MotionView”.....	4
Figura 1.4: Diagrama de flujo de metodología científica aplicada en el proyecto de investigación.....	11
Figura 2.1: a) Sistema de suspensión de $\frac{1}{4}$ de vehículo, b) Sistema de suspensión de $\frac{1}{2}$ vehículo, c) Sistema de suspensión de un vehículo completo.....	15
Figura 2.2: Ejes principales de un vehículo usado para la determinación de los momentos principales durante la conducción.....	16
Figura 2.3: a) y b) Efecto de Inercia ocasionado por la aceleración y frenado, c)Efecto de Inercia ocasionado por manejo en curva típico de una rotonda d) Efecto de Inercia ocasionado por las imperfecciones del camino.....	17
Figura 2.4: Clasificación de tipo de suspensión usada en vehículos de pasajeros y de tipo “Pick up”.....	22
Figura 2.5: Suspensión trasera rígida de una camioneta Tacoma 4x4 modelo 2013.....	23
Figura 2.6: Suspensión trasera semi-rígida con eje de dion.....	24
Figura 2.7: Suspensión trasera de brazo arrastrado.....	24
Figura 2.8: Suspensión frontal de paralelogramo deformable (SLA).....	25
Figura 2.9: Suspensión frontal Mc Pherson.....	26
Figura 2.10: Ángulo de convergencia de un neumático (vista superior).....	27
Figura 2.11: Ángulo de avance de un neumático (vista frontal).....	27
Figura 2.12: Ángulo de caída de un neumático (vista lateral).....	28
Figura 2.13: Configuración de un muelle parabólico, SAE.....	29
Figura 2.14: Gráfica típica de fuerza-deformación correspondiente a un resorte de hojas.....	35
Figura 2.15: Resorte de hojas múltiple de doble sección.....	35

Figura 3.1: Prueba de rebote (a) y prueba de rebote-paso (b), en la parte izquierda de la imagen se pueden observar el desplazamiento total realizado en cada prueba.....	43
Figura 3.2: Gráfica de fuerza-deformación resultado de la prueba vertical del K&C. que representa la rigidez vertical del sistema. El eje horizontal representa el desplazamiento en milímetros, y el eje vertical la carga en Newtons.....	43
Figura 3.3: Detalle de la prueba K&C, prueba lateral con desplazamiento opuesto (a), prueba lateral con desplazamiento paralelo (b).....	44
Figura 3.4: Gráfica de fuerza-deformación resultado de la prueba lateral del K&C, que representa la rigidez lateral del sistema. El eje horizontal representa el desplazamiento en milímetros, y el eje vertical la carga en Newtons.....	45
Figura 3.5: Detalle de la prueba K&C. prueba longitudinal, las flechas rojas señalan el efecto de frenado, mientras que las flechas azules señalan el efecto de aceleración.....	46
Figura 3.6: Gráfica de fuerza-deformación resultado de la prueba longitudinal del K&C, que representa la rigidez longitudinal del sistema. El eje horizontal representa el desplazamiento en milímetros, y el eje vertical la carga en Newtons, la línea punteada color celeste representa los datos medidos en el centro del neumático (COW), la línea fantasma color verde representa los datos medidos en el centro de geometría del neumático (COG), por ultimo, la línea seccionada color morado representa los datos medidos en el centro de pisada del neumático (COP).....	46
Figura 3.7: Resorte de hojas montado al chasis (a), resorte hojas sin montaje, esta es la forma típica en que son probados este tipo de resortes por los fabricantes (b).....	47
Figura 3.8: Grados de libertad para la sujeción frontal y trasera, el efecto de traslación en la parte trasera está dado por los gemelos.....	48
Figura 3.9: Montaje de las pruebas realizadas a los resortes de hojas realizado en las instalaciones de Metalsa localizadas en el PIIT.....	48

Figura 3.10: Gráfica de fuerza-deformación resultado de la caracterización del resorte con y sin gemelos, que representa la rigidez del resorte para ambos casos. El eje horizontal representa el desplazamiento en milímetros, y el eje vertical la carga en Newtons.....	49
Figura 3.11: Detalle del montaje de las pruebas realizadas al amortiguador realizado en las instalaciones de Metalsa localizadas en el PIIT.....	51
Figura 3.12 Coeficiente de amortiguamiento crítico para el efecto de Bote de la suspensión trasera de la camioneta Tacoma.....	53
Figura 3.13: Coeficiente de amortiguamiento crítico para el efecto de Rebote de la suspensión trasera de la camioneta Tacoma.....	54
Figura 3.14: Detalle del montaje de las pruebas realizadas a la suspensión trasera de la Camioneta Tacoma realizado en las instalaciones de Metalsa.....	55
Figura 3.15: Gráfica de fuerza-deformación resultado de la prueba vertical efectuada en las instalaciones de Metalsa, que representa la rigidez vertical del sistema. El eje horizontal representa el desplazamiento en milímetros, y el eje vertical la carga en Newtons.....	56
Figura 3.16: Gráfica de fuerza-deformación resultado de la prueba lateral efectuada en las instalaciones de Metalsa, que representa la rigidez lateral del sistema. El eje horizontal representa el desplazamiento en milímetros, y el eje vertical la carga en Newtons.....	57
Figura 3.17: Gráfica de fuerza-deformación resultado de la prueba longitudinal efectuada en las instalaciones de Metalsa, que representa la rigidez longitudinal del sistema. El eje horizontal representa el desplazamiento en milímetros, y el eje vertical la carga en Newtons.....	58
Figura 3.18: Gráfica comparativa de fuerza-deformación (vertical) entre la prueba efectuada en Metalsa y la prueba K&C.....	59
Figura 3.19: Gráfica comparativa de fuerza-deformación (lateral) entre la prueba efectuada en Metalsa y la prueba K&C.....	60
Figura 3.20: Gráfica comparativa de fuerza-deformación (longitudinal) entre la prueba efectuada en Metalsa y la prueba K&C.....	60
Figura 4.1: Modelo numérico realizado en CATIA.....	63

Figura 4.2: Suspensión de resorte de hojas disponible en la biblioteca de MotionView, pre-procesador disponibles en Hyperworks.....	64
Figura 4.3: Parámetros modificados durante la realización del modelo numérico en MotionView. (los recuadros marcados en gris, significa que son datos con los cuales no se puede interactuar durante la simulación)....	65
Figura 4.4: Puntos de sujeción de cada elemento utilizado en la suspensión trasera de la camioneta Tacoma	66
Figura 4.5: Gráfica comparativa de fuerza-deformación (vertical), la línea verde muestra el resultado de la modificación de los puntos de sujeción de los elementos en MotionView, la línea azul representa el resultado de la prueba K&C (referencia). El eje horizontal representa el desplazamiento en milímetros y el eje vertical la carga en Newtons.....	67
Figura 4.6: Gráfica comparativa de fuerza-deformación (vertical), la línea naranja muestra el resultado de la modificación de los parámetros geométricos del resorte (largo, ancho y espesor), la línea azul representa el resultado de la prueba K&C (referencia). El eje horizontal representa el desplazamiento en milímetros y el eje vertical la carga en Newtons.....	68
Figura 4.7: Gráfica comparativa de fuerza-deformación (vertical), la línea rosa muestra el resultado de la modificación en la curvatura de la tercer hoja utilizada en la suspensión, la línea azul representa el resultado de la prueba K&C (referencia). El eje horizontal representa el desplazamiento en milímetros y el eje vertical la carga en Newtons.....	69
Figura 4.8: Gráfica comparativa de fuerza-deformación (vertical), la línea roja muestra el resultado de la modificación de rigidez de la goma, la línea azul representa el resultado de la prueba K&C (referencia). El eje horizontal representa el desplazamiento en milímetros y el eje vertical la carga en Newtons.....	70
Figura 4.9: Gráfica comparativa de fuerza-deformación (vertical) entre el K&C, laboratorio y simulación. El eje horizontal representa el desplazamiento en milímetros y el eje vertical la carga en Newtons.....	71
Figura 4.10: Gráfica comparativa de fuerza-deformación (lateral) entre el	

K&C, laboratorio y simulación. El eje horizontal representa el desplazamiento en milímetros y el eje vertical la carga en Newtons.....	72
Figura 4.11: Gráfica comparativa de fuerza-deformación (longitudinal) entre el K&C, laboratorio y simulación. El eje horizontal representa el desplazamiento en milímetros y el eje vertical la carga en Newtons.....	73
Figura A.1: Cálculo de la velocidad, en base a los resultados de la caracterización del amortiguador.....	81
Figura A.2: Cálculo del coeficiente de amortiguamiento crítico para bote y rebote del sistema.....	82
Figura A.3: Diagrama de proceso básico para la construcción, solución y análisis de un modelo multicuerpos realizado Hyperworks.....	83

LISTA DE TABLAS

Tabla 3.1: Especificaciones técnicas de capacidades para cada camioneta considerada en el Benchmark.....	38
Tabla 3.2: Variables del resorte utilizado en cada camioneta considerada en el Benchmark.....	39
Tabla 3.3: Variables de montaje de la suspensión para cada camioneta considerada en el Benchmark.....	40
Tabla 3.4: Matriz de las diferentes pruebas realizadas a la camioneta Tacoma durante la prueba de Kinematic and Compliance (K&C).....	41
Tabla 3.5: Parámetros y restricciones para la prueba realizada al amortiguador.....	51
Tabla 3.6: Resultado de razón carga-deformación obtenido de las diferentes pruebas de laboratorio.....	61
Tabla 4.1: Puntos de sujeción de la suspensión trasera Tacoma.....	66
Tabla 4.2: Comparación de resultado de razón carga-deformación entre la simulación y el K&C.....	74
Tabla A.1: Parámetros de la camioneta necesarios para el cálculo del amortiguamiento crítico.....	81

NOMENCLATURA

k	Razón carga deformación	N/mm
E	Módulo de Young	MPa
b	Ancho de Hoja	mm
h	Espesor de Hoja	mm
l	Distancia entre bujes (largo total)	mm
P	Carga Aplicada	N
f	Deformación de la geometría	mm
a'	Longitud entre la fuerza aplicada y el soporte delantero	mm
b'	Longitud entre la fuerza aplicada y el soporte trasero	mm
R	Radio sin carga	mm
R ₀	Radio sin carga	mm
C _c	Amortiguamiento Crítico	N/mm/s
C _{cR}	Amortiguamiento Crítico Trasero	N/mm/s

ABREVIACIONES

ADAMS	Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems
CAD	Computer Aided Design
CAE	Computer Aided Engineering
CATIA	Computer Aided Three Dimensional Interactive Application
COG	Center of Gravity
COP	Center of Pressure
COW	Center of wheel
DOE	Design of Experiments
FEA	Finite Element Analysis
KCR	Kinematic Roll Center
K&C	Kinematic & Compliance
GVWR	Gross Vehicle Weight Rating
Matlab	Matrix Laboratory
MBD	Multi-Body Dynamics
MKC	Masa-Resorte-Amortiguador
NVH	Noise and Vibration Harshness
SAE	Society of Automotive Engineers
WB	Wheel Base

CAPÍTULO 1

DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

1.1 INTRODUCCIÓN.

En la actualidad existen herramientas numéricas, las cuales permiten simular y predecir el comportamiento, durabilidad y transferencia de esfuerzos y/o cargas. Un problema recurrente al utilizar este recurso, es la correlación de resultados virtuales y pruebas físicas, los cuales tienden a diferir por diferentes causas: homogeneización de materiales, cuerpos rígidos, fricción entre elementos, etc. [1]

El contar con un modelo numérico confiable, es de suma importancia, ya que esto ayuda a realizar iteraciones confiables, lo que minimiza el número de pruebas físicas necesarias para la liberación de un diseño nuevo o mejoras en alguno existente.

En esta tesis se busca construir un modelo multi-cuerpo con ayuda del software MotionView (ver capítulo 4), tomando como caso de estudio la camioneta Tacoma, la cual utiliza una suspensión dependiente o de eje rígido, la selección de la camioneta a estudiar fue en base a que Metalsa no cuenta con información que respalde las sugerencias de mejora que conlleven afectaciones en el sistema de suspensión. Está cuenta con las ruedas del vehículo montadas al eje rígido y puede llegar a utilizar resortes tipo helicoidal o de hojas cada extremo y amortiguadores, ésta configuración se muestra en la Figura 1.1.

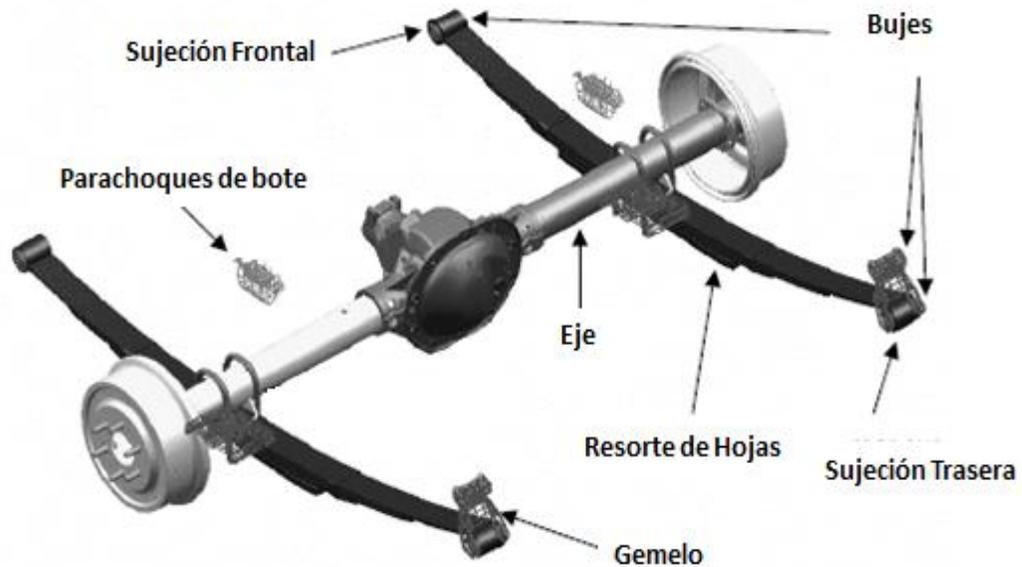


Figura 1.1: Diagrama de componentes básicos de una suspensión dependiente de resorte de hojas [2].

A su vez, se pretende crear y estandarizar un plan de pruebas necesarias para la caracterización de elementos de una suspensión y extender el estudio realizado a otras plataformas dentro de la empresa Metalsa, esto servirá para robustecer la validación de propuestas de mejora en diseños actuales, así como el re-diseño de nuevas generaciones de camionetas para nuestros clientes.

1.2 HERRAMIENTAS DE DISEÑO.

El uso de software basado en el análisis por elemento finito (FEA, del inglés Finite Element Analysis) y herramientas llamadas de Ingeniería Asistida por Computadora (CAE, del inglés Computer Aided Engineering) y de Diseño Asistido por Computadora (CAD, del inglés Computer Aided Design) hace que el análisis del diseño sea más sencillo. Ya que en esta etapa, para el diseño de algún componente, se pueden tener un gran número de posibles iteraciones numéricas, reduciendo así el costo y realización de prototipos [3]. El proceso CAD consta en crear una pieza o un conjunto de piezas que satisfagan una necesidad, con ayuda de software especializado. Siendo algunos ejemplos de

uso comercial los siguientes: CATIA, NX, CREO Elements/Pro, Solid Works, etc. Dentro del proceso de diseño se pueden asignar materiales al modelo terminado, con lo cual, es posible conocer las propiedades mecánicas de cada sub-modelo, tales como: el momento de inercia, el centro de gravedad, el peso, volumen, etc. Por otro lado el proceso CAE consta de 3 pasos: Pre-procesamiento, Solución y Post-procesamiento (Figura 1.2). En el primero, se toma de base el diseño previamente realizado y se establece el tipo de análisis que se va a realizar (p.e. estático estructural, dinámico explícito, modal, entre otros), se asignan propiedades físicas, formas de carga y condiciones frontera. El segundo, o bien llamado la solución, implica resolver las ecuaciones constitutivas que representan el sistema y estos resultados se muestran en el post-procesamiento donde el ingeniero de diseño los analiza e interpreta y toma la decisión de realizar o no cambios para una nueva iteración [4].

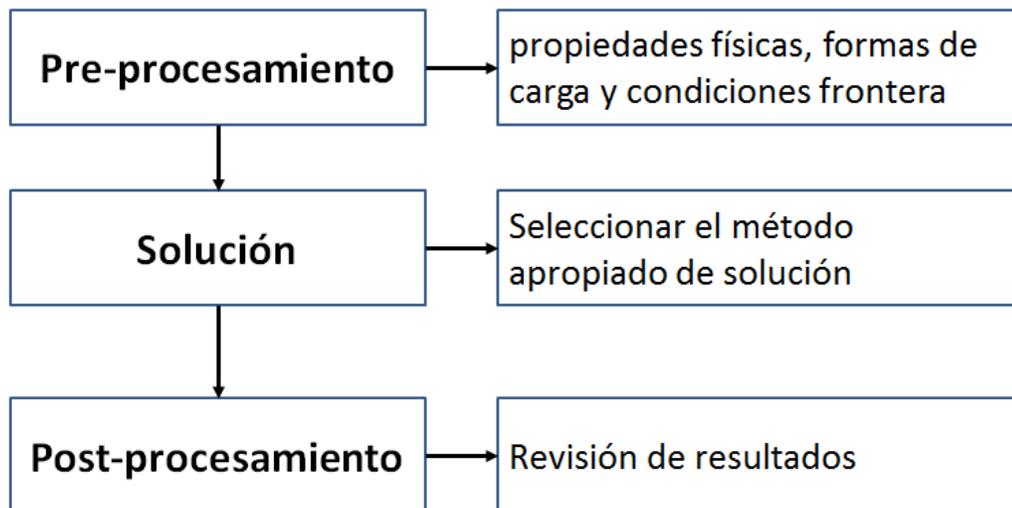


Figura 1.2: Procedimientos típico de un software CAE comercial [4].

La interacción entre el diseño y la simulación es en ambas direcciones, lo que significa que el diseño es perfeccionado y re-analizado hasta obtener los resultados deseados. Una vez terminado el prototipo virtual, se debe de analizar físicamente para verificar los resultados, ya que, en los sistemas computacionales, tanto materiales, soportes, restricciones y demás condiciones

se consideran homogéneas e ideales. En la Figura 1.3 se puede observar una suspensión de resorte de hojas (“leaf spring”) analizada en MotionView [4].

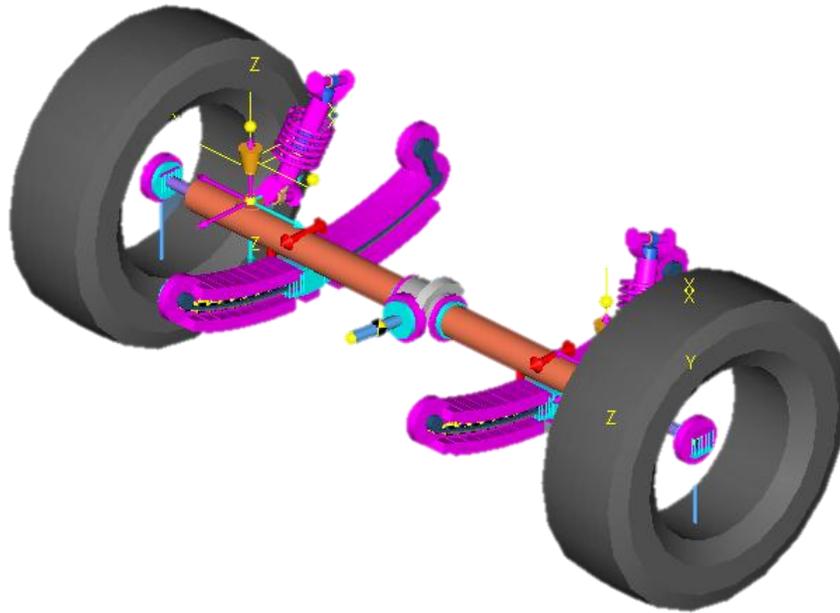


Figura 1.3: Plantilla de una suspensión trasera de resorte de hojas disponible en el software “MotionView”.

El estudio del diseño de suspensiones abarca los siguientes pasos [5].

- a) Seleccionar objetivos de nivel del vehículo apropiados.
- b) Seleccionar una geometría del sistema.
- c) Elegir la ubicación de los “puntos duros”, los centros teóricos de cada junta de rótula o buje.
- d) Seleccionar la tasa de bujes.
- e) Analizar las cargas en la suspensión.
- f) Diseñar las tasas de muelle.
- g) Diseñar las características de los amortiguadores.
- h) Diseñar la estructura de cada componente para que sea fuerte, rígido, ligero y de bajo costo.
- i) Analizar la dinámica del vehículo con el diseño resultante.

Hoy en día la validación dinámica del diseño se hace por medio de pruebas físicas y simulación de modelos multi-cuerpo. En resultados reportados de investigaciones previas se ha concluido que únicamente se ha logrado reducir el número de diseño de prototipos que se someten a pruebas de laboratorio, ya que los modelos numéricos, presentan un problema de correlación contra las pruebas reales, debido a que estos necesitan datos de entrada, los cuales se obtienen de la caracterización de los elementos por separado (p.e. resorte, amortiguador, llantas, bujes, entre otros).

1.3 ANTECEDENTES.

Aunque el uso de modelos numéricos es una actividad estándar en la validación de algún diseño o cambio del mismo, existen factores que no son constantes en pruebas físicas, y que éstas se contemplan como ideales durante el post-procesamiento. Algunos ejemplos son: la consideración de materiales, lineales, elásticos e isotrópicos, entre otros. A continuación se muestran algunos estudios de correlación entre simulación y pruebas físicas realizadas a resorte tipos de hojas y sistemas de suspensión. Además se muestran algunos trabajos que presentan mejoras en los resultados con sólo modificar parámetros simples, los cuales no representan costos elevados.

Holdmann et al. [6], presentaron un estudio de correlación entre un modelo multi-cuerpo creado en el software ADAMS[®] y una prueba K&C. El objetivo de éste fue validar el modelo numérico y revisar la influencia del desempeño del sistema de dirección en la carretera. Finalmente se propuso el cambio del sistema de suspensión en el vehículo, reduciendo tiempo y costos de desarrollo.

Sohn et al. [7], desarrollaron una propuesta de mejorar para el desempeño de manejo de un vehículo con ayuda de un estudio K&C y la validación de una simulación realizada en software ADAMS[®], el objetivo fue realizar

modificaciones en el modelo, específicamente la posición de los puntos de sujeción y el resultado fue una mejora en la rigidez de balanceo del vehículo, gracias al estudio de sensibilidad realizado en el modelo numérico.

Rajendran y Vijayarangan [2], describen un método para la optimización del diseño de resorte de hoja usando algoritmos genéricos. Con el objetivo de reducir la masa no suspendida en el vehículo basado en la modificación de dos variables del diseño: espesor y ancho, ambas referentes a las hojas del resorte. Logrando una reducción de 23% en el peso del resorte.

Qin et al. [8], realizaron un estudio de una correlación entre la simulación y pruebas de laboratorio sobre esfuerzo y tensión en suspensiones tipo resorte de hoja parabólico y múltiple, dicho estudio se elaboró con ayuda del software ABAQUS®. Con el desarrollo de este modelo numérico se puede estudiar la razón de carga deformación vertical del resorte y los diferentes valores de este modificando el ensamble del resorte.

Hoyle [9], generó un modelo con ayuda del software Matlab® y se consideraron 5 grados de libertad, la propuesta presentada sólo puede ser utilizada para frecuencias menores a 3Hz, ya que después de esta frecuencia el comportamiento del resorte no es predecible con las variables consideradas. Debido a que el factor de aceleración cambia su comportamiento lineal a exponencial después de este rango, este modelo sirve para predecir la rigidez estática y la respuesta de frecuencia de un resorte de hojas utilizado en un vehículo que soporta 10 toneladas de peso.

Jayakumar et al. [10], presentan un modelo que puede ser usado en simulación de cargas derivadas por el camino (carretera), este modelo fue validado con pruebas de laboratorio y un modelo numérico creado con ayuda del software ADAMS®, en las cuales se replicaron casos de carga vertical y lateral para obtener las cargas en los puntos de sujeción.

Prado [11], estudió el efecto que tiene el ángulo de ensamble del gemelo (“shackle”) de la suspensión tipo resorte de hoja, en tal estudio se modificó la posición del gemelo en un rango de -30° a 30° . Analizó el efecto que tenía este cambio en la razón carga-deformación del sistema, logrando tener una mejora de hasta 4 N-mm con sólo modificar 10° . Éste tipo de modificaciones, son la primera opción de los diseñadores para lograr una mejora sin costo significativo.

Yang et al. [12], realizaron una metodología sistemática basada en dinámica vehicular, en ésta se muestra un modelo no lineal con entradas de algunos caminos predeterminados. A su vez se realizó una simulación con ayuda del software ADAMS. Con esta metodología se logró predecir y mejorar el confort en el manejo del vehículo, con lo cual se redujo tiempos de diseño de la suspensión.

Kat y Els [13], realizaron un estudio de correlación entre pruebas experimentales y modelos numéricos, en este modelo se comparó los resultados de fuerza ejercida al eje (llanta) y las fuerzas resultantes en los puntos de sujeción frontal y trasera, además se muestra que no es recomendable la extrapolación de resultados para el utilizarlos en pruebas con diferentes condiciones de trabajo.

Fernandes et al. [4], desarrollaron un modelo numérico para mejorar los tiempos de obtención de resultados. Utilizaron un estudio de K&C para correlacionar resultados de diferentes pruebas, por ejemplo: desplazamiento lateral y longitudinal. Este modelo represento una ventaja estratégica en la fase de pre-diseño, con la cual se obtuvieron varias opciones de suspensiones que soportaran las demandas del vehículo.

Kong et al. [14], estudiaron casos de rigidez vertical y rigidez de balanceo, para la determinación de casos de carga, con la finalidad de mejorar la estabilidad de balanceo y la resistencia en el frenado. Incrementando éstas características, se

logró un aumento en la seguridad de manejo, estos estudios se realizaron con ayuda del software Hyperworks.

Soner et al. [15], realizaron una caracterización a un leaf spring con el objetivo de optimizar el diseño del mismo, esta prueba física fue corroborada mediante un modelo de elemento finito, dicho modelo se empató con los resultados reales. Finalmente se presentó una propuesta mejorando los valores de rigidez, fatiga, entre otros.

Hall y McPhee [16], crearon un modelo matemático en Matlab, el cual se validó con ayuda de un modelo numérico realizado en ADAMS, usando como referencia los resultados obtenidos de un K&C. Las propiedades cinemáticas se lograron modificando los puntos de sujeción y propiedades geométricas del resorte, a su vez, las características del cumplimiento se empataron modificando la rigidez de los bujes.

Park y Hong [17], desarrollaron un proceso de diseño de suspensiones, utilizando un análisis de sensibilidad y una metodología DOE, con la cual estudiaron el efecto de las propiedades cinemáticas (puntos de sujeción) y el efecto de estas en la flexibilidad del sistema, con el cual lograron optimizar el desempeño de una suspensión.

1.4 JUSTIFICACIÓN.

Para Metalsa, contar con un modelo de análisis de carga ayuda a comprender el comportamiento y predecir el tiempo de vida útil de la suspensión y los elementos relacionados a ésta. Así como realizar iteraciones con cambios en el diseño, para mejorar lo previamente mencionado, afectando lo menos posible el sistema. Algunos cambios simples que no repercuten en

una inversión significativa, son: relocalización de puntos de unión, agregar y/o remover hojas al resorte, ángulo de sujeción de los gemelos, etc.

Además, el correlacionar los resultados dará una mayor confianza, de tal manera que se reducirá el número de pruebas necesarias durante cada una de las etapas de diseño. Por último, el demostrar la capacidad de diseño y análisis brinda a Metalsa la oportunidad de interactuar con el cliente en las etapas de desarrollo de nuevas plataformas.

1.5 OBJETIVOS.

1.5.1 Objetivo general.

Correlacionar un modelo numérico para la determinación de cargas en suspensión trasera (tipo resorte de hoja), el cual se realizará con datos reales obtenidos de un K&C. La correlación se validará contra los resultados obtenidos en el K&C y una evaluación física mediante prueba de banco (Caracterización de resorte y amortiguador, Estudio de Fuerza-Deflexión).

1.5.2 Objetivos específicos.

- Caracterizar experimentalmente la suspensión utilizada en la camioneta Tacoma.
 - Razón de carga deformación del resorte
 - Calibración del Amortiguador
 - Estudio de Esfuerzo-Deformación

- Crear un modelo numérico de suspensión para correlacionar con los resultados experimentales.

- Obtener por medio de la simulación numérica, cargas aplicadas a las perchas frontales y traseras para los casos de rebote, manejo en curva, frenado y aceleración.

1.5.3 Contribuciones científicas.

- Definir plan de pruebas físicas para caracterización de elementos de una suspensión (resorte, amortiguador, etc.)
- Desarrollar prueba ODS (por el inglés Operational Deflexion Shape).
- Desarrollar un modelo matemático
- Generación de conocimiento sobre el uso del software MotionView como herramienta numérica para la solución y análisis de modelos multi-cuerpos.

1.6 METODOLOGÍA CIENTÍFICA.

Para el cumplimiento de los objetivos planteados en este trabajo, se propone realizar las siguientes actividades. En la Figura 1.4 se muestra la secuencia y relación de cada actividad.

- Realizar un estudio de K&C, este estudio ofrece una gran gama de datos sobre el comportamiento del vehículo analizado. En base a estos datos reales se pueden realizar réplicas tanto en pruebas de banco como en simulaciones numéricas.
- Desarrollar un plan de pruebas para obtención de cargas, utilizando actuadores para replicar los efectos del movimiento vertical, lateral y longitudinal, considerando valores de prueba a partir de los valores obtenidos en el K&C. Realizar una comparación y establecer porcentaje de correlación entre pruebas de banco y el K&C. A su vez, se analizarán los factores que generan estas diferencias.
- Desarrollar un plan de caracterización del resorte y amortiguador para obtención de su comportamiento como elementos unitarios.
- Desarrollar un modelo numérico, mediante el uso del software MotionView, utilizando los mismos parámetros de entrada al sistema (fuerzas) que en las pruebas de banco, a su vez los parámetros geométricos serán obtenidos gracias a la modelación de la suspensión

con ayuda del programa CATIA, finalmente se modificaran las propiedades mecánicas del sistema en base a los resultados obtenidos de la caracterización previa.

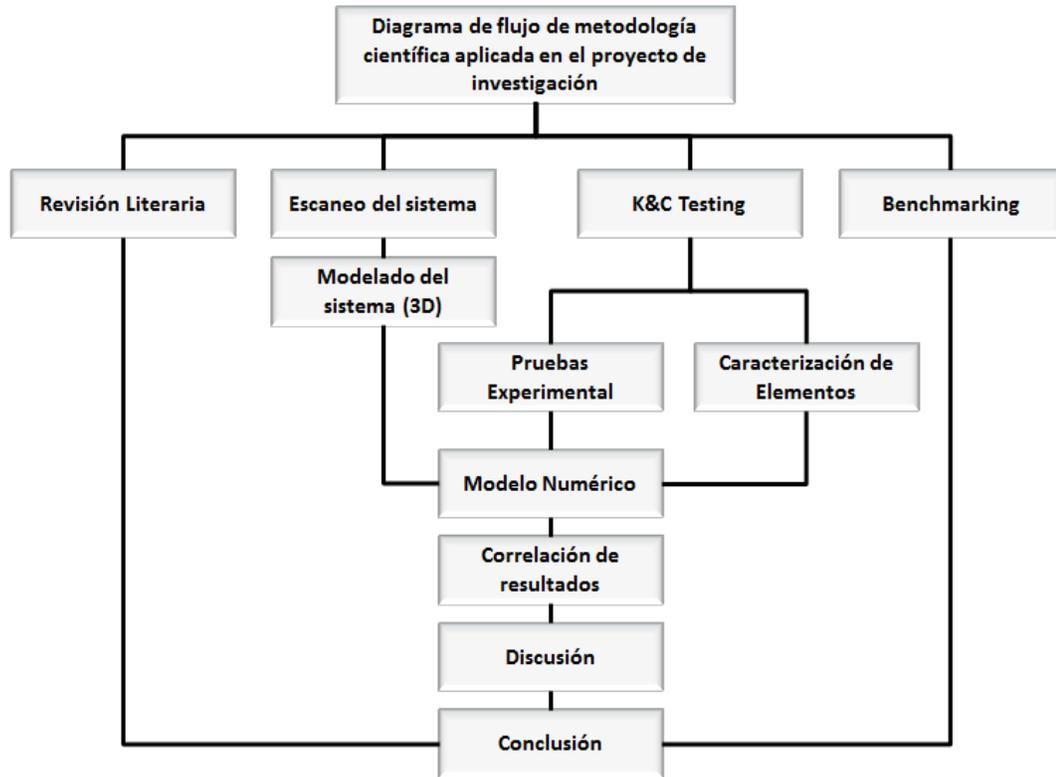


Figura 1.4: Diagrama de flujo de metodología científica aplicada en el proyecto de investigación.

1.7 LIMITACIONES.

Al comienzo de este proyecto se definieron algunas limitaciones durante la realización del mismo, a continuación se muestra un listado de éstas.

- El estudio de K&C es cuasi estático por lo que omite los efectos de aceleración en el sistema, así como las pruebas de banco realizadas en Metalsa.
- El efecto de fricción entre las hojas del resorte es descartado en el modelo numérico.

- La prueba realizada al amortiguador está controlada por medio de frecuencia ya que no se cuenta con la capacidad de controlarla por velocidad. Por lo tanto, la velocidad es calculada en base a la frecuencia.
- La caracterización del tope (goma) se estimó en base al comportamiento en carga vertical obtenido durante el K&C.
- No fue posible caracterizar los bujes y llantas del sistema, debido al costo que representan.

Las limitaciones previamente mencionadas no permitirán crear un modelo numérico confiable para aquellas pruebas que dependen del cumplimiento de los bujes y llantas, como lo son las pruebas laterales y verticales.

1.8 DESCRIPCION DE TESIS.

Se describe brevemente en esta sección la estructura y organización de la tesis. El Capítulo 1 es un resumen del trabajo presentado en esta tesis, el objetivo, justificación y plan de trabajo son algunos de los puntos principales mostrados. En los capítulos consecuentes se detallan las pruebas físicas, el modelado del sistema y la réplica en simulación.

En el Capítulo 2 se describe la teoría de los diferentes tipos de suspensiones, los elementos que componen cada suspensión y más detalladamente los tipos de resortes de hojas, disponibles en la actualidad.

El Capítulo 3 presenta las pruebas experimentales realizadas con el objetivo de replicar los resultados obtenidos en el K&C. Además de la caracterización efectuada al resorte y el amortiguador con el objetivo de obtener la razón de carga-deformación y el amortiguamiento crítico respectivamente.

Posteriormente, el Capítulo 4 muestra la simulación realizada en el software MotionView, la cual sólo se enfoca en las pruebas realizadas al sistema de

suspensión completo, presentando una comparación de resultados obtenidos, con el objetivo de analizar los factores que ocasionan las discrepancias entre los mismos. Finalmente el Capítulo 5 demuestra las conclusiones finales de los estudios realizados y sugerencias futuras.

CAPÍTULO 2

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1 INTRODUCCIÓN.

El objetivo de este capítulo es ofrecer una visión general sobre la teoría básica referente a la dinámica vehicular y diseño de suspensión, así como la relación que existe para el estudio del comportamiento de una suspensión.

Los tipos de suspensiones, los elementos que las componen y las cargas a las que se encuentra sometido un sistema de suspensión están contemplados en este capítulo. A su vez se explica el estudio de K&C y las pruebas realizadas. La terminología introducida se utilizara durante el proceso de pruebas y simulación.

2.2 SISTEMA MASA-RESORTE-AMORTIGUADOR.

El proceso de modelaje matemático implica la representación abstracta de un sistema real dentro de un modelo esquemático, la determinación de las ecuaciones que representan el comportamiento dinámico y su solución. El sistema masa-resorte-amortiguador, es de suma importancia en la ingeniería, ya que muchos sistemas pueden ser representados mediante una simplificación en base a este modelo.

El sistema previamente mencionado es muy simple, pero permite una visión general, rápida y sencilla del comportamiento dinámico de algún elemento. Para un sistema vibratorio, el modelo matemático más simple está basado en el sistema masa-resorte-amortiguador, en el cual normalmente se simplifican muchos aspectos de lo que se estudia. Para la correcta representación de sistemas más complejos, se requieren modelos matemáticos más finos. Por ejemplo en el caso de una suspensión se pueden considerarse múltiples sistemas de masa-resorte-amortiguador acoplados que representan las diferentes zonas de un vehículo:

- Masa suspendida.
- Masa no suspendida.
- Neumático.

Los sistemas de suspensión mencionados anteriormente se pueden observar en la Figura 2.1, la cual muestra desde un sistema de suspensión simple (ver Figura 2.1a) hasta la representación de un sistema de suspensión de vehículo completo (ver Figura 2.1c). La cantidad de información que puede obtenerse del modelo matemático está en función de su complejidad.

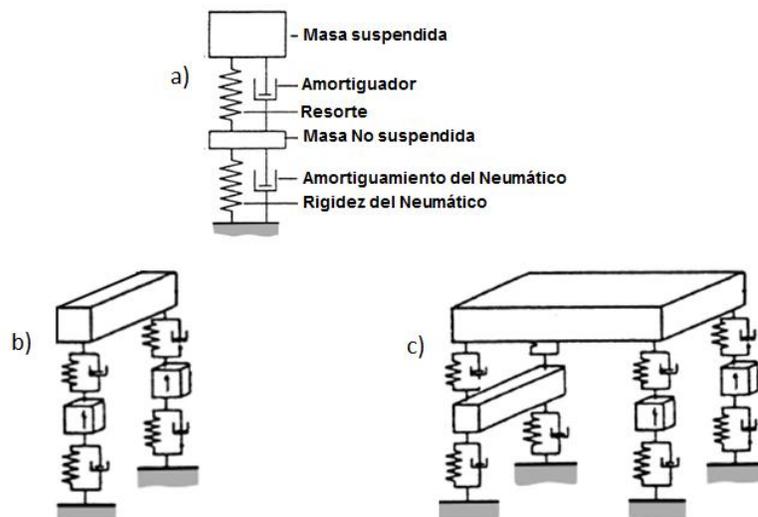


Figura 2.1: a) Sistema de suspensión de 1/4 de vehículo, b) Sistema de suspensión de 1/2 vehículo, c) Sistema de suspensión de vehículo completo [18].

2.3 DINÁMICA VEHICULAR.

Para entender el funcionamiento de una suspensión, es necesario comprender el desempeño de un vehículo, esto debido a que la suspensión es parte de este sistema general (vehículo). La estabilidad, el control y el balance del vehículo se ven afectados directamente por la posición de los ejes principales, ya que de estos depende la magnitud de transferencia de carga, la inercia y los momentos. En la Figura 2.2 se puede observar la distribución de estos ejes.

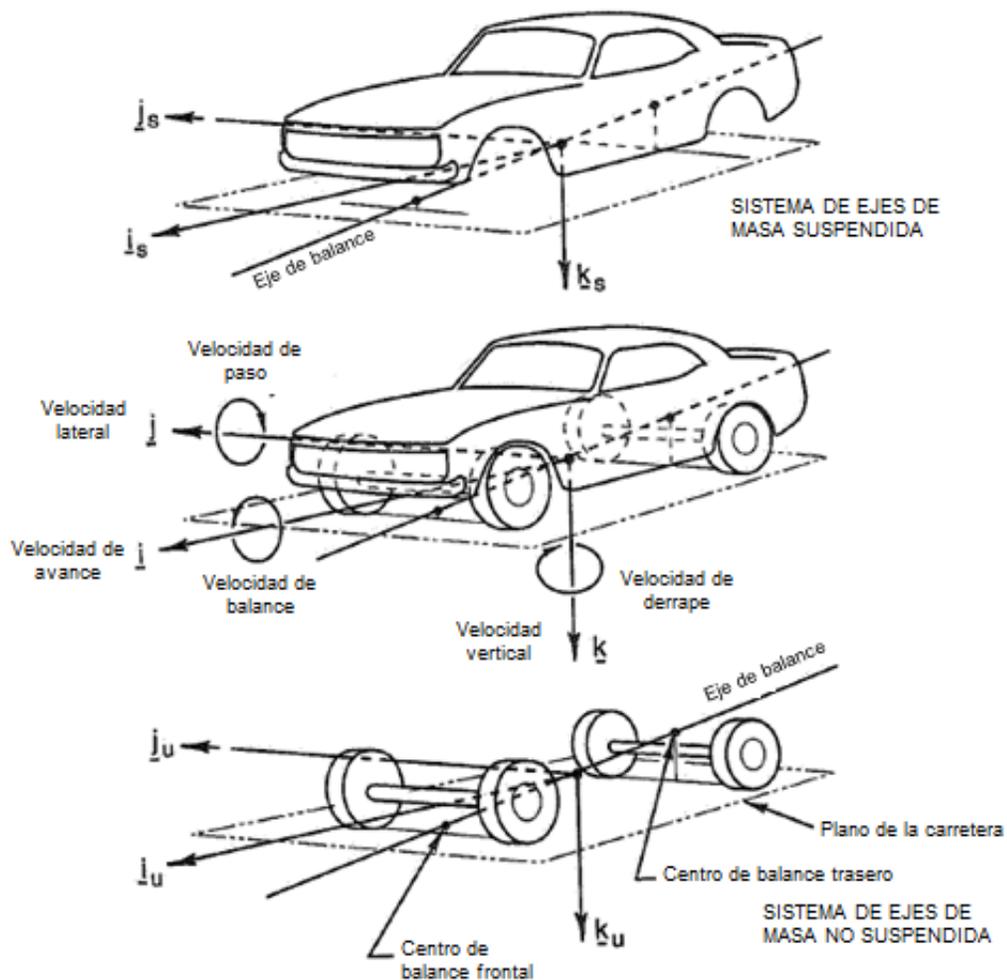


Figura 2.2: Ejes principales de un vehículo usado para la determinación de los momentos principales durante la conducción [19].

Se define la dinámica vehicular como el estudio del movimiento completo del vehículo, éste, abarca el manejo, el control y el frenado como estudios principales. En la era moderna, este estudio se ha magnificado agregando estudios más detallados y específicos para diferentes sistemas. Por ejemplo, la suspensión, de la cual depende directamente el control y estabilidad del vehículo. Además de estudios de vibración que permiten detectar ruidos a diferentes frecuencias y mejorar el confort de los pasajeros.

Los movimientos de interés y el efecto en la llanta para este estudio son:

- Rebote: Carga vertical (en fase y fuera de fase).
- Control en curva: Carga lateral.
- Aceleración / frenado: Carga longitudinal (en fase y fuera de fase) [19].

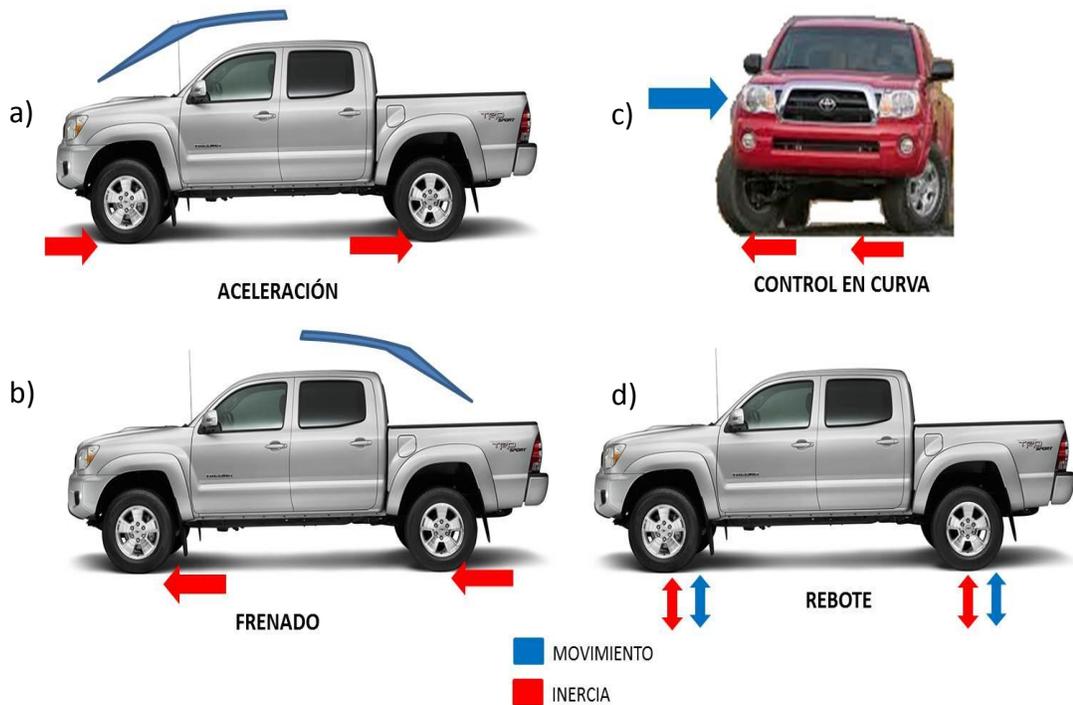


Figura 2.3: a) y b) Efecto de inercia ocasionado por la aceleración y frenado, c) Efecto de inercia ocasionado por manejo en curva típico de una rotonda d) Efecto de inercia ocasionado por las imperfecciones del camino [20].

2.4 ELEMENTOS DE LAS SUSPENSIONES.

El tipo de sistema de suspensión empleado define los componentes que la forman, sin embargo, siempre existen elementos elásticos comunes independientemente del tipo de suspensión, es decir, los elementos elásticos o resortes, amortiguadores, elementos de sujeción y guiado, barra de torsión, estabilizadora, brazo de control, y demás componentes comunes [21].

2.4.1 Resortes.

Un resorte es un objeto elástico utilizado para almacenar energía mecánica, los cuales se pueden torcer, comprimir o estirar por alguna fuerza y pueden volver a su forma original cuando se libera la fuerza. Los objetivos de un resorte como elemento en un sistema de suspensión son: proporcionar amortiguamiento, absorber o controlar la energía debido a golpes y vibraciones, control de movimiento, mantener el contacto entre dos elementos (leva y su seguidor); creación de la presión necesaria en un dispositivo de fricción (un freno o un embrague) y medir fuerzas (instrumentación). A continuación, se mencionan los tipos de resorte utilizados en sistemas de suspensión [22].

- Muelle.- El diseño de una suspensión de muelle es considerablemente más complejo que el diseño de los otros tipos de resorte, esto es resultado del gran número de variables de diseño, variables como el ancho y espesor de cada muelle (hoja), el número de hojas utilizado, la distancia entre bujes que sujetan el resorte Individual, la posición del “shackle” y por último, la distribución de carga sobre el resorte (simétrico o desfasado). El cálculo de esfuerzo máximo y coeficiente de elasticidad, cambia al instalar la suspensión al chasis, por lo que para esto, es necesario considerar factores de corrección al momento del diseño [19].
- Espiral.- Este tipo de resorte utiliza las propiedades elásticas de un alambre en torsión para producir una razón de carga-deformación lineal; es el tipo de resorte más utilizado en las suspensiones independientes y

también se utiliza en las suspensiones de eje rígido. Un resorte en espiral puede ser diseñado para uso en compresión o tensión, cabe señalar que el diseño más común es para uso en compresión [19].

- Resortes neumáticos.- Estos resortes se usan desde inicios de los años 50's y su principal aplicación es en camionetas clase 7 y 8 (ver Anexo 1). Más hoy en día, su uso se ha extendido también a camionetas, ya que este tipo de resorte proporciona una gran absorción de energía y de vibraciones. Los beneficios de este tipo de resorte son: bajo costo de mantenimiento y aumento a la vida del vehículo debido a la reducción de vibraciones. Sin embargo, su mayor beneficio es la mejora que proporciona al aumentar el confort del pasajero [23].

2.4.2 Pistón (Amortiguador).

El amortiguador disipa en forma de calor la energía cinética de la suspensión, originada por la dinámica de la masa suspendida o bien, por las perturbaciones de la carretera, para permitir que el conjunto vuelva a su posición neutra de forma controlada, evitando el rebote del neumático y la pérdida del control del vehículo. La calibración de un amortiguamiento requerido, tiene que ser un compromiso entre la necesidad de prevenir las oscilaciones del sistema y la falta de confort que supone un amortiguamiento elevado ante las irregularidades de la carretera [24].

2.4.3 Barra de torsión.

Es un elemento de acero que conecta los ejes de la suspensión con el fin de reducir el movimiento del chasis causado por una fuerte demanda en los giros. El objetivo es mantener sin cambios la geometría del coche, aumentando así la estabilidad; ésta puede montarse delante o detrás, además puede conectarse a un tercer punto, estableciendo un triángulo que aumenta su efecto estabilizador; pueden ir montadas longitudinalmente o transversalmente al eje del coche. En un montaje típico, la barra de torsión está sujeta al chasis y

conectada a la tapa de la rueda, en otros casos, el extremo posterior de la barra está fijo al chasis y el delantero, al brazo de la suspensión [25].

2.4.4 Barra estabilizadora.

La barra estabilizadora funciona como una barra de torsión, oponiéndose a los movimientos de balanceo de la carrocería, por cuya causa se le llama también barra anti-balanceo. Se constituye como una barra flexible de acero doblada por sus extremos en ángulos rectos aproximadamente. En el montaje se une por sus extremos a cada uno de los brazos inferiores del sistema de suspensión, mientras que en el tramo recto central, se fija a la carrocería por medio de casquillos de caucho y abrazaderas. La barra estabilizadora también actúa con el vehículo en línea recta, oponiéndose a los balanceos laterales [26].

2.4.5 Brazo de control.

Se le llama brazo de control porque controla el ángulo y el movimiento del vehículo al estar sujeto a torsión. Este elemento conecta la articulación de la dirección, eje de la rueda, con la carrocería o chasis; los brazos oscilan en ambos extremos, permitiendo movimientos hacia arriba y hacia abajo. Los extremos exteriores permiten, acción oscilatoria para la conducción (éstos elementos son usados en suspensiones independientes). En un vehículo típico, hay básicamente tres o cuatro "brazos de control" que están ubicados entre el eje trasero y el marco, para así, hacerse cargo de las fuerzas durante el manejo y el frenado, contrarrestando las fuerzas de palanca cuando se aplica el movimiento del motor a la transmisión y cuando se frena [26].

2.5 TIPOS DE SUSPENSIONES Y SU GEOMETRÍA.

Para entender el comportamiento en curvas en los vehículos, es necesario comprender las propiedades básicas de la geometría en los sistemas de suspensión y su comportamiento. Debido a las irregularidades de la calzada, las ruedas de un vehículo poseen siempre un movimiento vertical que, a una

velocidad media, se sucede en espacios muy cortos de tiempo produciéndose aceleraciones verticales en las ruedas que pueden ser múltiplo de la aceleración de la gravedad [27]. Por lo tanto, las funciones fundamentales de un sistema de suspensión son:

- Dar estabilidad al vehículo controlando las principales acciones que se ejercen sobre el como fuerza centrífuga, esfuerzos de aceleración y frenada, acción del viento, fluctuaciones del terreno y efectos de la dirección, otorgándoles a las ruedas una adherencia continua.
- Mantener un alto nivel de confort para los ocupantes reduciendo en lo posible los movimientos del vehículo.

2.5.1 Tipos De Suspensiones.

En la actualidad existen distintas y variadas disposiciones de suspensión, cuyo uso depende principalmente del tipo de prestaciones de confort y estabilidad con que se pretende dotar al vehículo y del tipo de accionamiento de las ruedas traseras o delanteras. Los tipos de suspensión se dividen en dos clasificaciones principales: dependientes e independientes. De las cuales, existe un subgrupo de clasificación, el cual puede ser muy grande ya que la gran gama de configuraciones y elementos a utilizar es muy extensa. En la Figura 2.4 se puede observar una clasificación general de las posibles variaciones que se pueden llegar a obtener [27].

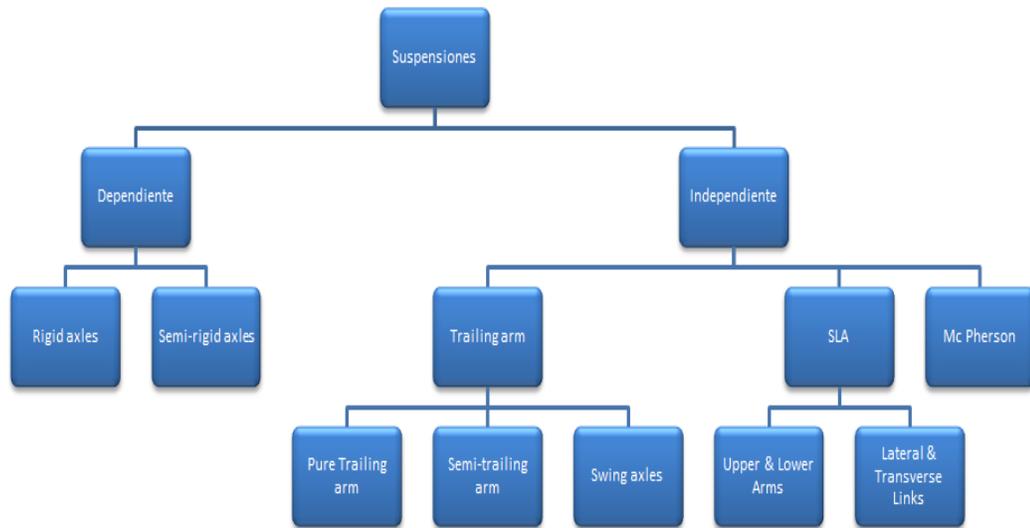


Figura 2.4: Clasificación de tipo de suspensión usada en vehículos de pasajeros y de tipo “Pick up” [20].

2.5.1.1 Suspensión rígida.

La suspensión rígida (Figura 2.5) es una suspensión que tiene unidas las ruedas mediante un eje rígido, de forma que la suspensión es conjunta. Presenta el inconveniente de que al estar unidas ambas ruedas, las vibraciones producidas por la acción de las irregularidades de la superficie de carretera, se transmiten de un lado al otro del eje. Además, el peso de las masas no suspendidas aumenta notablemente, debido al peso del eje rígido y al peso del grupo cónico diferencial en los vehículos de tracción trasera. El principal uso de esta disposición de suspensión se realiza sobre todo en camionetas clase 1 hasta la clase 6 (ver Anexo 1) [25].

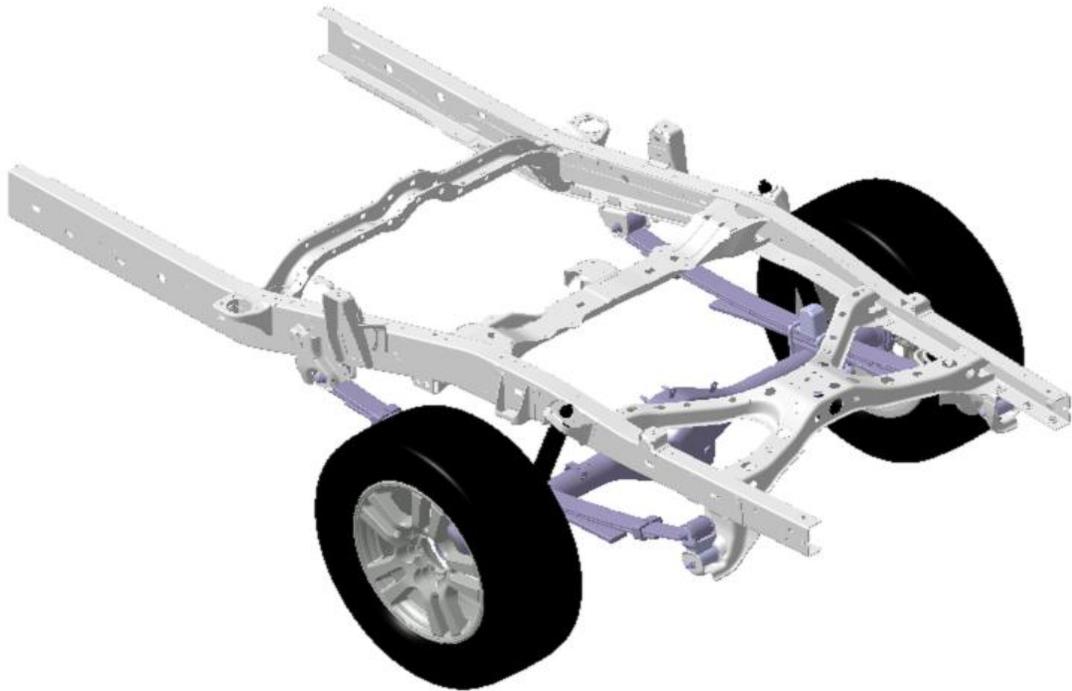


Figura 2.5: Suspensión trasera rígida de una camioneta Tacoma 4x4 modelo 2013 [20].

2.5.1.2 *Suspensión semi-rígida.*

La suspensión semi-rígida se caracteriza por que las ruedas están unidas entre sí, como la suspensión rígida, pero transmiten menos las irregularidades recibidas de la superficie de la carretera al vehículo. En la suspensión con eje de Dion (Figura 2.6), las ruedas están unidas mediante semiejes articulados al diferencial, el cual, es parte de la masa suspendida, ya que está unido al chasis del vehículo. La ventaja de éste sistema es el tener menos masa no suspendida. En la suspensión con eje Deltalink, las ruedas se encuentran unidas mediante brazos longitudinales unidos al eje Deltalink (eje formado por dos brazos transversales unidos entre sí mediante cojinetes elásticos). Éste sistema también se conoce como semi-independiente por que el eje va anclado de una forma elástica y no totalmente rígida [28].

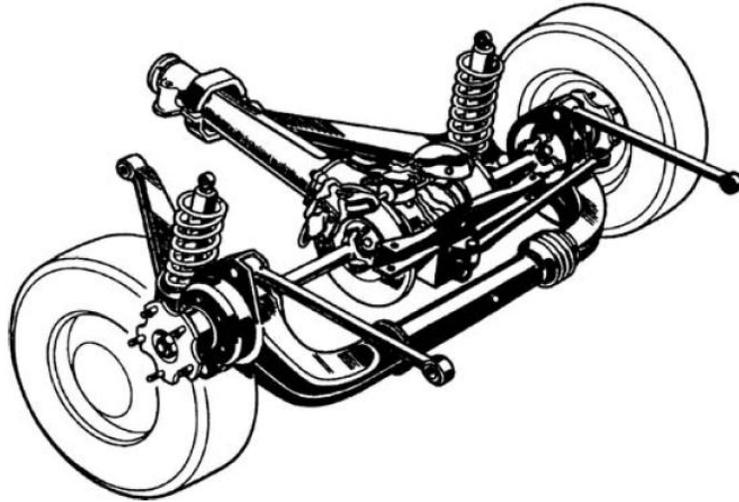


Figura 2.6: Suspensión trasera semi-rígida con eje de dion [29].

2.5.1.3 Suspensión brazo arrastrado (*Trailing arm*).

Este tipo de suspensión (Figura 2.7) se caracteriza por tener dos elementos soporte en disposición longitudinal, los cuales van unidos por un extremo, al bastidor y por el otro, a la manguera de la rueda. Si el eje es de tracción, el grupo cónico va anclado al bastidor. En cualquier caso, las ruedas son arrastradas por los brazos longitudinales que pivotean el anclaje de la carrocería. Uno de los elementos elásticos más utilizados actualmente en este tipo de suspensión es la barra de torsión [25].

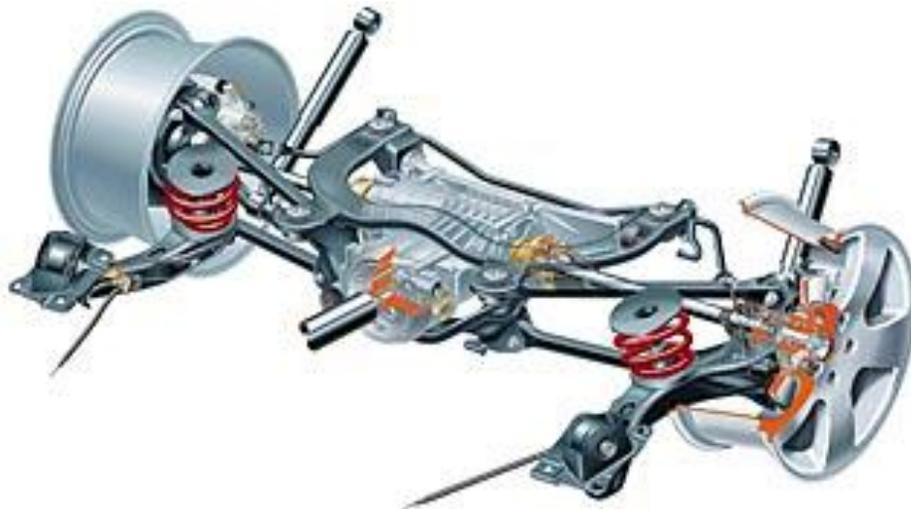


Figura 2.7: Suspensión trasera de brazo arrastrado [30].

2.5.1.4 *Suspensión paralelogramo deformable (SLA).*

Este tipo de suspensión (Figura 2.8) utiliza un brazo superior y otro inferior que están unidos al chasis a través de unos pivotes, cerrando el paralelogramo a un lado el propio chasis y al otro la propia mangueta de la rueda. La mangueta está articulada con los brazos mediante rótulas esféricas que permiten la orientación de la rueda. Los elementos elásticos y amortiguador coaxiales son de tipo resorte e hidráulico telescópico respectivamente y están unidos por su parte inferior al brazo inferior y por su parte superior al bastidor. Completan el sistema unos topes de goma que evitan que el brazo inferior suba lo suficiente como para sobrepasar el límite elástico del resorte y un estabilizador lateral que va anclado al brazo inferior [31].

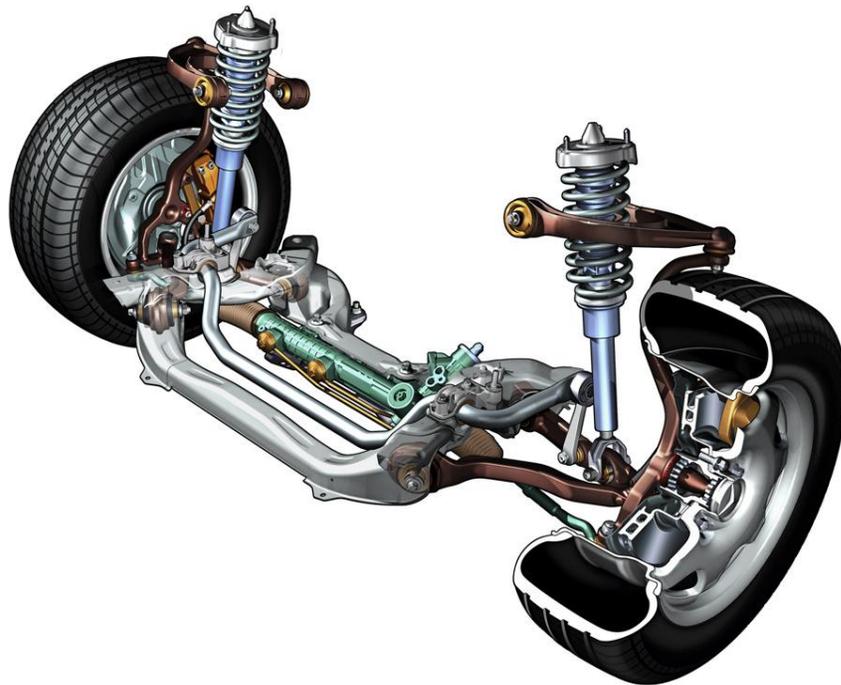


Figura 2.8: Suspensión frontal de paralelogramo deformable (SLA) [32].

2.5.1.5 *Mc Pherson.*

Este tipo de suspensión (Figura 2.9) es uno de los más utilizados para suspensiones frontales, fue desarrollada por Earle S. McPherson, ingeniero de Ford. Este sistema ha tenido mucho éxito, sobre todo en vehículos de pasajeros con un peso bruto menor a 4850 lbs, por su sencillez de fabricación y

mantenimiento, el costo de producción y el poco espacio que ocupa. Con dicha suspensión es imprescindible que la carrocería sea más resistente en los puntos donde se fijan los amortiguadores y resortes, con objeto de absorber los esfuerzos transmitidos por la suspensión [25].



Figura 2.9: Suspensión frontal Mc Pherson [32].

2.5.2 Geometría de las suspensiones.

A continuación se detallan los parámetros de importancia en el diseño de suspensiones de acuerdo a su geometría:

- Ángulo de convergencia (“Toe”).- Es el ángulo localizado entre el eje longitudinal del vehículo y un plano a través del centro del neumático y se muestra en la Figura 2.10. Y afecta el funcionamiento en línea recta de la dirección. En los vehículos standard, el ángulo de convergencia se mide entre 5-20°. En los vehículos de tracción delantera manejan ángulos mayores a 20° para compensar la fuerza de manejo [27].

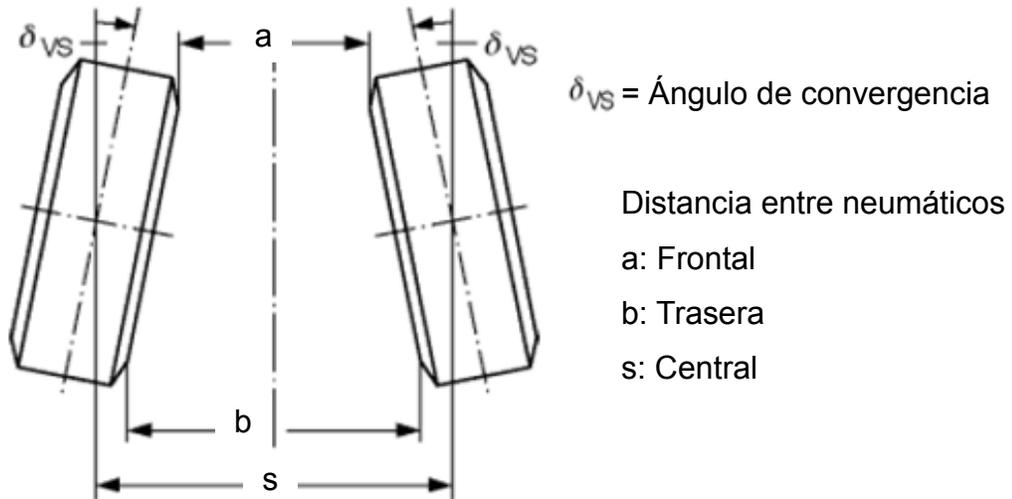


Figura 2.10: Ángulo de convergencia de un neumático (vista superior) [27].

- Ángulo de avance (“Camber”).- Es el ángulo situado entre el eje vertical del vehículo y un plano a través del centro del neumático. Se describe como positivo cuando el neumático se inclina hacia afuera y negativo cuando se inclina hacia adentro. Este ángulo afecta la distribución de presión en la pisada del neumático en la carretera, se muestra en la Figura 2.11 [27].

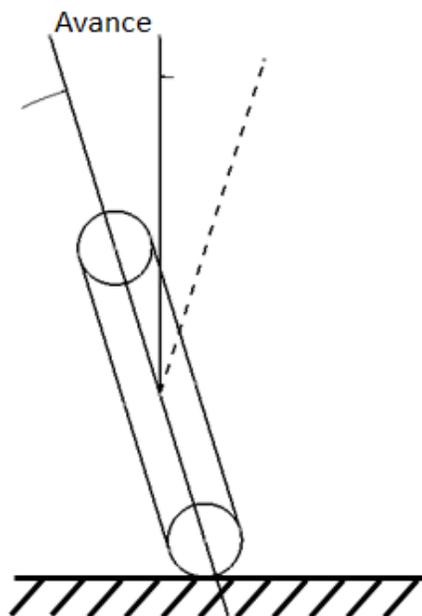


Figura 2.11: Ángulo de avance de un neumático (vista frontal) [20].

- Ángulo de caída (“Caster”).- Es el ángulo localizado entre el eje de dirección y el plano vertical observado en dirección lateral. Y se encuentra midiendo típicamente entre 1-2° afectando directamente al ángulo de dirección del vehículo, de acuerdo a la Figura 2.12 [27].

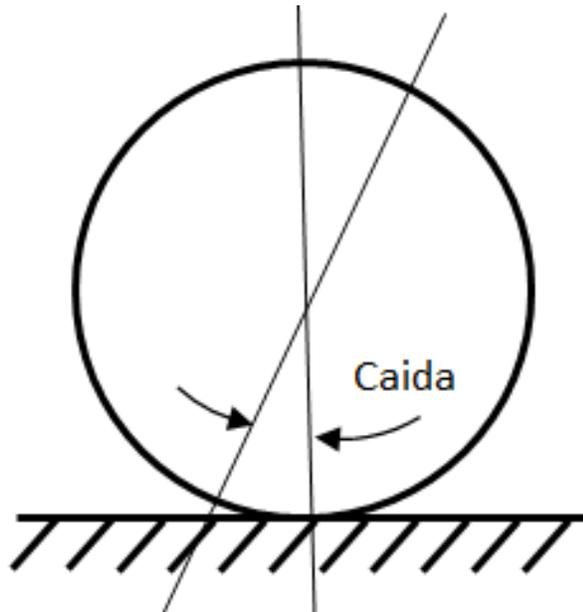


Figura 2.12: Ángulo de caída de un neumático (vista lateral) [20].

2.6 TIPOS DE RESORTE DE HOJAS.

Los diferentes tipos de resorte de hojas están definidos por dos factores: la cantidad de muelles que contiene y la configuración de montaje, para entender el porqué de los diferentes tipos, es necesario comprender las características por las que se ve afectada un resorte de hojas. Principalmente la velocidad del resorte y la deflexión estática del mismo, un desplazamiento suave generalmente requiere una gran deflexión estática de la suspensión. Sin embargo, existen otras consideraciones y limitaciones, entre ellas las siguientes:

- Un resorte más flexible tendrá una desviación total mayor y será más pesado.

- En la mayoría de las aplicaciones un resorte más flexible causará golpes más severos o requerirá un espacio de montaje más grande (mayor desplazamiento), sin tener en cuenta topes de goma.
- El cambio de altura del vehículo debido a una variación de carga es mayor con un resorte más flexible [33].

Además, la deflexión estática máxima, depende de las consideraciones de estabilidad en frenado, aceleración y manejo de curvas, a su vez, de las dimensiones finales del vehículo (tamaño). A continuación se da una explicación de los diferentes tipos de resorte de hojas.

2.6.1 Resorte de hojas “parabólico”.

Este tipo de resorte consta de dos o más hojas. Las hojas se tocan sólo en el centro, donde se fijan en el eje y en los extremos exteriores, en las que a su vez se fijan al vehículo. Entre estos dos puntos mencionados, las hojas no se tocan entre sí, a diferencia de otros tipos de muelles donde el contacto es constante; cada hoja representa un resorte independiente, pero a su vez cuando entra en funcionamiento y la distancia entre las hojas se estrecha hasta que la distancia es cero, éstas se complementan y así es como se tiene el funcionamiento básico de un resorte. En la Figura 2.13 se puede observar las 2 diferentes configuraciones, las cuales dependen de la distribución de la carga.

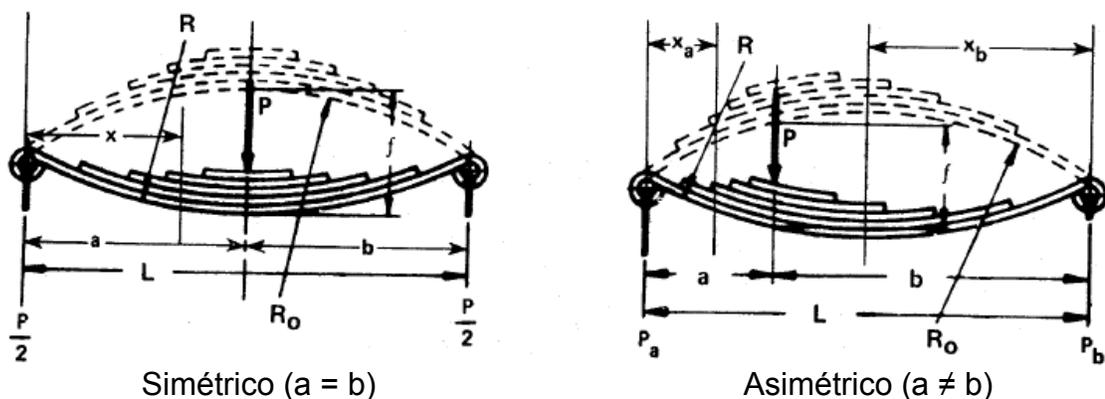


Figura 2.13: Configuración de un muelle parabólico, SAE (ver Ecuación 2.3 y 2.4) [33].

Existen dos formas de calcular la razón carga deformación, la primera es sin estar montada al chasis, como se define en la Ecuación 2.1, en la cual solo se toma en consideración las dimensiones básicas:

$$k = \left(\frac{E*b*h^3}{4*l^3} \right) \quad \text{Ecuación (2.1)}$$

Dónde:

k = Razón carga deformación.

E = Módulo de young.

b = Ancho de Hoja.

h = Espesor de Hoja.

l = Distancia entre bujes (Largo total).

Por otra parte, el segundo método considera el montaje al chasis y la posición del eje, (punto donde la carga es aplicada) de acuerdo a la Ecuación 2.2. En las Ecuaciones 2.3 (carga simétrica) y 2.4 (carga asimétrica) se puede observar la consideración de posición de la carga, ya que ésta afecta la deformación de la geometría. Estas ecuaciones previamente mencionadas desprecia el efecto de los gemelos (“shackle”) en el montaje del resorte de hojas.

$$k = \frac{P}{f} \quad \text{Ecuación (2.2)}$$

$$f = \frac{L^2}{8} \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R_0} \right) \quad \text{Ecuación (2.3)}$$

$$f = \frac{a'b'}{2} \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R_0} \right) \quad \text{Ecuación (2.4)}$$

Dónde:

P = Carga Aplicada.

f = Deformación de la geometría.

a' = Distancia del buje frontal al eje.

b' = Distancia del buje trasero al eje.

R = Radio sin carga.

R_0 = Radio sin carga.

2.6.2 Resorte de hojas “múltiple”.

Un resorte múltiple tiene uno o más hojas llamadas segunda estación, estas se instalan adyacentes a la hoja más corta de la estación principal, las dos estaciones se diferencian por diferente curvatura y calibre, lo que proporciona una doble razón carga deformación. Ésto favorece en gran medida el funcionamiento de la suspensión, ya que ésta aumenta al momento en que la deflexión hace que el contacto entre estas dos estaciones aumente; la forma de revisar teóricamente este tipo de suspensión es de la misma manera que un resorte simple (parabólico). Una razón carga deformación variable o doble es generalmente requerido para obtener las condiciones de manejo y confort necesarias en el diseño del vehículo. El uso de este tipo de resorte, es una forma fácil y económica de mejorar los puntos previamente mencionados, sin embargo, la diferencia entre la deflexión teórica y experimental, es mayor. Por esta razón, la consideración de un factor de seguridad que ayude a reducir esta diferencia, es necesario para mejorar los tiempos y costos del diseño.

2.6.3 Resorte de hojas “doble-múltiple”.

Esta configuración consiste en una estación principal múltiple. Dicha estación se sujeta al chasis y a una segunda estación colocada encima de la primera, la cual se limita con ayuda de perchas auxiliares. Ésto restringe su desplazamiento lineal y así comenzar la deflexión central, al momento en que la segunda estación entra en contacto con las perchas traseras, comienza un segundo razón carga deformación similar al previamente explicado en los muelles tipo múltiple. Éste tipo de muelle se usan en camionetas clase 3 hasta clase 6 (ver anexo 1); la capacidad máxima depende del número de hojas

utilizadas tanto en la primera y segunda estación. El diseño de este tipo de muelle es un poco más complejo ya que involucra dos restricciones adicionales.

2.7 ANÁLISIS KINEMATICS AND COMPLIANCE (K&C).

Durante la condición dinámica, los parámetros de la suspensión presentan variaciones en sus valores predefinidos. Cuando el vehículo se encuentra en movimiento y la suspensión es sometida a una deflexión vertical debido a alteraciones en la superficie de la carretera, carga lateral derivado del desplazamiento en curvas o a una carga horizontal debido al frenado y acelerado del vehículo. Las variaciones son derivadas de la aceleración del sistema en un comportamiento dinámico. Los valores de diseño son derivados de la cinemática y la flexibilidad (por sus siglas en inglés K&C, “Kinematic and Compliance”) características de un sistema de suspensión.

La cinemática es el estudio del movimiento debido a la geometría de un mecanismo sin referencia en las fuerzas, masas e inercias. La flexibilidad, es la deflexión resultante de la aplicación de una fuerza (medida como la deflexión por unidad de fuerza) y es la inversa de la rigidez (medida como fuerza por unidad de deflexión). Una prueba K&C no es realmente una prueba dinámica, aunque tiene una relación muy estrecha con la dinámica del vehículo, esta prueba es cuasi estática, ya que las cargas y desplazamientos son aplicados muy lentamente. Ésto, se hace a propósito para apreciar la relación fuerza-desplazamiento y la fricción en la suspensión. A continuación se da una explicación de las pruebas que se deben realizar para crear casos de carga en la suspensión.

2.7.1 Rebote (Bounce) / Paso (Pitch).

Esta prueba consiste en aplicar fuerzas verticales hasta un desplazamiento homogéneo (usando de referencia el desplazamiento más corto). En el caso de rebote y un desplazamiento total, el cual puede ser mayor

tanto en la parte frontal, como en la parte trasera, esto depende del diseño y tipo de suspensión. Entre los datos derivados de esta prueba se encuentran: la razón carga deformación de la suspensión, los ángulos de convergencia (“toe”), avance (“camber”) y caída (“caster”) de la llanta, además del centro de balance cinemático (de sus siglas en inglés KCR, Kinematic Roll Center), centro de gravedad (de sus siglas en inglés COG, Center of Gravity) y centro de presión (de sus siglas en inglés COP, Center of Pressure). Estos diferentes puntos ayudan a crear líneas imaginarias sobre las cuales la camioneta gira en los ejes x, y, z [34].

2.7.2 Balance (Roll).

Esta prueba consiste en un balance natural del vehículo, por lo que durante esta prueba el vehículo se compensa para dejar fuera los efectos de paso (pitch), fuerza lateral y longitudinal y los momentos de alineamiento. El efecto de balance natural, se logra aplicando un giro al chasis con lo que se logra una transferencia de carga a las llantas. Algunos resultados de esta prueba son: balance de avance (por su inglés roll camber), balance de dirección (por su inglés roll steer), balance de rigidez (por su inglés roll stiffness) y transferencia de carga estática [34].

2.7.3 Lateral paralelo y opuesto.

Durante esta prueba se aplican fuerzas laterales opuestas y paralelas respectivamente en las cuatro ruedas, la prueba de fuerzas opuestas descarta la flexión del chasis ya que esta condición no es posible en el manejo. Ésta prueba sirve para conocer el aporte del chasis en la prueba lateral paralela, un ejemplo sencillo de esta condición, es manejar sobre una rotonda. La rigidez de los neumáticos y las fuerzas de apoyo en los bujes (por su inglés jacking forces), son algunos de los datos derivados de dicha prueba [34].

2.7.4 Alineamiento paralelo y opuesto.

La relación entre el torque aplicado al volante y el torque resultante en el neumático se conoce gracias a esta prueba, ya que consiste en aplicar torque en los cuatro neumáticos. Éste par se aplica en el eje del neumático el cual asemeja las variaciones de la superficie de carretera y no una maniobra proveniente del volante como lo es una prueba de dirección [34].

2.7.5 Frenado (Braking).

En esta prueba se aplican desplazamientos longitudinales a los cuatro neumáticos con el pedal del freno accionado. Las cargas y desplazamientos en el chasis, así como las cargas y desplazamientos de los cuatro neumáticos son medidos durante esta prueba [34].

2.8 COMPORTAMIENTO TÍPICO DE UN RESORTE DE HOJAS SOMETIDO A CARGA VERTICAL.

El comportamiento de un resorte de hojas sometido a carga vertical se puede dividir en cuatro zonas posibles de comportamiento durante el manejo:

- A. En esta zona la camioneta se encuentra suspendida en el aire, en ésta el resorte sólo está cargando el peso de la masa no suspendida. Éste comportamiento comúnmente está derivado de alguna imperfección de la superficie de la carretera.
- B. En ésta área se tiene el desplazamiento libre del resorte, sin llegar a un acoplamiento de las hojas del resorte. Éste es el comportamiento más común y frecuente durante todo el camino de manejo.
- C. Esta zona es previa al contacto con el tope, en el cual se tiene un aumento de la razón de carga deformación, en un rango no mayor a 20% de la obtenida en el desplazamiento libre, debido al acoplamiento de las hojas del resorte.

- D. La última zona de comportamiento vertical presenta un comportamiento de curva asintota la cual se debe a que el desplazamiento del resorte está restringido por el chasis y el sistema sigue absorbiendo carga [20].

La Figura 2.14 muestra una curva típica con las zonas previamente mencionadas, cabe mencionar que es posible una quinta zona, si se utiliza un resorte de hojas múltiples de doble sección, (ver Figura 2.15), la cual se encuentra situada entre la zona libre de desplazamiento y el acoplamiento de las hojas en el resorte, ocasionado por el uso de perchas auxiliares que funcionan como una barrera previa al chasis.

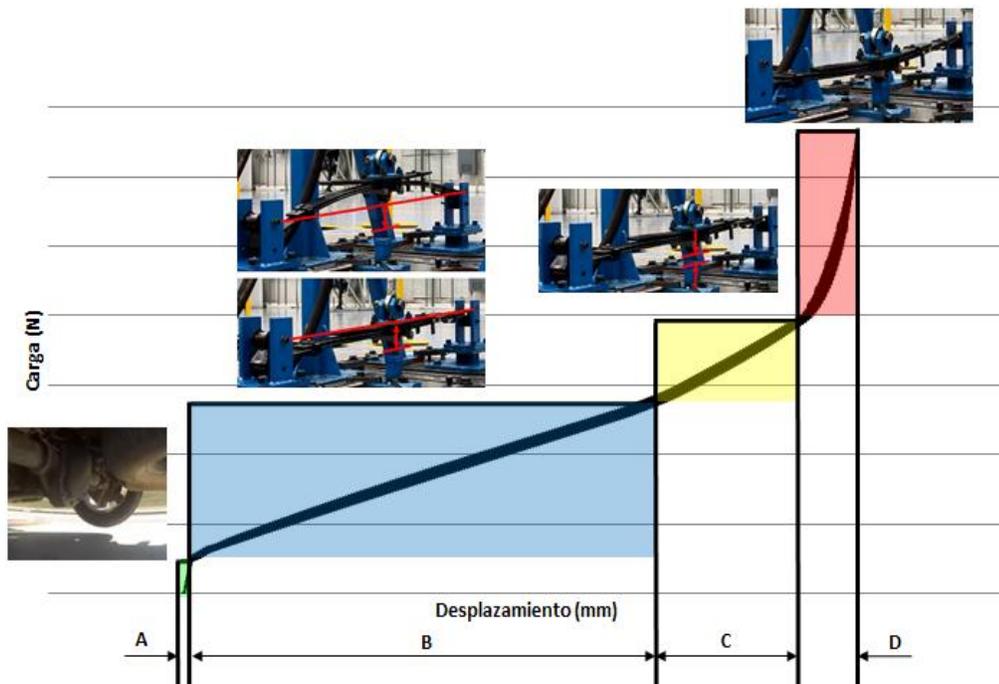


Figura 2.14: Gráfica típica de fuerza-deformación correspondiente a un resorte de hojas [20].

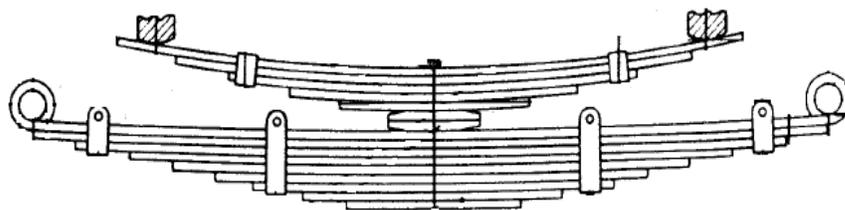


Figura 2.15: Resorte de hojas múltiples de doble sección [23].

2.9 CONCLUSIONES.

Analizar los elementos que componen una suspensión y su aportación en el desempeño de ésta es de suma importancia al diseñar y modificar un sistema de suspensión, ya que al conocer que se desea mejorar en dicho sistema, se sabrá que componente o componentes debemos modificar en primera instancia. A su vez, el conocer los diferentes tipos de suspensiones disponibles, ayuda en la selección del más apto para las necesidades específicas del vehículo.

Una vez seleccionado el sistema, se muestra que uno de los elementos con diferentes tipos son los resortes, este estudio se enfoca en los resortes de hojas, los cuales a su vez cuentan con diferentes tipos de éstos. En este capítulo se muestran los diferentes tipos y uso más común, ya que la configuración de un resorte de hojas está directamente relacionada con el peso que soportara el vehículo.

Por otro lado, se muestra la clasificación de las diversas pruebas que se deben realizar en un K&C para la creación de casos de carga vertical, lateral y longitudinal en la suspensión. Finalmente se explicó el comportamiento típico de un resorte sometido a carga vertical, detallando las zonas de la curva.

CAPÍTULO 3

PRUEBAS FÍSICAS

3.1 INTRODUCCIÓN.

En este capítulo se definen el conjunto de pruebas realizadas durante el proyecto, describiendo el desarrollo, procedimiento y los objetivos que se persiguen en cada prueba. En primera instancia se realizó una prueba de K&C la cual se tomó como referencia para las pruebas consecuentes. Se encuentra específicamente la correlación entre los resultados de las condiciones: vertical, lateral y longitudinal. A su vez se realizaron pruebas de caracterización para el resorte y el amortiguador, ésto con la finalidad de obtener la constante elástica y el amortiguamiento crítico respectivamente. Finalmente se replicaron pruebas K&C en las instalaciones de la empresa, con la limitante de considerar sólo el sistema de suspensión y no el vehículo completo.

Con el fin de complementar la información presentada en este capítulo, se inicia con un comparativo o “benchmarking” de cinco camionetas clase 1 (ver anexo 1) como la estudiada en esta tesis, en el cual, se observan las variables de cada sistema. Ésta comparación sirve como marco de referencia para comprender la importancia de cada una de las variables involucradas en un sistema de suspensión del mismo tipo y el efecto que conlleva como un sistema final.

3.2 BENCHMARKING.

3.2.1 Especificaciones.

Existen dos especificaciones en el diseño de una camioneta que son de suma importancia para el cliente: la capacidad de carga y el peso final del vehículo, de los cuales dependerán factores como la velocidad de manejo y el consumo de combustible. En la Tabla 3.1, se puede observar el porcentaje del peso final del vehículo que se usa como capacidad de carga de cada camioneta, este porcentaje no es constante entre las camionetas analizadas.

Tabla 3.1: Especificaciones técnicas de capacidades para cada camioneta considerada en el Benchmark.

	Amarok	Ranger	Hilux	Colorado	Tacoma
Distancia entre ejes (mm)	3095	3220	3085	3200	3239
Peso total del vehículo (kg)	3040	3200	2835	2268	2223
Peso chasis (kg)	224	174.7	183.6	201.6	194.8
Capacidad de carga (kg)	1303	1255	1045	958	612
Porcentaje de capacidad de carga	43%	39%	37%	42%	28%
Capacidad de remolque (kg)	2999	3349	2500.2	1360	1587
Tipo de suspensión	Frnt: Coil Spring				
	RR: Leaf Spring				

Como se observa en la Tabla 3.1, aun y cuando las cinco camionetas estan consideradas dentro de la misma clase, las capacidades de carga no son las mismas, incluso se puede tener una diferencia casi del doble entre la de mayor y menor capacidad. A su vez, se puede observar que los pesos del chasis es muy similar, por lo que se puede concluir que las diferencias de peso y capacidades se atribuye a los otros sistemas sujetos al chasis de las camionetas (masa suspendida y masa no suspendida).

3.2.2 Suspensión trasera.

Como se ha mencionado anteriormente, la literatura establece que el diseño de una suspensión se crea a partir de la capacidad de carga final del vehículo, en el caso de las camionetas, la capacidad de carga es uno de los principales factores del diseño del vehículo completo, es por eso que la suspensión de resorte de hojas es tan comúnmente usado. En la Tabla 3.2 se observan las diferentes variables relacionadas con el resorte de hojas, como lo son: el espesor, ancho y altura, así como el número de hojas utilizado por cada suspensión.

Tabla 3.2: Variables del resorte utilizado en cada camioneta considerada en el Benchmark.

	Amarok	Ranger	Hilux	Colorado	Tacoma
Cantidad de hojas en base a su dirección de curva	4 / 2	3 / 1	3 / 1	3 / 1	2 / 1
Espesor (mm)	8 / 14.5	8 / 17.5	9/16	7 / 12.67	9 / 16
Ancho (mm)	70	60	60	60	60
Largo (mm)	1490	1385	1380	1308	1358
Constante elástica "K" (N/mm)	60.71	25.55	37.04	32.01	34.78

3.2.3 Configuración de montaje.

El montaje de la suspensión al chasis es muy importante, ya que este modifica e integra todos los elementos individuales (amortiguador, resorte, etc.) como un sistema único, lo que da por resultado un desempeño completamente diferente. El montaje involucra los siguientes puntos:

- Dirección y ángulo de los gemelos ("shackle").
- Distribución de la carga (Posición del eje).
- Ángulo de los amortiguadores.

En la Tabla 3.3 se puede observar un recopilado de esta información para cada una de las camionetas analizadas, lo cual da un panorama más amplio de las diferentes propuestas que se pueden realizar para mejorar el desempeño de una suspensión.

Tabla 3.3: Variables de montaje de la suspensión para cada camioneta considerada en el Benchmark.

	Amarok	Ranger	Hilux	Colorado	Tacoma
Ángulo de posición de los gemelos (shackle)	<u>-5°</u>	<u>-17.5°</u>	<u>-25°</u>	<u>-20.1°</u>	<u>-31.8°</u>
Distancia entre el eje vs buje frontal (mm)	<u>755</u>	<u>580</u>	<u>750</u>	<u>654</u>	<u>739</u>
Porcentaje de distribución de carga (%)	<u>50 / 50</u>	<u>44 / 56</u>	<u>52 / 48</u>	<u>50 / 50</u>	<u>54 / 46</u>

Tomando en cuenta las variables consideradas en las Tablas 3.2 y 3.3, una suspensión con una constante elástica alta, proporciona una capacidad de carga mayor, sin embargo, las capacidades de carga mostradas en la Tabla 3.2 fueron calculadas con la Ecuación 2.1, por lo que no contempla los datos de montaje del resorte de hojas, por esta razón, se caracterizó el resorte tomando con la configuración de montaje y sin esta (ver subcapítulo 3.4).

3.3 PRUEBA DE K&C.

Para esta prueba se subcontrató a un proveedor localizado en Carolina del Norte, Estados Unidos (Morse Measurements) siendo éste el más cercano a México, ya que esta clase de estudios no se realizan en nuestro país. La prueba de K&C fue realizada con una máquina Anthony Best [35], las pruebas realizadas se muestran en la Tabla 3.4 (cuatro pruebas cinemáticas y 5 pruebas de cumplimiento), la adquisición de datos se realiza de manera lenta, para evitar cualquier fuerza de inercia derivada de la aceleración o rebote

ocasionado por los amortiguadores, cabe señalar que la fuerza aplicada se mide en “G”, que señala cuantas veces se aplica el peso total del vehículo (por sus siglas en inglés GVW, Gross Vehicle Weight).

Tabla 3.4: Matriz de las diferentes pruebas realizadas a la camioneta Tacoma durante la prueba de Kinematic and Compliance (K&C).

	Tipo de prueba	Límites de desplazamiento para cada prueba
Pruebas cinemáticas	Rebote con barra estabilizadora	142 mm compresión 115 mm rebote
	Rebote y Paso	Frontal: 157 mm compresión 115 mm rebote Trasera: 142 mm compresión 130 mm rebote
	Balance sin barra estabilizadora	+/- 6 grados
	Balance con barra estabilizadora	+/- 6 grados
Pruebas de cumplimiento	Lateral opuesto	+/- 0.7 G
	Lateral paralelo	+/- 0.7 G
	Alineamiento opuesto	+/- 150 N*m
	Alineamiento paralelo	+/- 150 N*m
	Frenado	- 0.7 G

La máquina cuenta con una mesa central sostenida por cuatro actuadores verticales, la cual sujeta al vehículo por medio del chasis, gracias a esto se realizan las pruebas de bote, rebote y balance (pruebas verticales). Para obtener los casos de carga aplicada por el efecto del manejo en curvas (pruebas laterales), se cuenta con cuatro discos en los cuales descansa cada uno de los neumáticos, la carga es aplicada gracias a 4 actuadores, los cuales se desplazan de forma paralela u opuesta. Por ultimo cuatro actuadores

longitudinales son utilizados para replicar los efectos de aceleración y frenado en cada neumático. Cabe mencionar que los discos frontales giran sobre su propio eje, para obtener la razón de desplazamiento entre el volante y el sistema de dirección (en este trabajo se descarta esta prueba, debido a que el enfoque es acerca de la suspensión trasera de la camioneta).

3.3.1. Resultados de prueba K&C para el caso de vehículo Tacoma.

De una prueba K&C como la que se solicitó se obtienen aproximadamente 50 diferentes parámetros por cada prueba independiente tal y como se muestra en la Tabla 3.4, dando como resultado más de 1000 diferentes parámetros de medición con los cuales es posible estudiar efectos como transferencia de carga, maniobrabilidad de manejo, casos de carga, etc. Como se ha mencionado anteriormente el alcance de este proyecto es únicamente la determinación de las fuerzas involucradas en la suspensión trasera para cargas verticales, laterales y longitudinales. A continuación se muestra los resultados para los casos estudiados en este proyecto.

3.3.1.1 Carga-desplazamiento vertical.

En esta prueba se contemplan dos formas para la aplicación de cargas. La primera es carga y desplazamiento igual para los cuatro neumáticos, esto significa que alguna de las dos suspensiones queda con desplazamiento restante, ya que estos muy frecuentemente no son iguales. La segunda es carga y desplazamiento completo, lo que significa una transferencia de carga por el efecto de paso (pitch). En la Figura 3.1 se puede observar el cómo fue realizada esta prueba, los resultados de estas pruebas se presentan en la Figura 3.2.

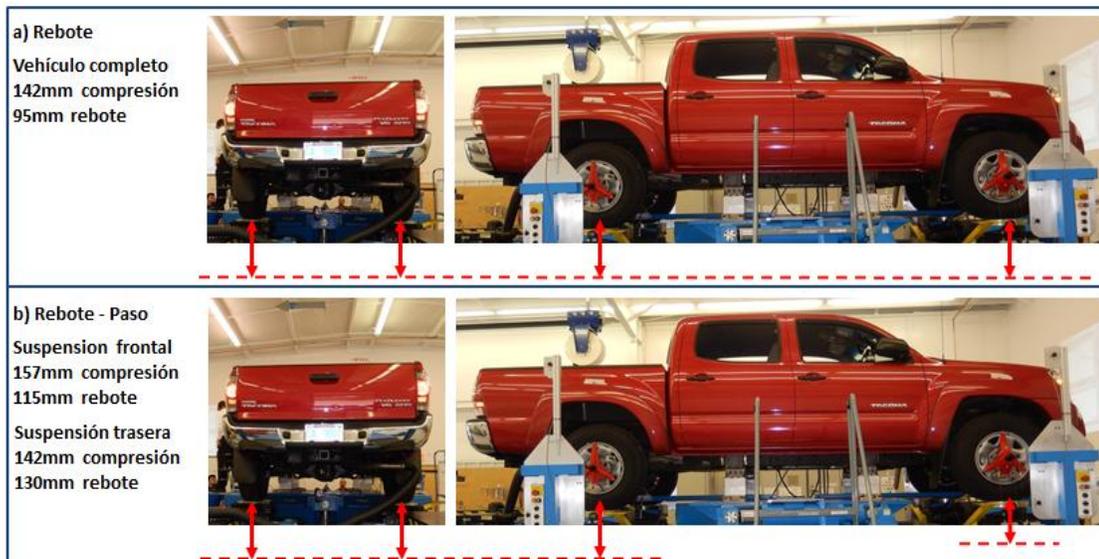


Figura 3.1: Prueba de rebote (a) y prueba de rebote-paso (b), en la parte izquierda de la imagen se pueden observar el desplazamiento total realizado en cada prueba.

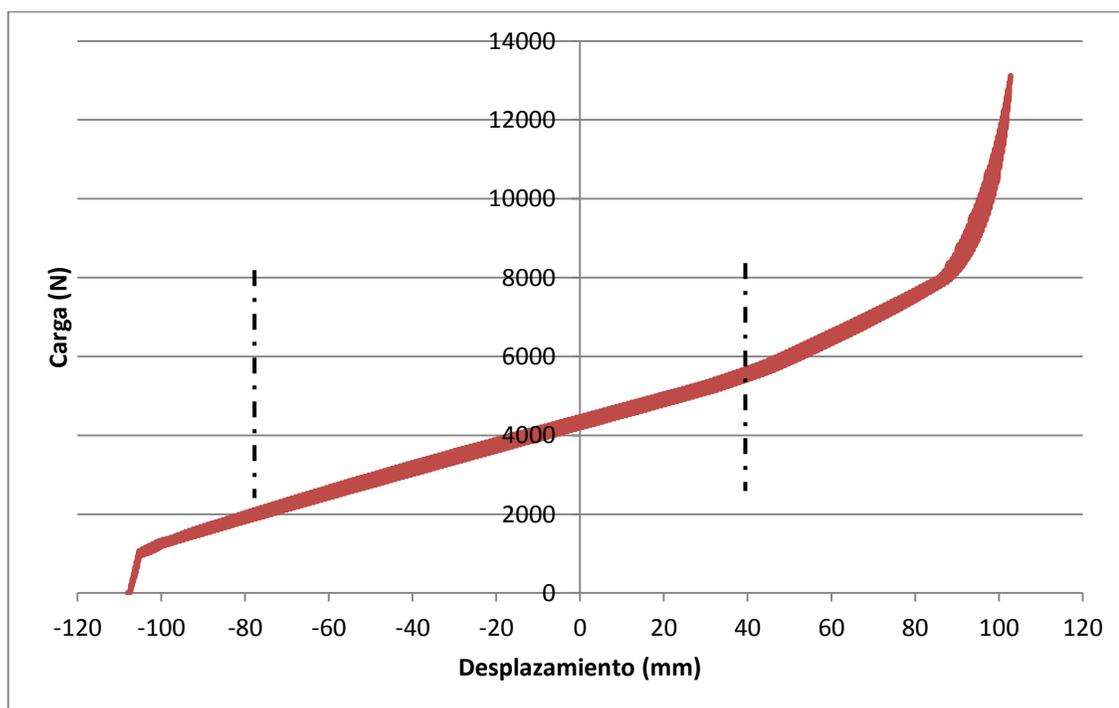


Figura 3.2: Gráfica de fuerza-deformación resultado de la prueba vertical del K&C. que representa la rigidez vertical del sistema. El eje horizontal representa el desplazamiento en milímetros, y el eje vertical la carga en Newtons (ver 2.8).

A partir de la curva mostrada en la Figura 3.2 se realizó un ajuste de primer orden (lineal) para estas curvas dentro del rango de -80mm hasta 40mm en el eje x, que se puede observar en la Ecuación 3.1, este ajuste fue realizado en Excel.

$$(29.65)x + 4331 \quad \text{Ecuación (3.1)}$$

En base a este ajuste, se puede determinar que la para carga vertical la constante elástica del resorte es de 29.65 N/mm.

3.3.1.2 Carga-desplazamiento lateral.

La prueba lateral se realiza de dos maneras: primero, un desplazamiento paralelo (caso real) y posteriormente un desplazamiento opuesto (caso no real), este desplazamiento opuesto tiene como finalidad conocer el desempeño del chasis, la Figura 3.3 muestra cómo fue realizada esta prueba.



Figura 3.3: Detalle de la prueba K&C, prueba lateral con desplazamiento opuesto (a), prueba lateral con desplazamiento paralelo (b).

En la Figura 3.4 se muestran los resultados obtenidos, debido a que la posición con carga cero, es la posición vehicular del centro del neumático sin carga lateral, el símbolo de la carga aplicada significa la dirección de ésta.

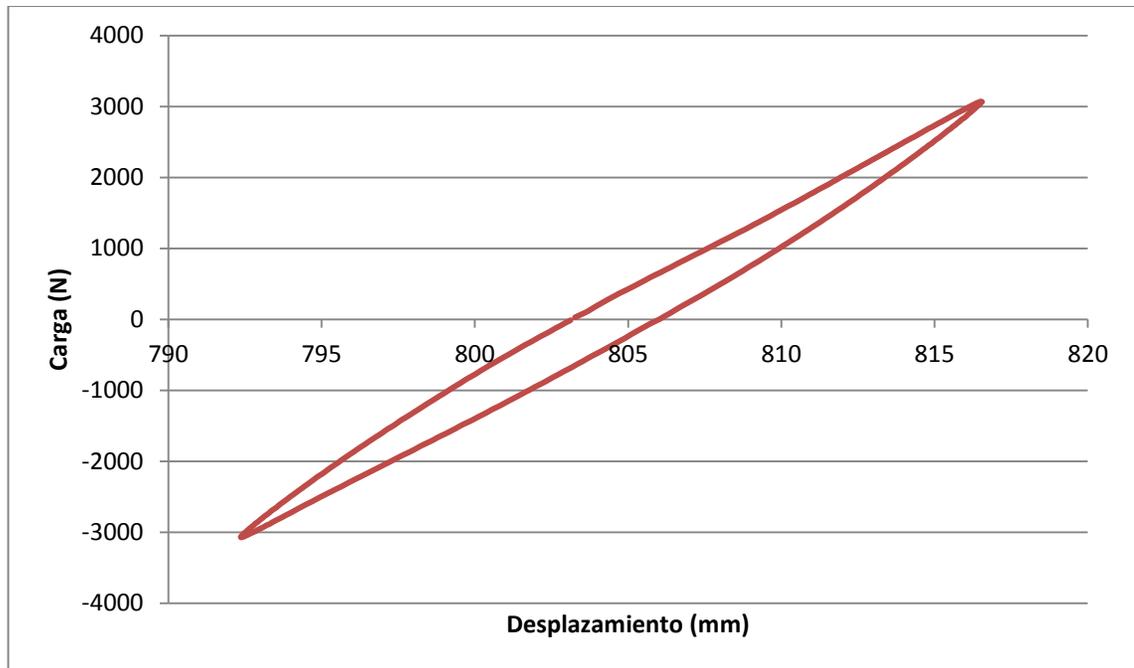


Figura 3.4: Gráfica de fuerza-deformación resultante de la prueba lateral del K&C, que representa la rigidez lateral del sistema. El eje horizontal representa el desplazamiento en milímetros, y el eje vertical la carga en Newtons.

3.3.1.3 Carga-desplazamiento longitudinal.

La prueba longitudinal sirve para conocer el efecto en la suspensión en una acción de frenado o aceleración del vehículo, debido a que el neumático sufre una deformación al momento de una aceleración o frenado, se optó por analizar el efecto en las tres posiciones disponibles:

- Centro del Neumático (COW).
- Centro de Geometría (COG).
- Centro de Contacto (COP).

En la Figura 3.5 se puede observar el cómo se adaptó esta prueba y se detectaron los puntos mencionados. Además, en la Figura 3.6 se indican las curvas de Esfuerzo-Deformación de los puntos previamente citados.



Figura 3.5: Detalle de la prueba K&C. prueba longitudinal, las flechas rojas señalan el efecto de frenado, mientras que las flechas azules señalan el efecto de aceleración.

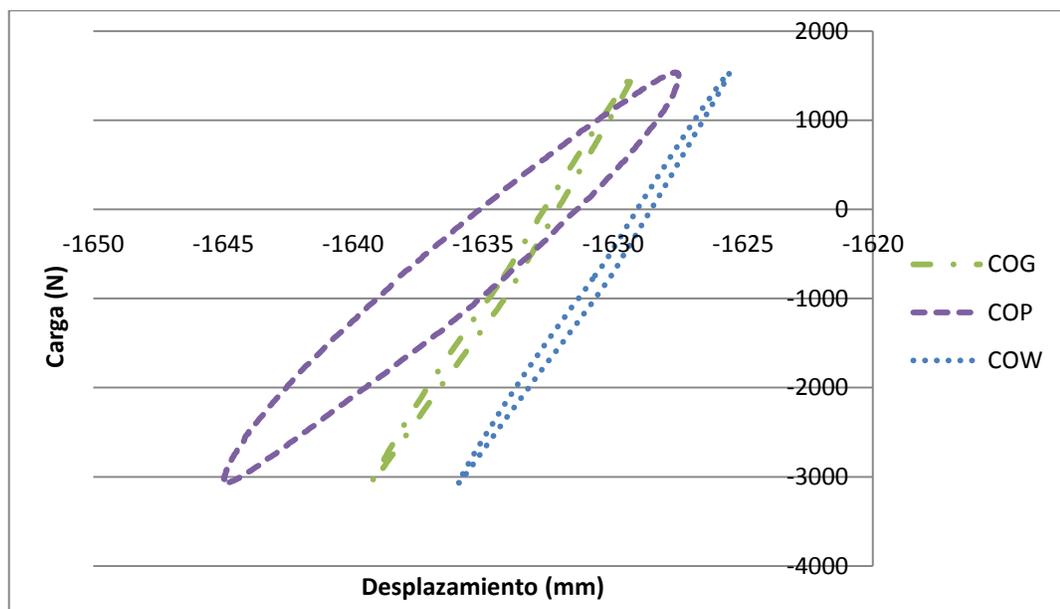


Figura 3.6: Gráfica de fuerza-deformación resultado de la prueba longitudinal del K&C, que representa la rigidez longitudinal del sistema. El eje horizontal representa el desplazamiento en milímetros, y el eje vertical la carga en Newtons, la línea punteada color celeste representa los datos medidos en el centro del neumático (COW), la línea fantasma color verde representa los datos medidos en el centro de geometría del neumático (COG), por ultimo, la línea seccionada color morado representa los datos medidos en el centro de pisada del neumático (COP).

3.4 CARACTERIZACIÓN DEL RESORTE.

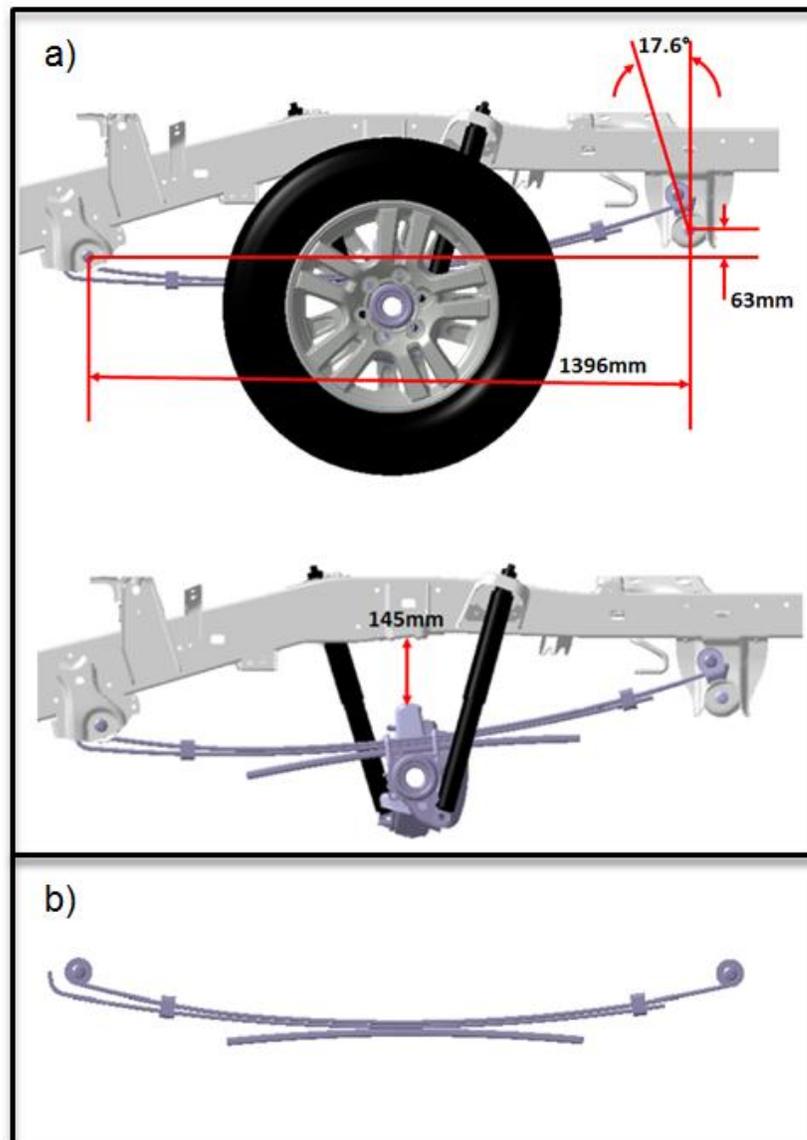


Figura 3.7: Resorte de hojas montado al chasis (a), resorte hojas sin montaje, esta es la forma típica en que son probados este tipo de resortes por los fabricantes (b).

La caracterización del resorte se realizó de dos maneras diferentes, (a) simulando el montaje a la camioneta y (b) libre de restricciones. Se realizaron estas dos pruebas para detectar la variación en la razón de carga-deformación entre ambas condiciones. Ambas pruebas se configuraron con un grado de

libertad en la parte frontal (rotación en “y”) y dos grados de libertad en la parte trasera (traslación en “x” y rotación en “y”). En la Figura 3.7 se pueden observar los parámetros para cada prueba (distancias entre los puntos de sujeción del resorte al chasis). Mientras que la Figura 3.8 muestra los grados de libertad, previamente mencionados, la diferencia entre ambas pruebas, es el uso de gemelos en el ensamble (“shackle”). Se realizaron 20 ciclos y dos repeticiones para cada prueba. Este procedimiento fue realizado en las instalaciones de Metalsa, localizadas en el PIIT (Parque Industrial de Innovación Tecnológica). La Figura 3.9 muestra el montaje de esta prueba.

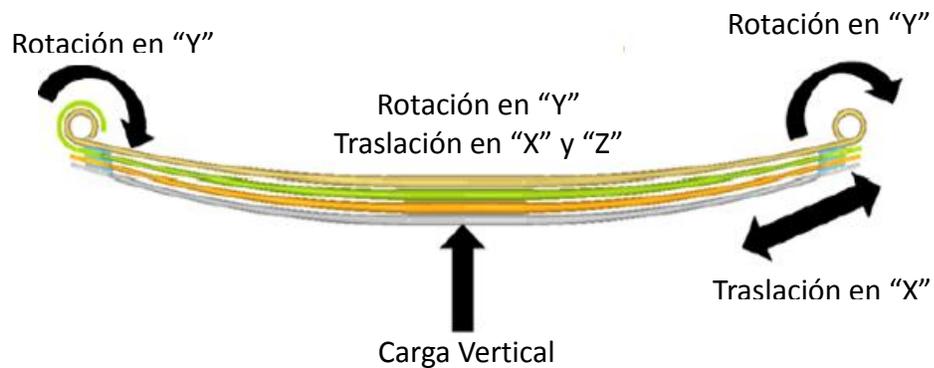


Figura 3.8: Grados de libertad para la sujeción frontal y trasera de un resorte de hojas, el efecto de traslación en la parte trasera esta dado por los gemelos [14].



Figura 3.9: Montaje de las pruebas realizadas a los resortes de hojas realizado en las instalaciones de Metalsa localizadas en el PIIT.

3.4.1 Resultados.

En esta prueba no se consideró el resorte en estado libre de carga, por lo que solo se observa un cambio en el comportamiento de la curva derivado del contacto con el tope del chasis (Figura 3.10), realizando un ajuste de primer orden (lineal) dentro del rango de -35mm a 60mm en el eje x; este ajuste fue realizado en Excel. La Ecuación 3.3 muestra el ajuste para la curva obtenida de la prueba sin gemelos, por otro lado la Ecuación 3.4 muestra el ajuste para la curva obtenida de la prueba con gemelos:

$$(27.49)x + 2585 \quad \text{Ecuación (3.3)}$$

$$(29.83)x + 2819 \quad \text{Ecuación (3.4)}$$

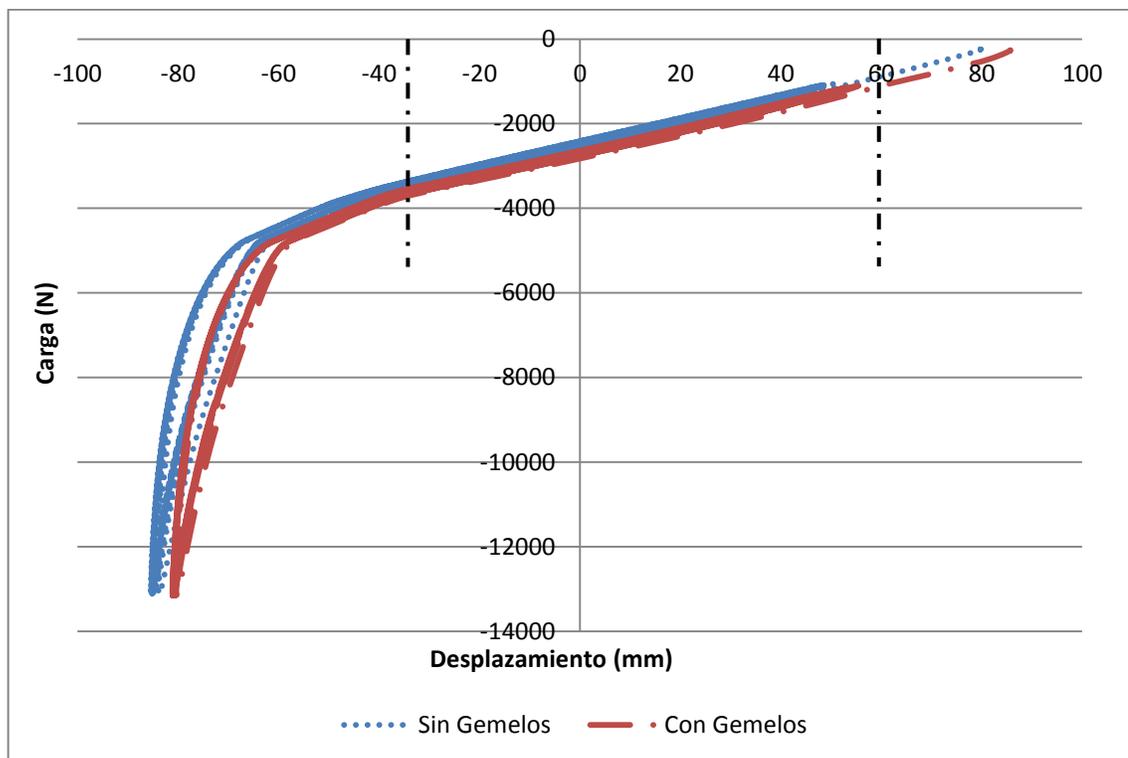


Figura 3.10: Gráfica de fuerza-deformación resultado de la caracterización del resorte con y sin gemelos, que representa la rigidez del resorte para ambos casos. El eje horizontal representa el desplazamiento en milímetros, y el eje vertical la carga en Newtons.

En base a estos ajustes, se puede determinar que la constante elástica del resorte, aumenta con el uso de los gemelos, al momento del ensamble.

- Sin gemelos: 27.49 N/mm
- Con gemelos: 29.83 N/mm

A su vez, se realizó un cálculo teórico con la ayuda de la Ecuación 2.1 presentada en el capítulo 2, dando como resultado una constante elástica de 34.78 N/mm. Con esto se concluye que el valor de constante elástica cambia dependiendo el montaje del resorte para dicha prueba, y que el resultado obtenido mediante con la Ecuación 2.1, tiene un porcentaje de correlación de 79% sin gemelos y 85% con gemelos, cabe señalar que la ecuación no contempla el uso de gemelos.

3.5 CARACTERIZACIÓN DEL AMORTIGUADOR.

Esta caracterización fue realizada con el objetivo de obtener el porcentaje de amortiguamiento crítico (Ecuación 3.5), para lo cual fue necesario obtener una serie de datos, amplitudes a diferentes frecuencias; en la Tabla 3.5, se observan los diferentes parámetros y restricciones en dichas pruebas. Esto fue realizado en las instalaciones de Metalsa, localizadas en el PIIT (Parque Industrial de Innovación Tecnológica); en la Figura 3.11 se observa el montaje de esta prueba.

$$C_c = 2\sqrt{km} \quad \text{Ecuación (3.5)}$$



Figura 3.11: Detalle del montaje de las pruebas realizadas al amortiguador realizado en las instalaciones de Metalsa localizadas en el PIIT.

Tabla 3.5: Parámetros y restricciones para la prueba realizada al amortiguador.

Tomas	Ciclos	Amplitud (mm)	Hz	Tiempo (s)
1	5	3	0.5	9.87
2	5	3	1	14.94
3	5	3	2	17.49
4	5	2	3	19.17
5	5	1.5	4	20.42
6	5	1	5	21.43
7	5	0.5	6	22.26
8	5	0.4	7	22.98
9	5	0.3	8	23.6
10	5	0.3	9	24.16
11	5	0.3	10	24.67
12	5	0.3	11	25.12
13	5	0.3	12	25.53

3.5.1 Resultados.

Para el análisis de los resultados obtenidos de esta prueba, se calculó en primera instancia el amortiguamiento crítico del sistema (El coeficiente de amortiguamiento es una medida de la rapidez con que describe la decadencia oscilaciones de un rebote a la siguiente) con ayuda de los resultados obtenidos del K&C, para lo cual fue necesario definir en primera instancia los siguientes parámetros:

- Relación de movimiento entre el vehículo y el amortiguador: 1.5.
- Masa no suspendida (1/4 de vehículo): 301.2 kg.
- Razón carga-deformación del neumático: 29530 N/m.

$$C_{cR} = 2\sqrt{29530 * 301.184 * 1.15^2}$$

Realizando el cálculo con las variables previamente establecidas, se encuentro el siguiente valor de amortiguamiento crítico: 7888.12 N/m/s, una vez obtenido este valor, se puede calcular un porcentaje del mismo en base a la carga y la velocidad del amortiguador.

En la Figura 3.12 se puede observar el coeficiente de amortiguamiento crítico para el efecto de Bote (compresión), gracias a un benchmarking realizado por Metalsa a 10 diferentes camionetas, donde se encontró que el promedio de este valor está por debajo de 0.15; a medida que este valor aumenta, la rigidez del sistema se incrementa. En el caso de este estudio se encontró un resultado superior de 0.5 para bajas velocidades, lo que provoca una rigidez excesiva en baches y desperfectos de la carretera, en cambio, para altas velocidades el resultado marca una constante en rigidez ya que está por arriba de 0.2.

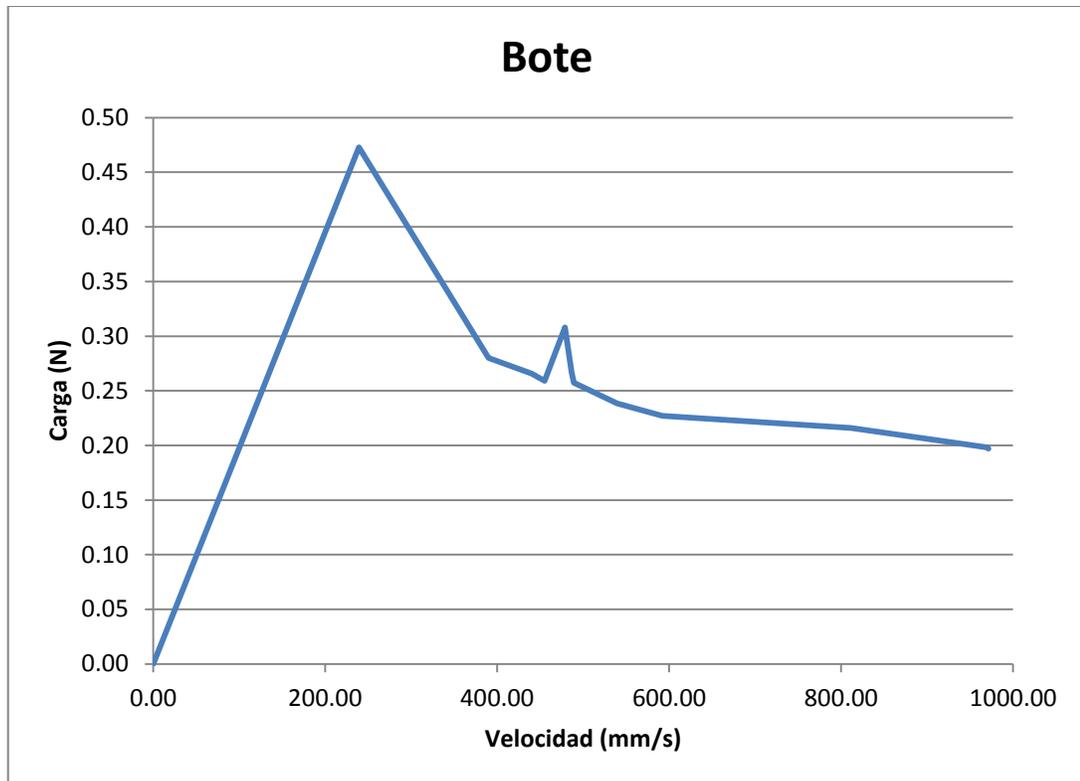


Figura 3.12 Coeficiente de amortiguamiento crítico para el efecto de Bote de la suspensión trasera de la camioneta Tacoma.

En el caso de rebote, Figura 3.13, la razón de amortiguamiento es de 0.35 para velocidades bajas, lo que genera un ciclo de recuperación bajo al pasar un bordo, pero también representa saltos repentinos al frenar y sensación de recuperación lenta después de altos golpes. Sin embargo para altas velocidades se muestran resultados cerca de 0.2, aun y cuando esto es benéfico ya que se evitan grandes ciclos de recuperación, la sensación de vibración o saltos durante el manejo será susceptible al conductor.

En el Anexo 2, se detallan los datos utilizados para el cálculo del amortiguamiento crítico, como su coeficiente, además, el cálculo de la velocidad en el amortiguador se describe en el Anexo 1, este cálculo se realizó, debido a que no se cuenta con sensores que entreguen este dato.

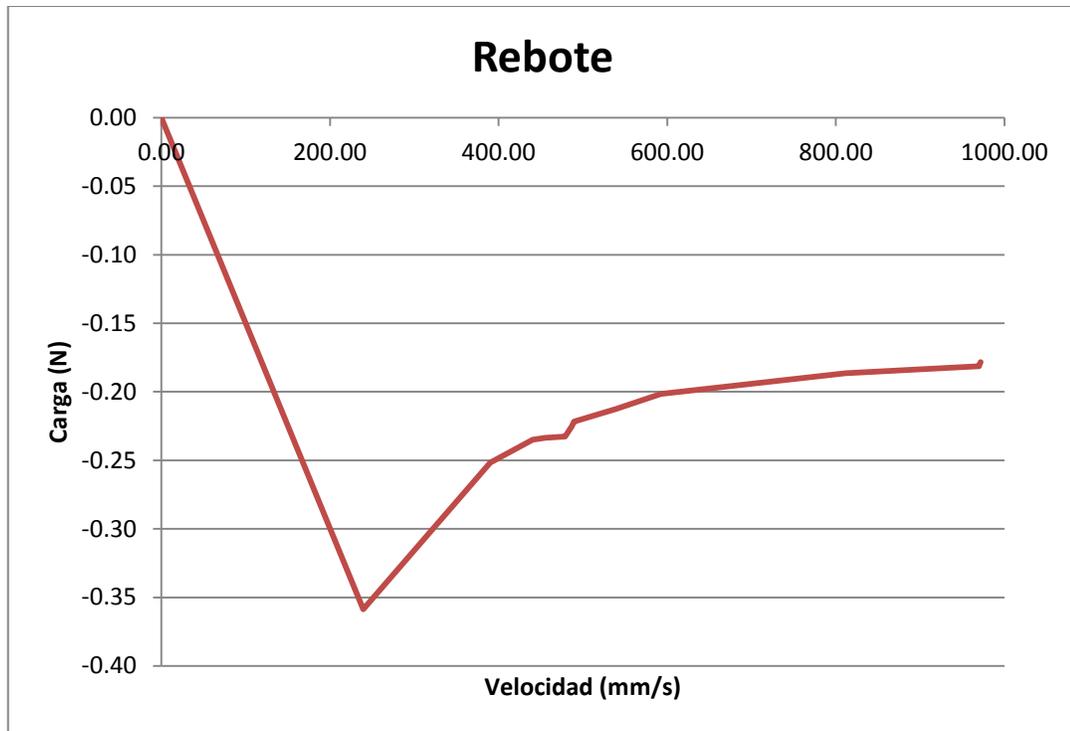


Figura 3.13: Coeficiente de amortiguamiento crítico para el efecto de Rebote de la suspensión trasera de la camioneta Tacoma.

3.6 PRUEBA DE ESFUERZO-DEFORMACIÓN (REPLICA K&C).

En esta prueba se necesitó una sección del chasis de la camioneta Tacoma, a la cual se le ensambló el sistema de suspensión trasera con la finalidad de replicar con ayuda de actuadores neumáticos los resultados obtenidos en el Kinematic and Compliance (K&C) y se dividió en 3 sub-pruebas:

- Prueba Vertical.
- Prueba Lateral.
- Prueba Longitudinal.

En la Figura 3.14, se puede observar la adaptación del sistema en el área de pruebas. Donde cada una consta de 20 ciclos para una mejor definición del sistema.



Figura 3.14: Detalle del montaje de las pruebas realizadas a la suspensión trasera de la Camioneta Tacoma realizado en las instalaciones de Metalsa

3.6.1 Resultados.

A continuación se detallan los resultados de las pruebas vertical, lateral y longitudinal realizadas en las instalaciones de Metalsa localizadas en el PIIT.

3.6.1.1 Prueba vertical.

En la Figura 3.15 se puede observar la curva obtenida de esta prueba, la cual se realizó sin neumáticos y sin la liberación de carga en el sistema por lo que no se obtiene el cambio de curva proveniente de ésta, la Ecuación 3.6 muestra el ajuste para la curva obtenida de esta prueba.

$$(29.38)x + 6712$$

Ecuación (3.6)

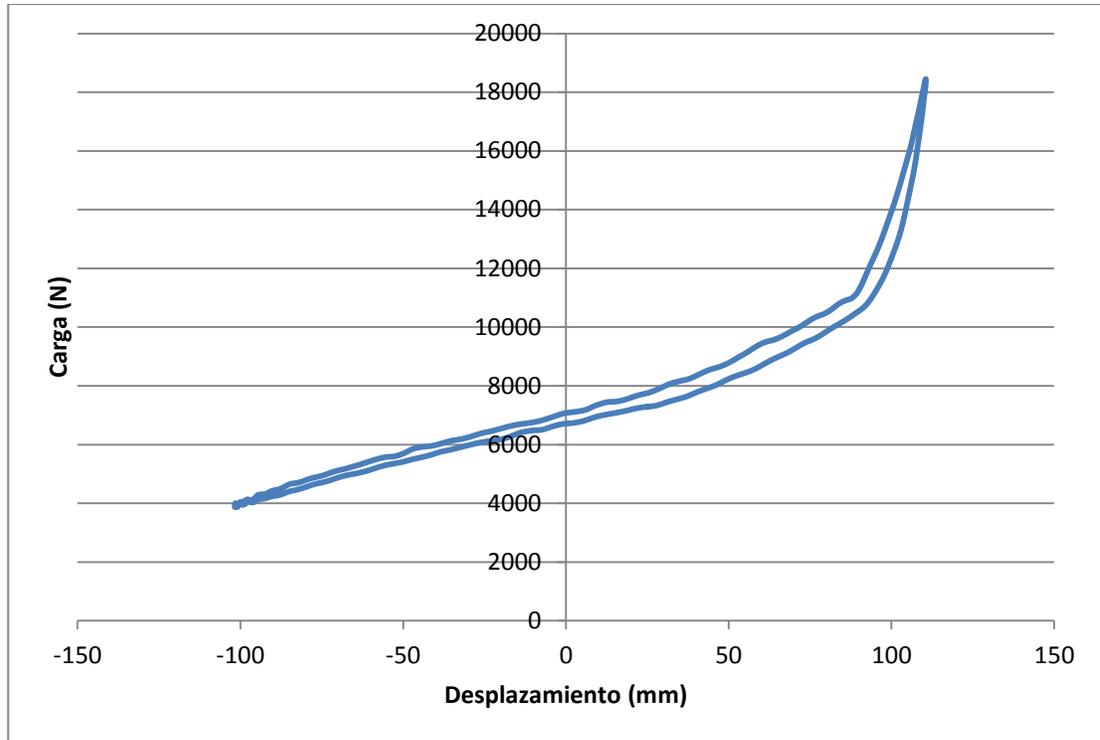


Figura 3.15: Gráfica de fuerza-deformación resultante de la prueba vertical efectuada en las instalaciones de Metalsa, que representa la rigidez vertical del sistema. El eje horizontal representa el desplazamiento en milímetros, y el eje vertical la carga en Newtons (ver 2.8).

3.6.1.2 Prueba lateral.

En el caso de la prueba lateral, la curva obtenida (Figura 3.16) fue muy diferente a la del K&C, por lo que se asume que en esta prueba es indispensable la deflexión dada por la deformación del neumático, ya que este fue el único factor que no se pudo contemplar en la prueba de laboratorio, debido al montaje del sistema.

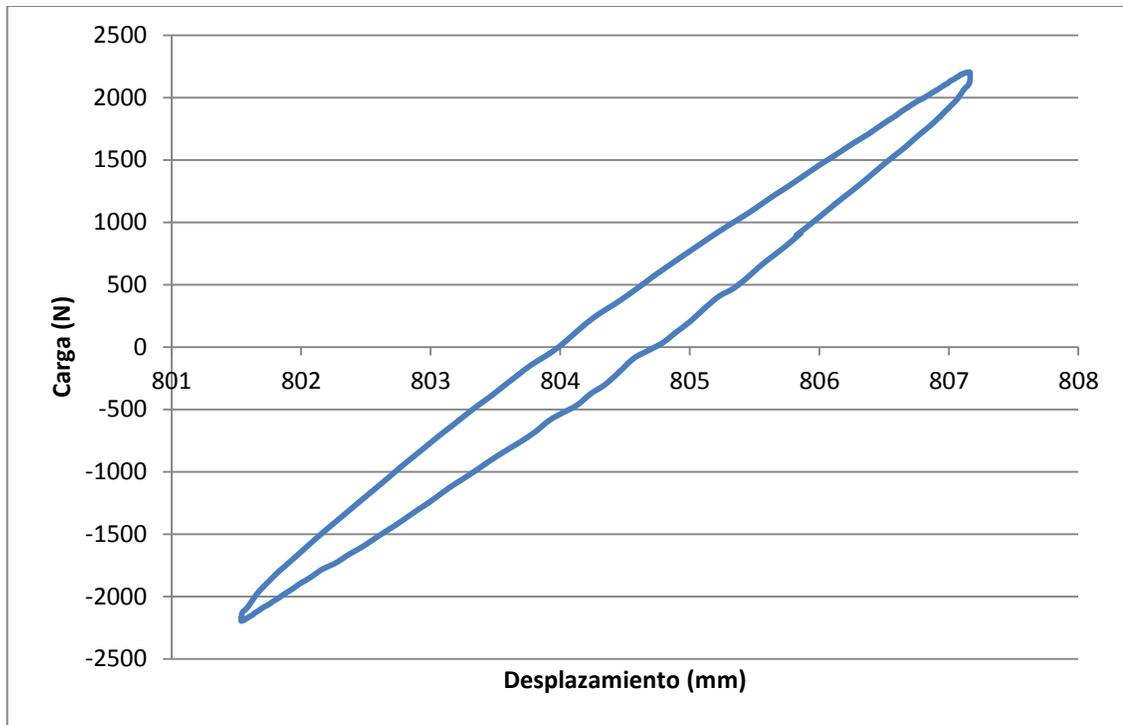


Figura 3.16: Gráfica de fuerza-deformación resultado de la prueba lateral efectuada en las instalaciones de Metalsa, que representa la rigidez lateral del sistema. El eje horizontal representa el desplazamiento en milímetros, y el eje vertical la carga en Newtons.

3.6.1.3 Prueba longitudinal.

En esta prueba sucedió algo similar a la prueba lateral, la deformación del neumático no fue considerado, por lo cual el desplazamiento fue más limitado en la prueba de laboratorio. La toma de datos fue directamente al centro del eje, la curva resultante de esta prueba se puede observar en la Figura 3.17.

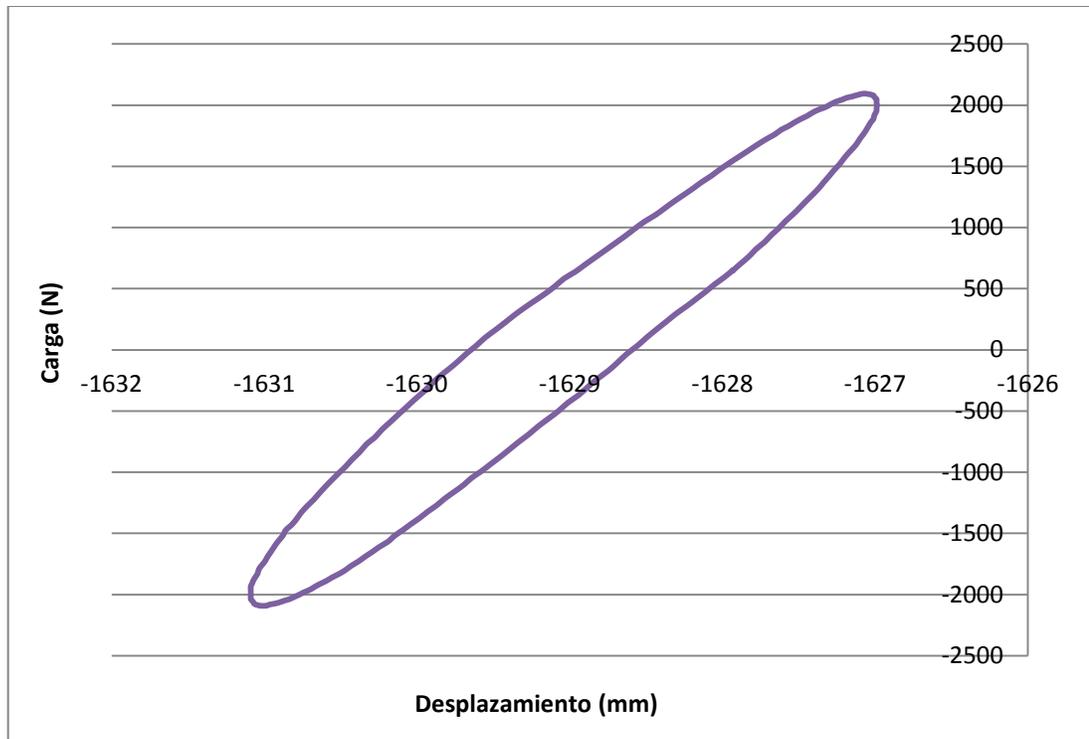


Figura 3.17: Gráfica de fuerza-deformación resultado de la prueba longitudinal efectuada en las instalaciones de Metalsa, que representa la rigidez longitudinal del sistema. El eje horizontal representa el desplazamiento en milímetros, y el eje vertical la carga en Newtons.

3.7 DISCUSIÓN.

Una vez realizadas las diferentes pruebas, se procedió a una comparación, con el fin de revisar la correlación entre las pruebas físicas y el K&C, en la Figura 3.18, se muestra gráficamente que el comportamiento vertical es muy similar, el desplazamiento de los resultados de laboratorios es normal en este tipo de comparaciones, ya que esta fue realizada solo al subsistema de suspensión y no al vehículo completo como es el caso del K&C.

Por otro lado y como se mencionó anteriormente los resultados laterales y longitudinales no fueron replicados al 100%, debido a que las pruebas de laboratorio fueron realizadas sin neumaticos, ya que el set up de la prueba se

complica con el ensamble de estas, esto representa una disminución en el desplazamiento del sistema, derivado de la deformación de la llanta, las Figuras 3.19 y 3.20 muestran la comparación de las pruebas laterales y longitudinales respectivamente,

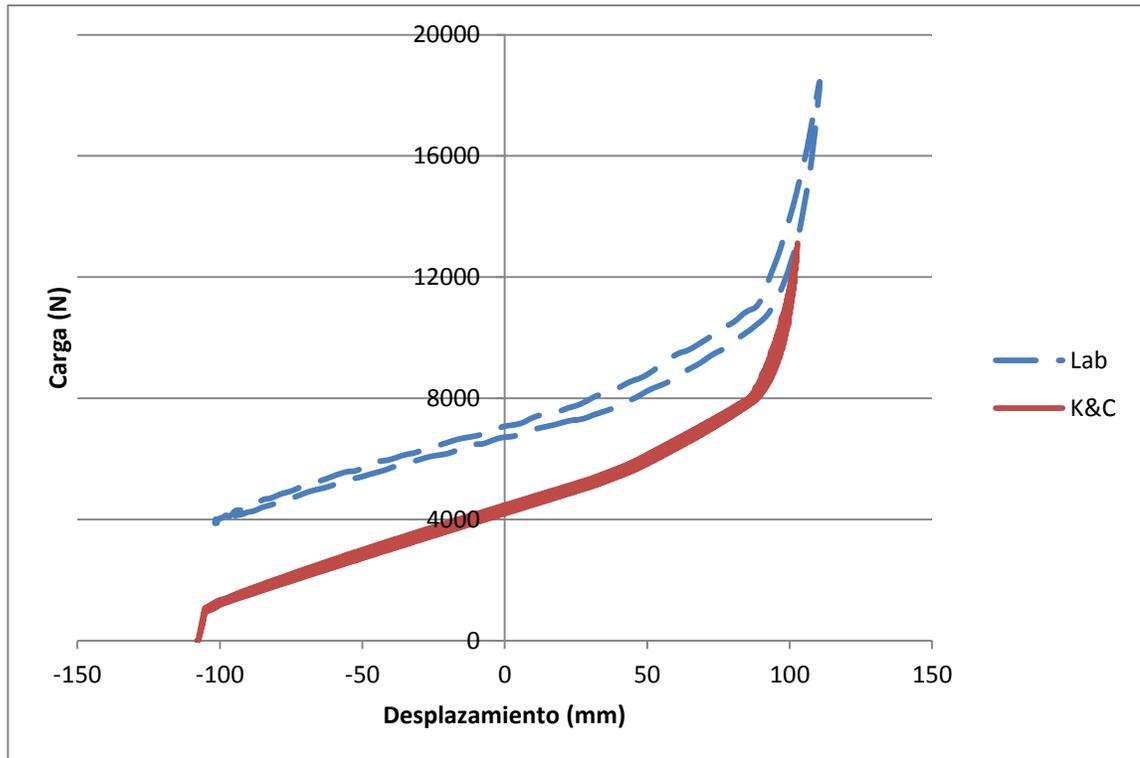


Figura 3.18: Gráfica comparativa de fuerza-deformación (vertical) entre la prueba efectuada en Metalsa y la prueba K&C.

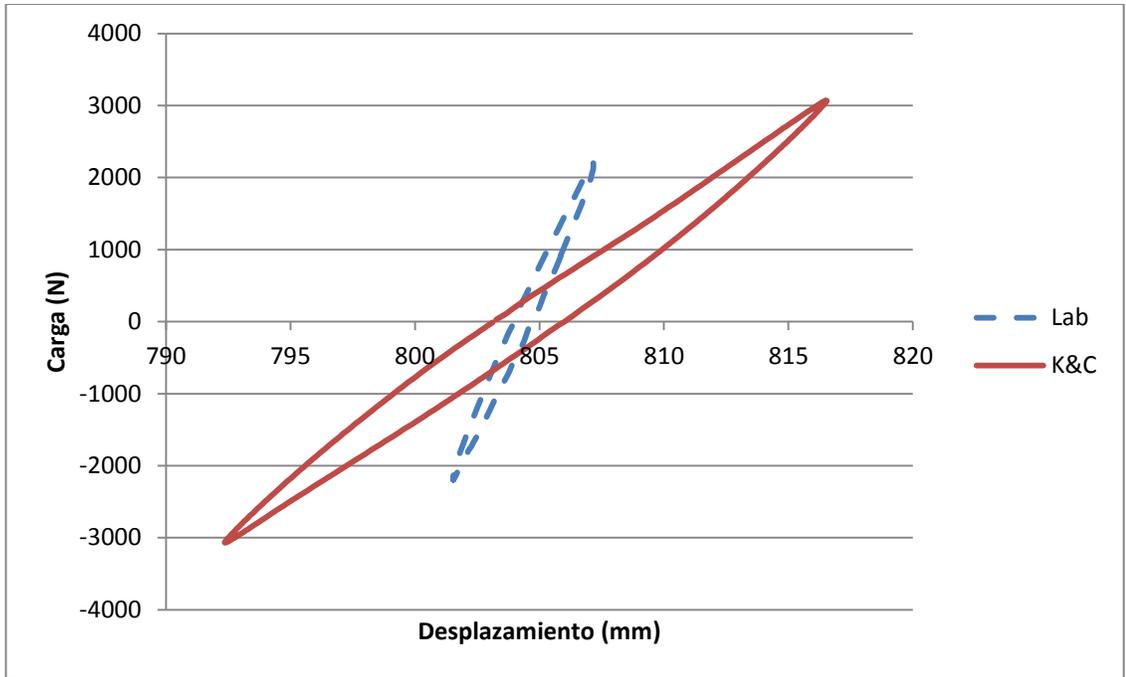


Figura 3.19: Gráfica comparativa de fuerza-deformación (lateral) entre la prueba efectuada en Metalsa y la prueba K&C.

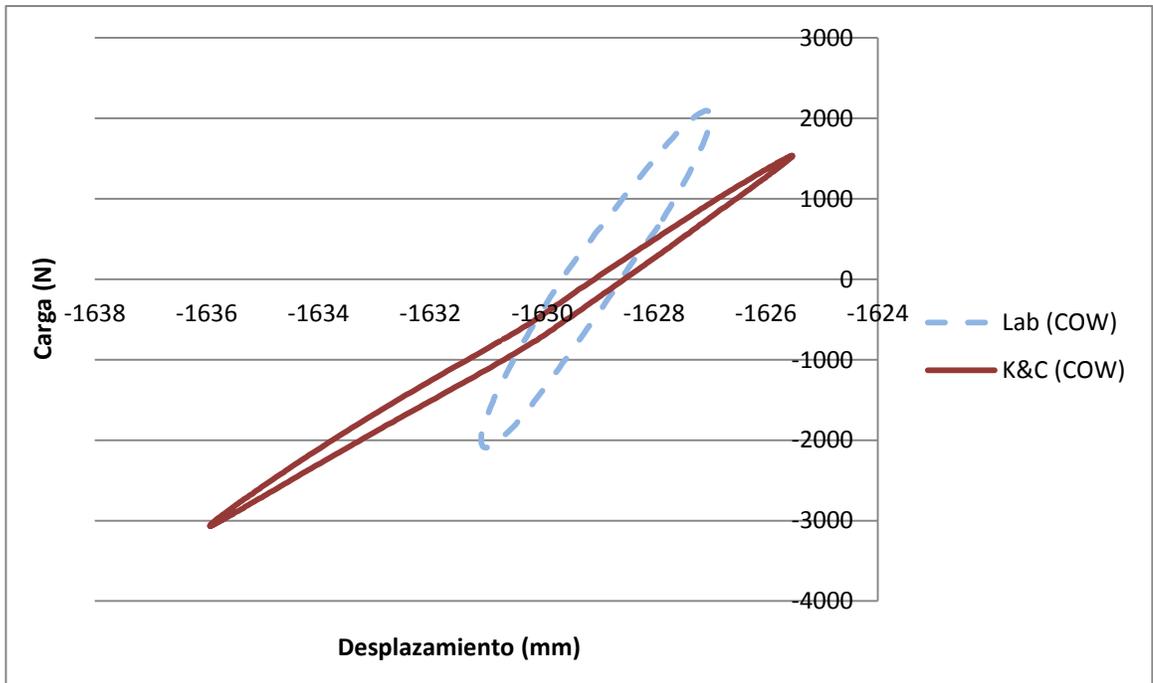


Figura 3.20: Gráfica comparativa de fuerza-deformación (longitudinal) entre la prueba efectuada en Metalsa y la prueba K&C, estos datos fueron medidos en el centro del neumático (COW).

En la Tabla 3.6 se puede observar un resumen de las diferentes razones de carga-deformación vertical del sistema y resorte respectivamente, obtenidas en cada prueba:

Tabla 3.6: Resultado de razón carga-deformación obtenido de las diferentes pruebas de laboratorio.

	K&C	Caracterización del resorte		Prueba vertical	Teórico
		Con gemelos	Sin gemelos		
K (N/mm)	29.65	29.83	27.49	29.38	34.78

3.8 CONCLUSIONES.

En este capítulo se presentó el procedimiento y los resultados de las pruebas de laboratorio necesarias para replicar los casos de carga vertical, lateral y longitudinal, los resultados verticales mostraron una muy buena correlación, siendo estos los de mayor importancia en este proyecto; esto se debe a que en las pruebas verticales se contemplan los parámetros cinemáticos del sistema, al contrario de las pruebas laterales y longitudinales, donde los parámetros de flexibilidad derivados de los neumáticos y bujes, tienen una gran influencia en los resultados.

La caracterización del resorte fue realizada para observar el efecto de los gemelos al momento de realizar el montaje en el sistema, a su vez, la caracterización del amortiguador se efectuó para utilizar los resultados de ésta, durante la construcción del modelo numérico, presentado en el siguiente capítulo.

CAPITULO 4

CASOS DE CARGA OBTENIDOS EN MOTION VIEW

4.1 INTRODUCCIÓN.

En este capítulo se explica brevemente el proceso y software usado para generar la réplica virtual de la prueba K&C, el Anexo 3 muestra los fundamentos básicos del software, y se muestran los resultados de las simulaciones numéricas en base al modelo virtual, con el propósito de replicar los resultados de las pruebas experimentales. Además, se realizó una evaluación del software, en cuanto a la lógica de uso se refiere, tomando como referencia los datos teóricos previamente revisados. El objetivo principal es replicar el comportamiento en el caso de carga vertical, ya que este es el más importante en cuanto a funcionamiento de la suspensión, además de que la hipótesis inicial es que el comportamiento lateral y longitudinal no es alcanzable en la simulación debido a la falta de la caracterización de los bujes y las llantas.

4.2 MODELADO DE LA SUSPENSIÓN.

Antes de comenzar con la simulación, se realizó un modelado del sistema de suspensión, éste se realizó con ayuda de un escaneo de un “rolling chassis” con el que se cuenta en las instalaciones de Metalsa. La creación del

modelo 3D se realizó con ayuda del Software CATIA, esta actividad además de ayudar a la obtención de datos para utilizarlos como entrada en la simulación, nos ayuda a conocer las posibles modificaciones que se pueden realizar al chasis, en la Figura 4.1 se muestra el modelo realizado en Catia.

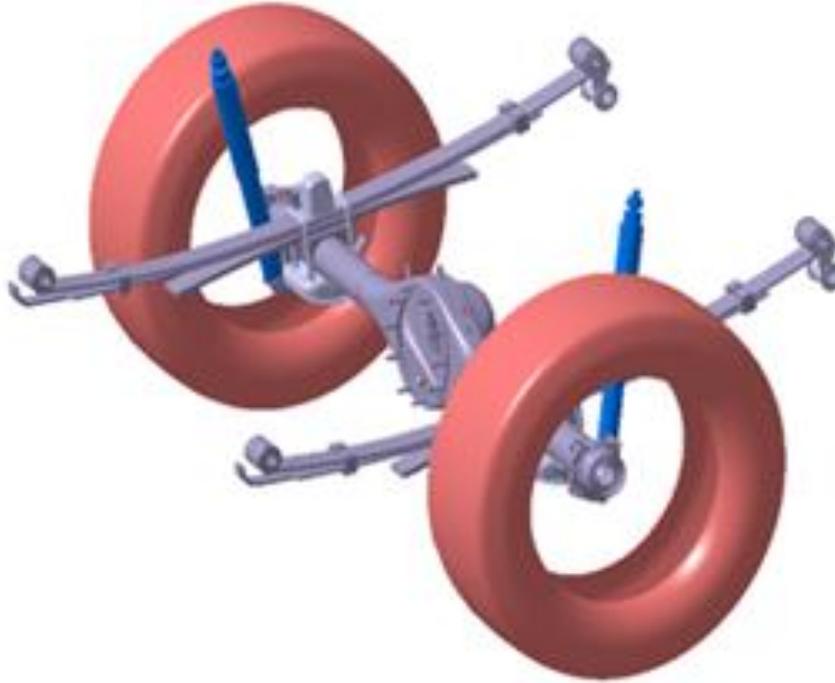


Figura 4.1: Modelo numérico realizado en CATIA. [20]

Cabe señalar que en el software MotionView se construye cada hoja del resorte a base de múltiples vigas unidas, por lo cual se debe de modificar cada punto de unión entre estas vigas.

4.3 PRE-PROCESAMIENTO DEL MODELO MULTICUERPOS.

El modelo se construyó a partir de la biblioteca de suspensión disponible en MotionView (Figura 4.2). Ésta define las entidades del sistema mecánico de acuerdo al tipo de suspensión previamente seleccionado (suspensión de resorte de hojas), su conectividad (grados de libertad de movimiento para cada unión), propiedades de los elemento.

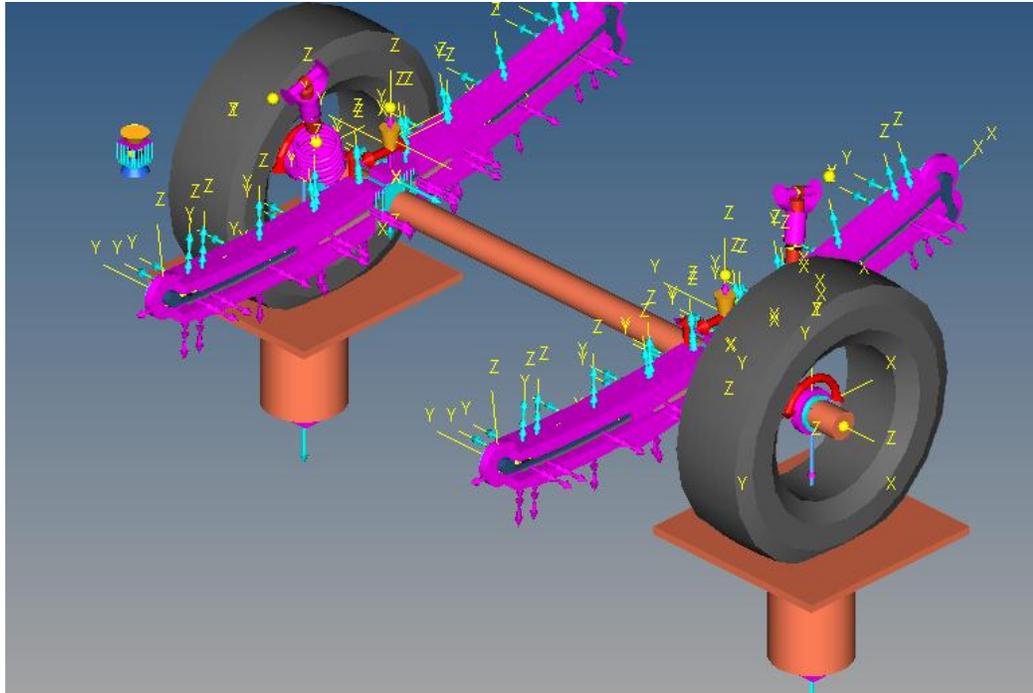


Figura 4.2: Suspensión de resorte de hojas disponible en la biblioteca de MotionView, pre-procesador disponibles en Hyperworks.

El uso de la biblioteca reduce el tiempo de pre-procesamiento, ya que de lo contrario se tendría que construir cada elemento por separado, a continuación se mencionan los elementos necesarios en la construcción de una suspensión de resorte de hojas:

- Resortes (para este tipo de resorte, se debe construir cada hoja por separado)
- Amortiguadores
- Gemelos
- Eje
- Llantas
- Goma
- Elemento Fijo (en este caso el chasis)

4.4 EVOLUCIÓN EN LA CORRELACIÓN DEL MODELO MULTICUERPOS VS K&C.

Debido a que el software es relativamente nuevo para los usuarios, se realizó un análisis de sensibilidad en los parámetros del sistema para una previa detección de errores durante la ejecución del programa, con el fin de descubrir errores rápidamente y solucionarlos con solo analizar los parámetros previamente modificados y no todo el sistema, en la Figura 4.3 se muestra un diagrama con los diferentes parámetros a modificar y la secuencia con que fue realizada dicha modificación.

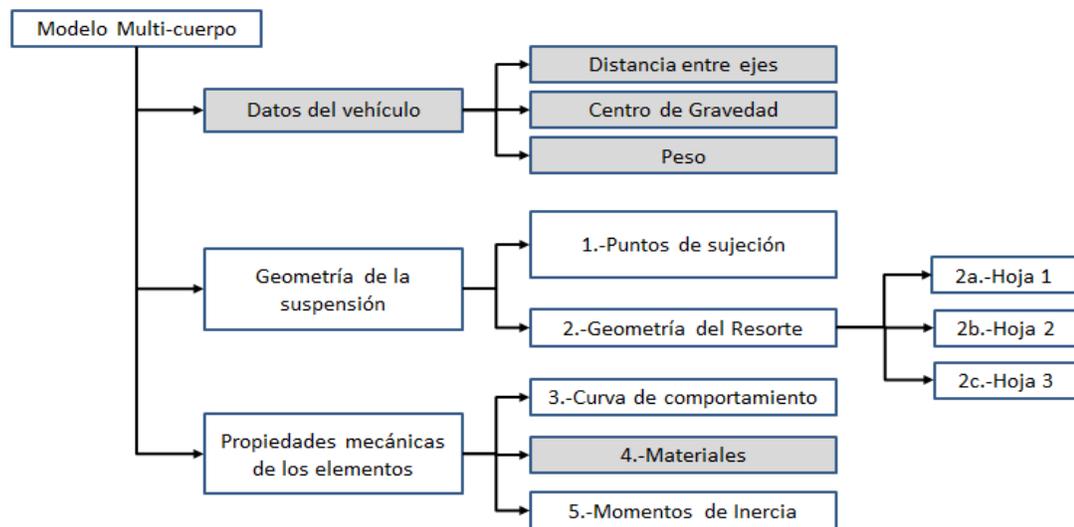


Figura 4.3: Parámetros modificados durante la realización del modelo numérico en MotionView. (los recuadros marcados en gris, significa que son datos con los cuales no se puede interactuar durante la simulación). [20]

Como primer paso se modificaron los puntos de sujeción del sistema, sin alterar la geometría del mismo, es decir, la curvatura de las hojas del resorte se mantuvo en esta primera modificación, estos puntos de sujeción se muestran en la Tabla 4.1, obtenidos con ayuda de un brazo faro, a su vez en la Figura 4.4, se muestran estos puntos en el modelo.

Tabla 4.1: Coordenadas vehiculares de los puntos de sujeción de cada elemento utilizado en la suspensión trasera de la camioneta Tacoma (unidades en mm).

Descripción	Lado Izquierdo			Lado Derecho		
	X	Y	Z	X	Y	Z
Centro del Eje	-3438.4	803.1	362.6	-3438.4	-803.1	362.6
Sujeción de Resorte Frontal al Chasis	-2725.2	529.7	406.5	-2725.2	-529.7	406.5
Sujeción de Resorte Trasera al Gemelo	-4112.2	529.6	577.9	-4112.2	-529.6	577.9
Sujeción de Gemelo al Chasis	-4121.4	532.9	490.3	-4121.4	-532.9	490.3
Sujeción de Amortiguador al Eje	-3499.0	649.0	271.0	-3377.1	-651.4	271.9
Sujeción de Amortiguador al Chasis	-3634.0	563.7	747.9	-3200.6	-561.3	746.5
Sujeción de Resorte al Eje	-3438.0	528.9	361.3	-3438.0	-528.9	361.3

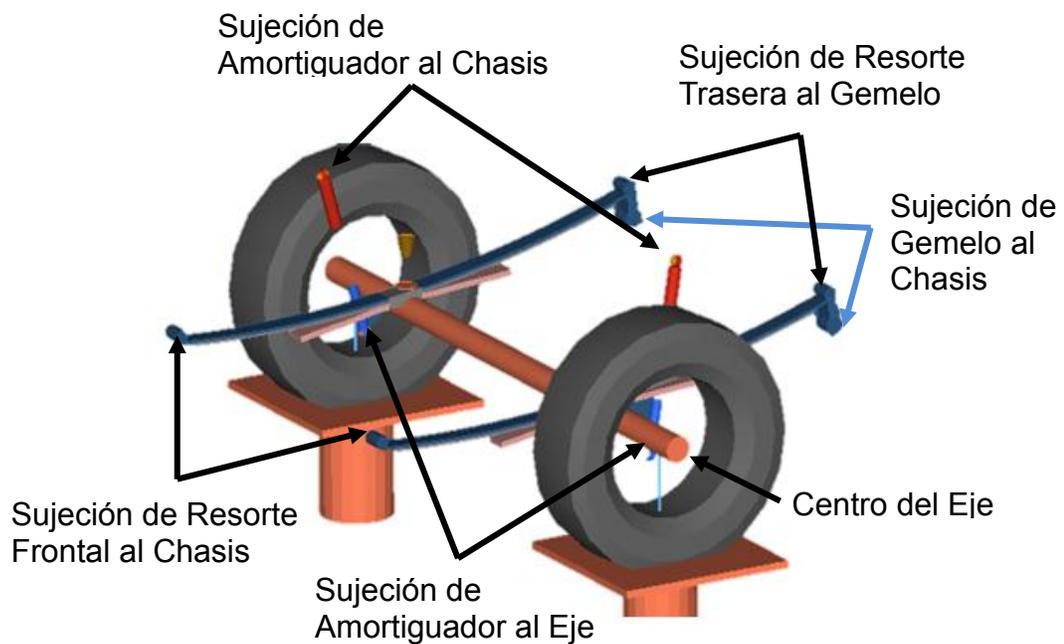


Figura 4.4: Puntos de sujeción de cada elemento utilizado en la suspensión trasera de la camioneta Tacoma. [20]

La Figura 4.5 muestra una comparativa entre el resultado de esta primera modificación y el resultado de la prueba K&C.

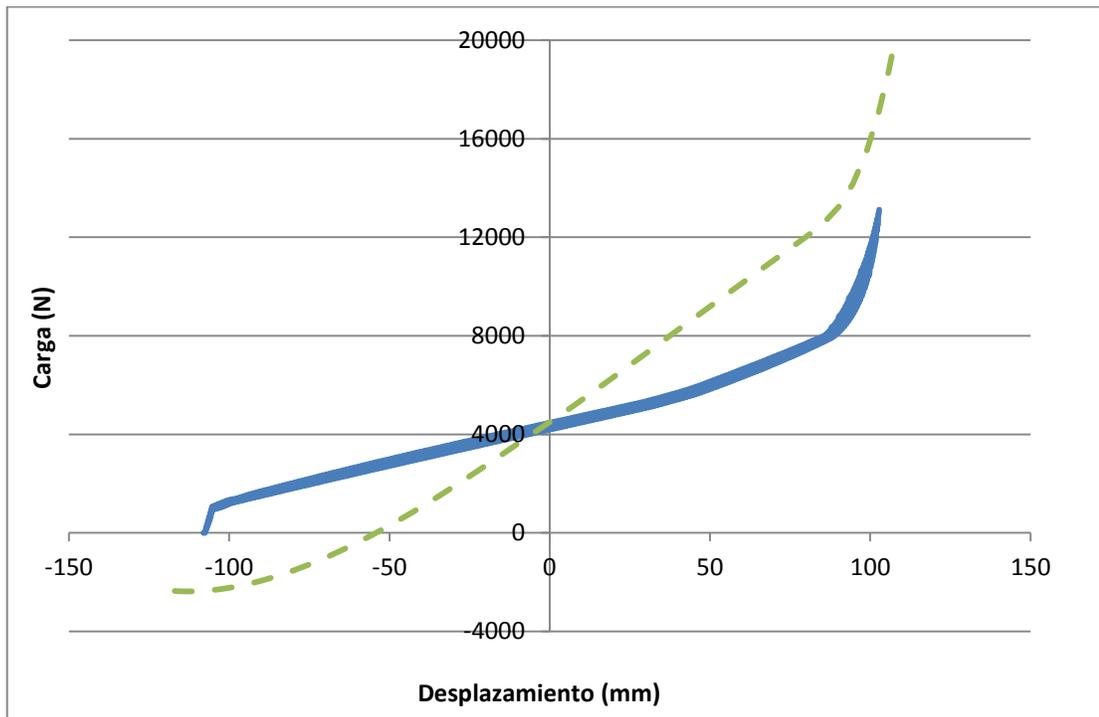


Figura 4.5: Gráfica comparativa de fuerza-deformación (vertical), la línea verde muestra el resultado de la modificación de los puntos de sujeción de los elementos en MotionView, la línea azul representa el resultado de la prueba K&C (referencia). El eje horizontal representa el desplazamiento en milímetros y el eje vertical la carga en Newtons.

Como segundo paso, se modificó la geometría del resorte (ver Tabla 3.2). Largo, ancho y espesor fueron los parámetros empatados individualmente, ya que la longitud de las hojas no es igual y solo dos de estas usan el mismo valor de espesor, solamente el ancho de las hojas es similar, cabe mencionar que esto es muy común en el diseño de los resortes de hojas. La Figura 4.6, muestra el resultado de esta segunda modificación.

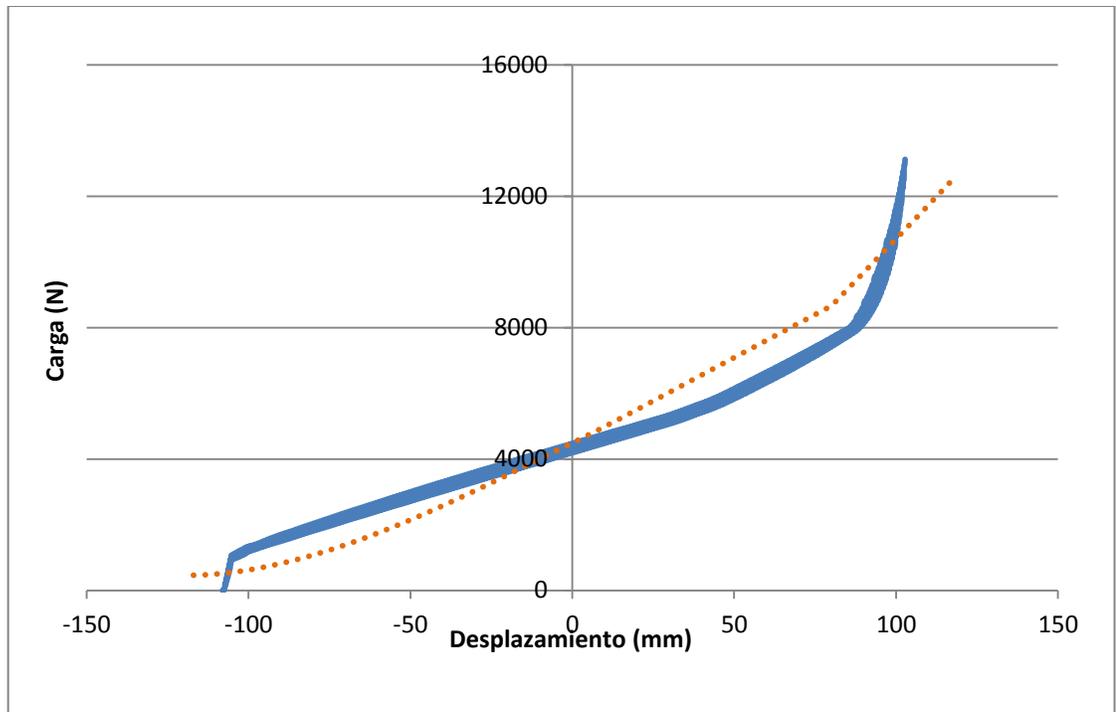


Figura 4.6: Gráfica comparativa de fuerza-deformación (vertical), la línea naranja muestra el resultado de la modificación de los parámetros geométricos del resorte (largo, ancho y espesor), la línea azul representa el resultado de la prueba K&C (referencia). El eje horizontal representa el desplazamiento en milímetros y el eje vertical la carga en Newtons.

Como tercer paso, se empató la curvatura de la tercer hoja, ya que esta es inversa a las primeras dos hojas, en este modificación fue de gran ayuda el modelo creado previamente en Catia, ya que con este fue posible conocer la curvatura de esta hoja. La Figura 4.7, muestra el resultado de esta tercera modificación, cabe señalar que el comportamiento lineal del resorte (desplazamiento libre) es alterado solo por las tres modificaciones, previamente mencionadas.

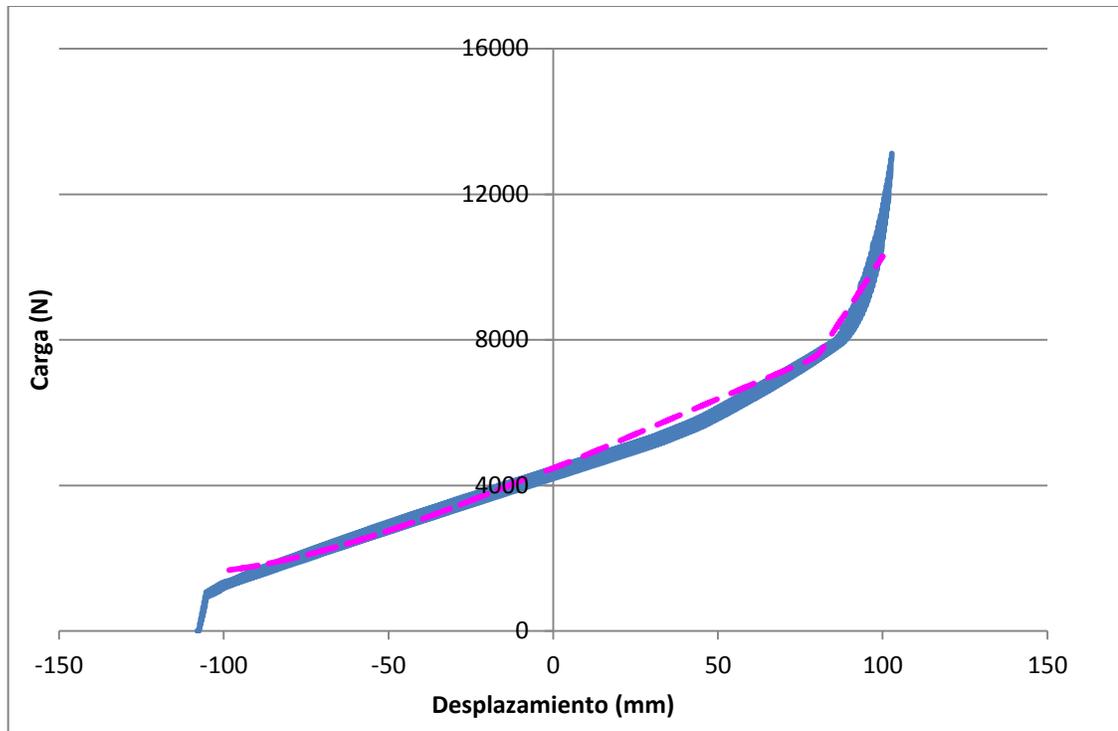


Figura 4.7: Gráfica comparativa de fuerza-deformación (vertical), la línea rosa muestra el resultado de la modificación en la curvatura de la tercer hoja utilizada en la suspensión, la línea azul representa el resultado de la prueba K&C (referencia). El eje horizontal representa el desplazamiento en milímetros y el eje vertical la carga en Newtons.

Finalmente, una vez empatado el comportamiento en la zona de desplazamiento libre del resorte, se procedió a empatar la zona de contacto con la goma, modificando la rigidez de ésta. La Figura 4.8 muestra el resultado de esta última modificación

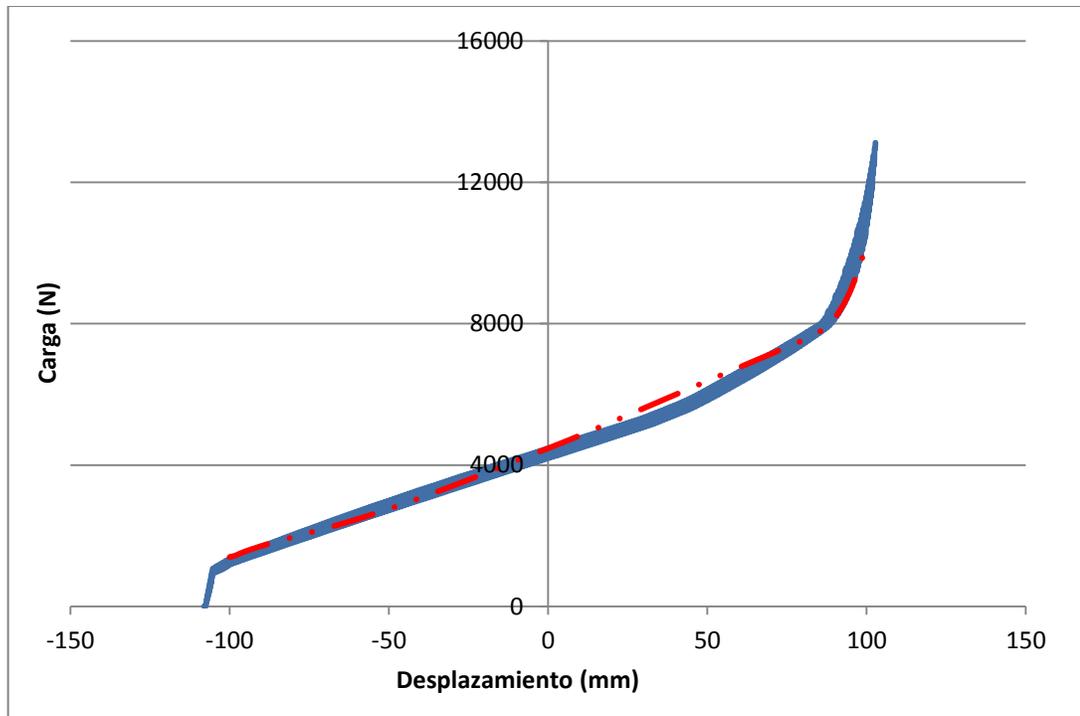


Figura 4.8: Gráfica comparativa de fuerza-deformación (vertical), la línea roja muestra el resultado de la modificación de rigidez de la goma, la línea azul representa el resultado de la prueba K&C (referencia). El eje horizontal representa el desplazamiento en milímetros y el eje vertical la carga en Newtons.

Realizando un ajuste de primer orden (lineal) dentro del rango de -60mm a 60mm en el eje x; este ajuste fue realizado en Excel, se puede determinar que la para carga vertical es de 34.6 N/mm, Tomando de referencia el resultado obtenido del K&C se puede observar que se tiene una diferencia de 15% entre estos resultados.

4.5 ANÁLISIS DE RESULTADOS.

Durante la realización de este proyecto, se tomó como referencia los resultados obtenidos de una prueba K&C para replicar los casos de carga verticales, laterales y longitudinales. En la Figura 4.9 se puede observar la

comparación de resultados entre K&C, laboratorio y simulación de las pruebas verticales, la correlación de este caso de carga fue el principal objetivo de este proyecto, ya que éste se encuentra siempre en el desempeño de la suspensión, caso contrario de las cargas laterales y longitudinales, que son específicos de una trayectoria en curvas y el frenado del vehículo respectivamente.

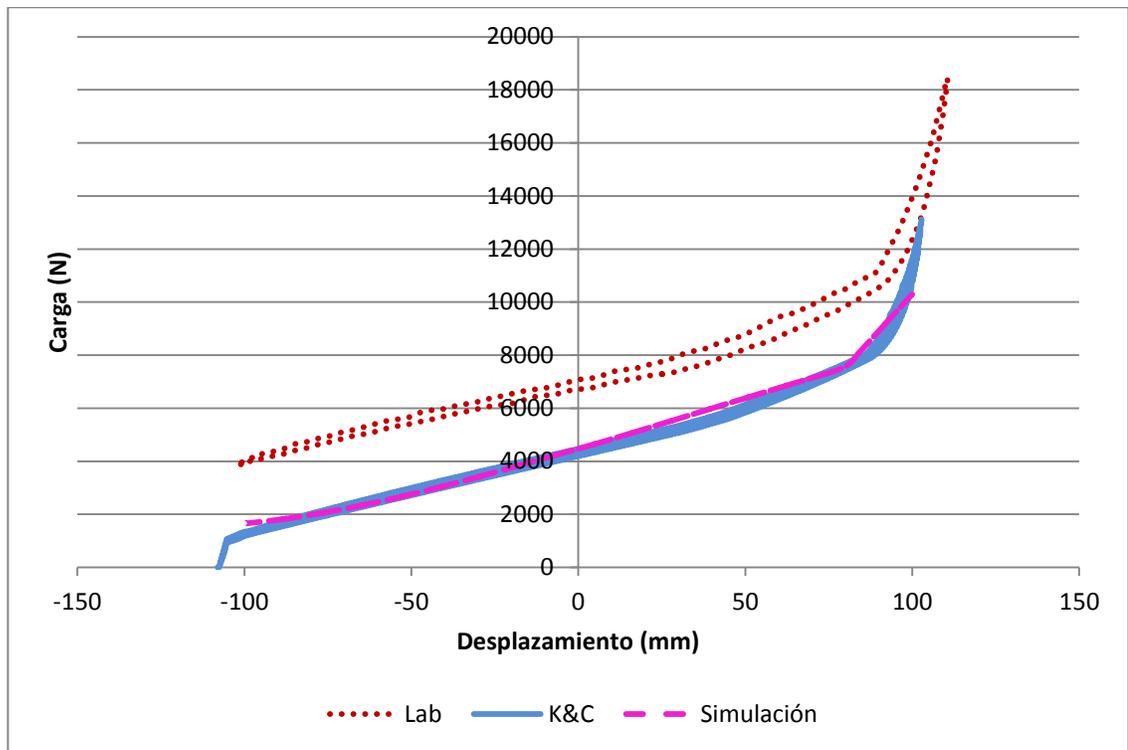


Figura 4.9: Gráfica comparativa de fuerza-deformación (vertical) entre el K&C, laboratorio y simulación. El eje horizontal representa el desplazamiento en milímetros y el eje vertical la carga en Newtons.

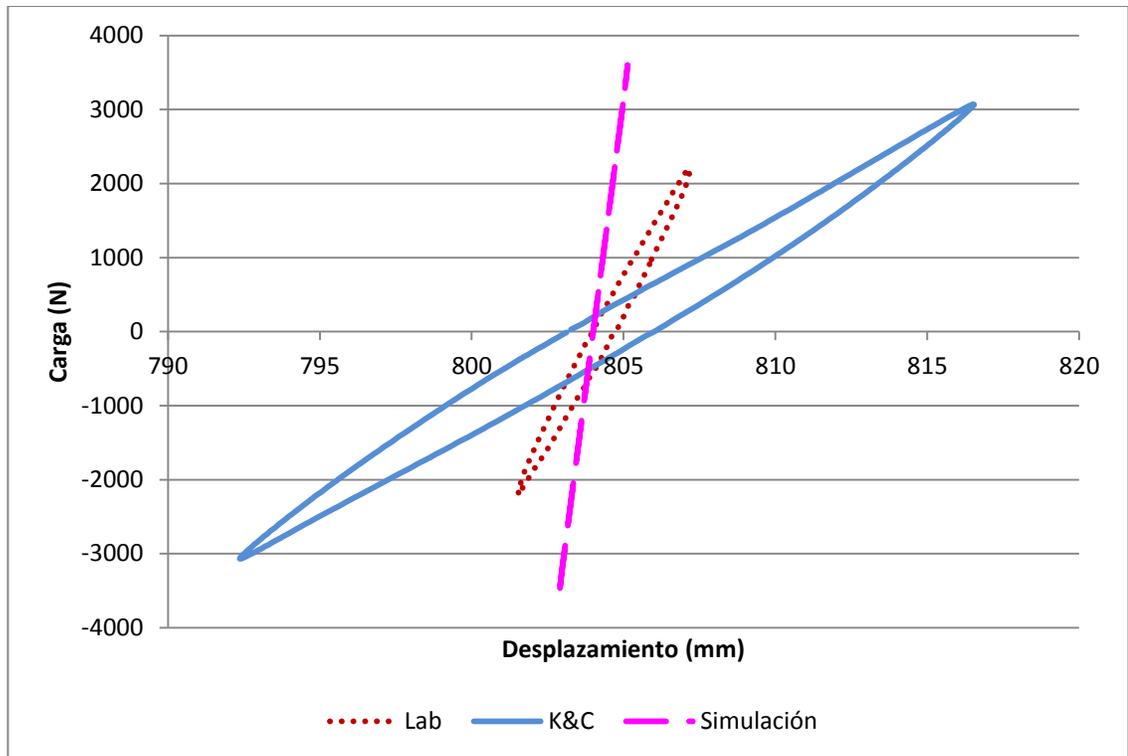


Figura 4.10: Gráfica comparativa de fuerza-deformación (lateral) entre el K&C, laboratorio y simulación. El eje horizontal representa el desplazamiento en milímetros y el eje vertical la carga en Newtons.

En la Figura 4.10 se observa muy poca correlación de resultados, debido a los puntos previamente mencionados en el Capítulo 3 y 4, el K&C contempló el vehículo completo y muestra un mayor desplazamiento gracias a la deformación de los neumáticos, en el caso de la prueba de laboratorio, se tiene un desplazamiento contemplando solo la deformación del eje, caso contrario a la simulación, en la cual se observa un desplazamiento muy limitado, el cual se debe a la deformación del resorte; situación similar para el caso de carga longitudinal mostrado en la Figura 4.11.

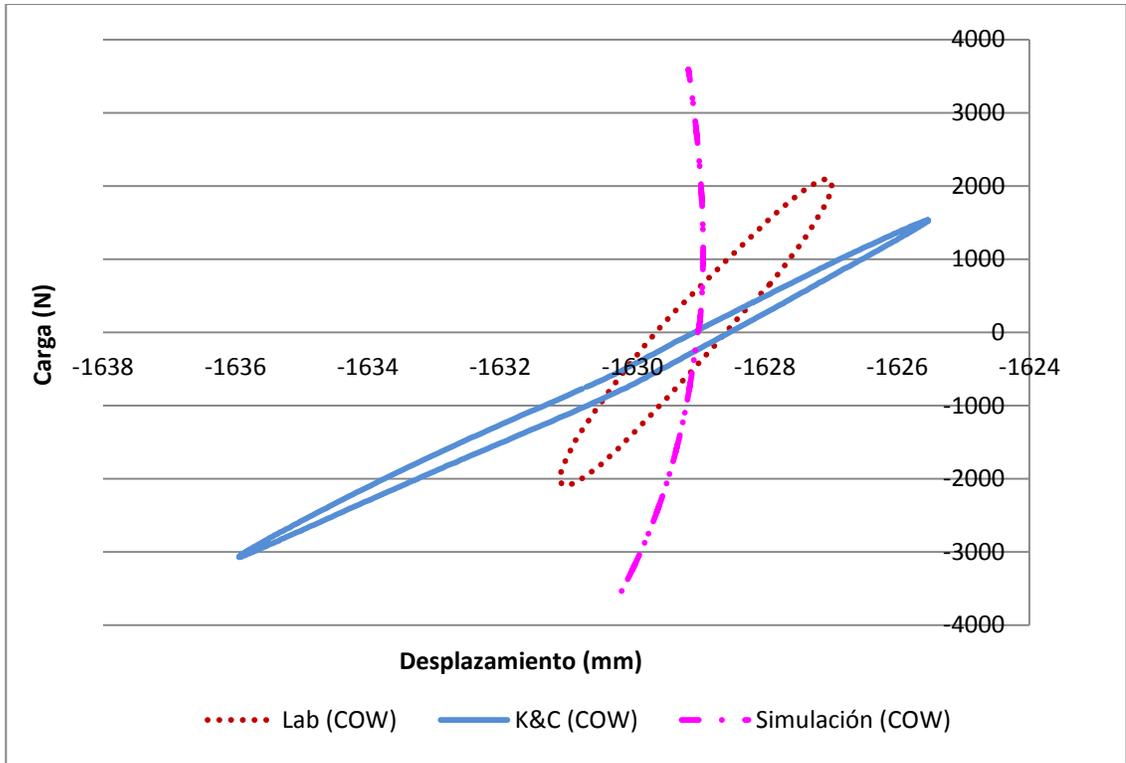


Figura 4.11: Gráfica comparativa de fuerza-deformación (longitudinal) entre el K&C, laboratorio y simulación. El eje horizontal representa el desplazamiento en milímetros y el eje vertical la carga en Newtons.

4.6 DISCUSIÓN.

El uso de software para simulación de sistemas es de gran ayuda para la validación de nuevos diseños, mejoras u optimizaciones en diseños ya establecidos, en el caso del software MotionView se obtuvo una correlación de 85% contra datos reales obtenidos al inicio de este estudio (Tabla 4.2), el 15% restante está relacionado con las características de los componentes rígidos, (el eje de la camioneta) y a los componentes plásticos (los neumáticos y bujes).

Tabla 4.2: Comparación de resultado de razón carga-deformación entre la simulación y el K&C.

	K&C	Simulación
K (N/mm)	29.65	34.6

4.7 CONCLUSIONES.

Los resultados obtenidos sirven para establecer un objetivo numérico mínimo el cual siempre debe ser validado con pruebas físicas antes de una liberación oficial, si bien los datos numéricos no serán 100% similares a los datos reales, se puede llegar a asumir estos datos serán mayores a los que probablemente se puedan presentar en una prueba de laboratorio, sin embargo esto no se puede asegurar, ya que sólo se cuenta con esta correlación de resultados, por lo que para llegar a un conclusión más concreta, se deberá realizar el procedimiento utilizado en este proyecto, pero con los datos de otra camioneta, para así tener un más datos que sustenten esta conclusión preliminar.

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES GENERALES Y RECOMENDACIONES DE TRABAJO A FUTURO

En este capítulo se presentan las conclusiones finales y recomendaciones de trabajo a futuro. Las conclusiones finales se derivan de la experimentación y las iteraciones con el software MotionView mostradas en el Capítulo 3 y 4 respectivamente. A su vez, las recomendaciones de trabajo futuro se derivan de las limitaciones encontradas durante la realización del proyecto (ver 1.7).

5.1 CONCLUSIONES.

El uso de modelos numéricos es una herramienta muy útil hoy en día, sin embargo, no se puede eliminar las pruebas físicas por completo, ya que existen factores que no se pueden replicar en la simulación, para esto se debe de considerar un porcentaje de correlación, el cual se toma en cuenta durante las iteraciones numéricas.

En este proyecto se logró una correlación con las pruebas que contemplan propiedades cinemáticas del sistema (casos de carga vertical que representan más del 80% de las cargas aplicadas a las perchas frontales y traseras), lo cual

es útil para usar como referencia al momento de realizar modificaciones al diseño actual del chasis; los resultados de casos de carga laterales y longitudinales, dependen de la flexibilidad de los bujes y la llanta, por lo que las cargas aplicadas directamente al chasis, son de valores muy reducidos, los cuales pueden llegar a ser omitidos en el diseño de las perchas frontales y traseras.

La creación de un plan de pruebas estándar para este tipo de estudios, es de gran ayuda para la planeación de proyectos para otras plataformas, esto ayuda en la reducción de tiempos y costos, además de aumentar la confiabilidad de los resultados derivados de estas pruebas.

5.2 TRABAJO A FUTURO.

En base a la correlación del caso de carga vertical, crear un modelo teórico, el cual nos ayude a predecir efectos en cambios de parámetros geométricos en el resorte o bien, la modificación de la sujeción del mismo rápidamente con ayuda de software como Matlab o Excel.

Caracterización del neumático, con el fin de obtener su comportamiento en pruebas de carga-deformación.

Modificar las propiedades del eje y el neumático, con el objetivo de obtener una mejor correlación en los casos de carga laterales y longitudinales.

Realizar modificaciones de parámetros al modelo teórico, simulación y pruebas de laboratorio, para verificar que la correlación de resultados se mantiene.

REFERENCIA

1. **Kat, C. J., & Els, S.** (2011). Importance of correct validation of simulation models. In ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference (pp. 869-875). American Society of Mechanical Engineers.
2. **RAJENDRAN, I.; VIJAYARANGAN, S.** Optimal design of a composite leaf spring using genetic algorithms. *Computers & Structures*, 2001, vol. 79, no 11, p. 1121-1129.
3. **MILLIKEN, William F.; MILLIKEN, Douglas L.; OLLEY, Maurice.** Chassis design: principles and analysis. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 2002
4. **Fernandes, C., Noguchi, E., Castro, R., Almeida, U., Peixoto, V., & Silva, E.** Functional Vehicle Dynamics Simulation. SAE Technical Paper, 2012.
5. **REIMPELL, Jornsens; STOLL, Helmut; BETZLER, Jurgen.** The automotive chassis: engineering principles. Butterworth-Heinemann, 2001.
6. **Holdmann, P., Köhn, P., Möller, B., & Willems, R.** Suspension kinematics and compliance-measuring and simulation. SAE Technical Paper, 1998.
7. **SOHN, Hee-Seong; SHIN, Hyun-Woo; LEE, Hwa-Won.** The improvement of handling performances through the sensitivity analysis validated by the K&C Test. SAE Technical Paper, 1998.
8. **QIN, Peiyong; DENTEL, Glenn; MESH, Mikhail.** Multi-leaf spring and Hotchkiss suspension CAE simulation. En ABAQUS Users' Conference. 2002.
9. **HOYLE, J. B.** Modeling the static stiffness and dynamic frequency response characteristics of a leaf spring truck suspension. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2004, vol. 218, no 3, p. 259-278.

10. **Jayakumar, P., Alanoly, J., and Johnson, R.**, Three-Link Leaf-Spring Model for Road Loads, SAE Technical Paper, 2005.
11. **R. Prado**, *Leaf Spring Study*, 2006
12. **YANG, Yong**, et al. Study on ride comfort of tractor with tandem suspension based on multi-body system dynamics. *Applied Mathematical Modeling*, 2009, vol. 33, no 1, p. 11-33.
13. **Kat, C. J., & Els, S.** (2011). Importance of correct validation of simulation models. In *ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference* (pp. 869-875). American Society of Mechanical Engineers.
14. **Kong, Y. S., Omar, M. Z., Chua, L. B., & Abdullah, S.** Explicit nonlinear finite element geometric analysis of parabolic leaf springs under various loads. *The Scientific World Journal*, 2013, vol. 2013.
15. **Soner, M., Senocak, C., Erdogan, T., Karaagac, M. et al.**, Leaf Spring Safety and Ride Comfort Circumstances Against Fatigue Behavior, SAE Technical Paper, 2013.
16. **HALL, Andrew; MCPHEE, John.** Automation of Adams/Car K&C Correlation using MATLAB. SAE Technical Paper, 2014.
17. **YI, Yong-Sub; PARK, Joonhong; HONG, Kyung-Jin.** Design Optimization of Suspension Kinematic and Compliance Characteristics. SAE Technical Paper, 2014.
18. **BEARDS, C.** *Structural vibration: analysis and damping*. Butterworth-Heinemann, 1996.
19. **William F. Milliken and Douglas L. Milliken**, *Race Car Vehicle Dynamics*, SAE, 2003.
20. **METALSA S.A. de C.V. (2014)**, Recuperado de <http://metalsa-design:8080/Wiki-MPD/Engineering/Glossary/Load%20Cases.aspx>.
21. **Miguel Ángel Pérez Belló**, *Circuitos de Fluidos de Suspensión y Dirección*, Editorial Paraninfo, 2011.

22. **M.F Spotts**, Design of Machine Elements, Prentice Hall India Pvt. Limited, 6th Edition, 1991.
23. **Firestone Tire and Rubber Company**, Airide Design Guide: Suspension Applications, 1992.
24. **Pablo Luque Rodríguez, Daniel Álvarez Mántaras, Carlos Vera**, Ingeniería del automóvil: sistemas y comportamiento dinámico, Editorial Thomson, 2008.
25. **Jesús Calvo Martín, Antonio Miravete de Marco**, *Mecánica del Automóvil*, Editorial Reverte, 1997.
26. **José M. Alonso Pérez**, “TÉCNICAS DEL AUTOMÓVIL. CHASIS”, Editorial Paraninfo, SA, 2010.
27. **Robert Bosch**, Automotive Handbook, Bentley Publishers, 2011.
28. **Tim Gilles**, “Automotive Chassis: Brakes, Suspension, and Steering”, Thomson Delmar Learning, 2005.
29. **DIXON, John C.** Suspension geometry and computation. Wiley, 2009.
30. **Jacob Issac Lowry**, Suspension Design: Types of Suspensions, disponible en http://www.automotivearticles.com/printer_Suspension_Design_Types_of_Suspensions.shtml, 2004.
31. **Jose Manuel Alonso Perez**, *Circuitos de fluidos. Suspensión y dirección*, Editorial Paraninfo, 2010.
32. <http://www.aficionadosalamecanica.net/suspension3.htm>, 2014.
33. **SAE**, *Spring Design Manual*, SAE AE-21, 1996
34. **Morse Measurements, LLC**, <http://www.morsemeasurements.com/> , 2012.
35. **Best, T., Neads, S. J., Whitehead, J. P., & Willows, I. R.**, “Design and operation of a new vehicle suspension kinematics and compliance facility”, SAE Technical Paper, 1997.
36. <http://www.altairhyperworks.com/>

ANEXO 1. Clasificación de Camionetas basada en el peso total del vehículo * VIUS (del inglés Vehicle Inventory and Use Survey).

Categoría de Peso	GVWR Mínimo (lbs)	GVWR Máximo (lbs)	Categoría VIUS	Categoría Común
Clase 1	0	6,000	Carga Ligera	Carga Ligera
Clase 2	6,001	10,000	Carga Ligera	Carga Ligera
Clase 3	10,001	14,000	Carga Media	Carga Ligera
Clase 4	14,001	16,000	Carga Media	Carga Media
Clase 5	16,001	19,500	Carga Media	Carga Media
Clase 6	19,501	26,000	Carga Pesada	Carga Media
Clase 7	26,001	33,000	Carga Pesada	Carga Pesada
Clase 8	33,001		Carga Pesada	Carga Pesada

ANEXO 2. DATOS DEL AMORTIGUAMIENTO CRÍTICO.

Tabla A.1: Parámetros de la camioneta necesarios para el cálculo del amortiguamiento crítico.

	FRONT	REAR	Source
Peso del Vehículo (Kg)	1910.4		K&C
Razón carga-deformación del neumático (N-m)	36300.0	29530.0	K&C
Relación de movimiento entre el vehículo y el amortiguador	2.0	1.2	K&C
Distribución de Masa %	0.6	0.4	K&C
Peso Frontal / Trasero (Kg)	1108.0	802.4	Calculated
Masa no suspendida (1/4 de vehículo) (Kg)	504.0	301.2	Estimated

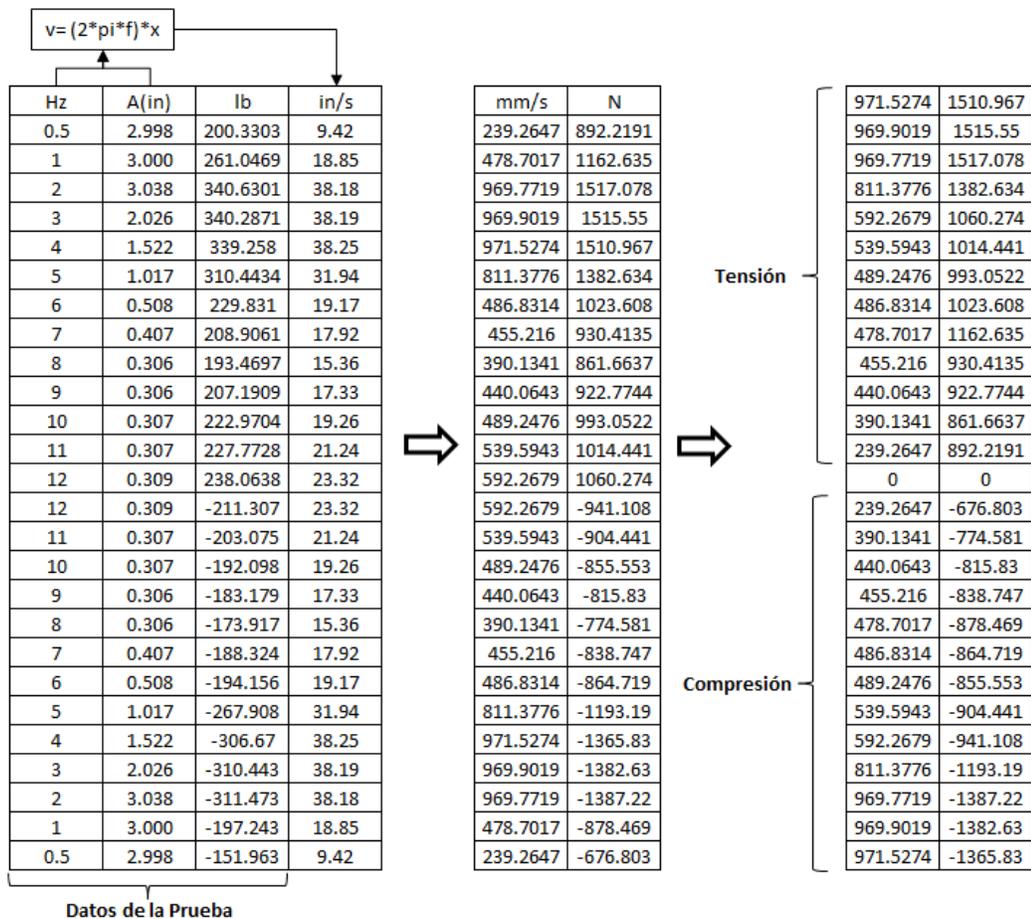


Figura A.1: Cálculo de la velocidad, en base a los resultados de la caracterización del amortiguador.

$\% = F / v * Cc$

Velocidad (mm/s)	Carga (N)	% Amortiguamiento Crítico
971.53	1510.97	0.20
969.90	1515.55	0.20
969.77	1517.08	0.20
811.38	1382.63	0.22
592.27	1060.27	0.23
539.59	1014.44	0.24
489.25	993.05	0.26
486.83	1023.61	0.27
478.70	1162.64	0.31
455.22	930.41	0.26
440.06	922.77	0.27
390.13	861.66	0.28
239.26	892.22	0.47
0.00	0.00	0.00
239.26	-676.80	-0.36
390.13	-774.58	-0.25
440.06	-815.83	-0.24
455.22	-838.75	-0.23
478.70	-878.47	-0.23
486.83	-864.72	-0.23
489.25	-855.55	-0.22
539.59	-904.44	-0.21
592.27	-941.11	-0.20
811.38	-1193.19	-0.19
969.77	-1387.22	-0.18
969.90	-1382.63	-0.18
971.53	-1365.83	-0.18

Figura A.2: Cálculo del coeficiente de amortiguamiento crítico para bote y rebote del sistema.

ANEXO 3. FUNDAMENTOS DE MOTIONVIEW.

MotionView es un pre-procesador para simulación de dinámica multi-cuerpos, forma parte del software comercial Hyperworks de la compañía Altair, por lo que es posible interactuar con los diferentes pre-procesadores contenidos en dicho software. Por ejemplo, los resultados de una simulación MBD (Multi-Body Dynamics en inglés) pueden ser visualizados en Hyperview (visualizador de animaciones), Hypergraph (para realizar graficas 2D (Figura A.3)). Conviene señalar que las iteraciones realizadas con el pre-procesador de MDB (MotionView), no es posible realizar simulaciones estructurales y obtener esfuerzos de los componentes, ya que para este tipo de análisis de dinámica multi-cuerpos no es necesario mallar los componentes, lo cual es la base para cualquier análisis de esfuerzos mediante elementos finitos.

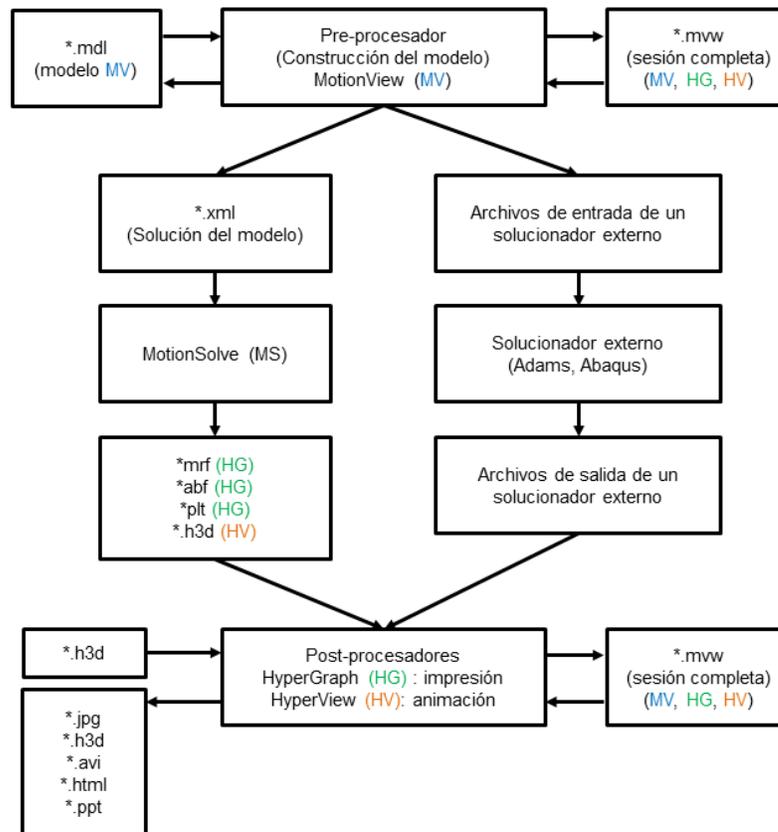


Figura A.3: Diagrama de proceso básico para la construcción, solución y análisis de un modelo multicuerpos realizado Hyperworks. [36]

Motion Solve utiliza el método de Jacobi, el cual se muestra a continuación:

$$A = D + L + U$$

Partiendo de $Ax = b$

$$Dx + (L + U)x = b$$

Luego,

$$x^{(k+1)} = D^{-1}[b - (L + U)x^{(k)}]$$

A su vez, utiliza la ecuación diferencial de un sistema masa-resorte-amortiguador:

$$ma + cv + ku = p$$

Razón de carga-deformación del resorte.

$$K = \frac{F}{X}$$