

REDISEÑO DE UN DISPOSITIVO ELASTOMÉRICO DE SUSPENSIÓN FERROVIARIA PARA
MEJORAR EL DESEMPEÑO DE UN VEHÍCULO DE PASAJEROS DE UN SISTEMA METRO

ARNOLD RAFAEL MARTÍNEZ GUARÍN

UNIVERSIDAD EAFIT
ESCUELA DE INGENIERÍAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
ÁREA DE MANTENIMIENTO
MEDELLÍN
2010

REDISEÑO DE UN DISPOSITIVO ELASTOMÉRICO DE SUSPENSIÓN FERROVIARIA PARA
MEJORAR EL DESEMPEÑO DE UN VEHÍCULO DE PASAJEROS DE UN SISTEMA METRO

ARNOLD RAFAEL MARTÍNEZ GUARÍN

Proyecto de maestría para optar al título de
Máster en Ingeniería Área Mecánica

Asesor

MSC. Ing. Ronald Mauricio Martinod Restrepo

UNIVERSIDAD EAFIT
ESCUELA DE INGENIERÍAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
ÁREA DE MANTENIMIENTO
MEDELLÍN
2010

A mis padres y hermanas.

AGRADECIMIENTOS

Le expreso mis más sinceros agradecimientos al Grupo de Estudios en Mantenimiento Industrial GEMI en su línea de diagnóstico técnico, por su apoyo y ayuda en la elaboración de la presente tesis.

También se agradece a la empresa Metro de Medellín Ltda. por su asesoría técnica y suministro de datos y al ente gubernamental COLCIENCIAS por el apoyo a la investigación denominada “Optimización del desempeño de vehículos fase I. Desarrollo de un prototipo” para la cual se desarrolló la presente tesis.

CONTENIDO

	pág.
1. Objetivos	19
1.1. Objetivo general	19
1.2. Objetivos específicos	19
2. El rol de la suspensión en los sistemas ferroviarios	20
2.1. Vehículos ferroviarios	20
2.1.1. Clasificación de los ferrocarriles	21
2.2. Suspensiones	23
2.2.1. Suspensión primaria	26
2.2.2. Suspensión secundaria	26
2.3. Elementos elastoméricos	27
2.4. Bujes y sus problemas en operación	29
3. Características del sistema metro	30
3.1. Generalidades del sistema Metro	30
3.2. Descripción de Componentes	31
3.2.1. Vía	31
3.2.2. Vehículo	33
3.3. Problemática en el sistema de suspensión	34
3.4. Elementos de suspensión ferroviario	35
3.4.1. Características de la suspensión primaria	36
3.4.2. Proceso de Desgaste	37
3.4.3. Vida Útil	38
3.5. Actividades de mantenimiento	38
3.6. Desarrollos investigativos	40
3.7. Proyecto de Optimización	41

4.	Metodología para el rediseño de la suspensión primaria del Metro de Medellín Ltda.	42
4.1.	Metodología utilizada para el rediseño del buje blando	43
4.2.	Beneficios esperados	45
5.	Modelación de componentes elastomericos empleando MEF	47
5.1.	Características de los modelos de materiales hiperelásticos.	48
5.1.1.	Modelo Neo-Hook	49
5.1.2.	Modelo Mooney-Rivlin	50
5.1.3.	Forma Polinómica	51
5.1.4.	Modelo Yeoh	51
5.1.5.	Modelo Ogden	52
5.1.6.	Modelo de Arruda & Boyce.	53
6.	Ensayos realizados a los elastómeros para caracterizar los modelos constitutivos	55
6.1.	Ensayo uniaxial	56
6.2.	Ensayo biaxial	58
6.3.	Ensayo a cortante simple	59
7.	caracterización del objeto de estudio	61
7.1.	Caracterización experimental del elemento de estudio	61
7.1.1.	Caracterización del material	62
7.1.2.	Caracterización del buje blando	64
8.	Análisis por FEM realizados al objeto de estudio	68
8.1.	Modelos CAD	69
8.2.	Materiales del ensamble	70
8.2.1.	Materiales Metálicos	70
8.2.2.	Material elastomérico	71

8.3.	Análisis de rigidez radial	73
8.3.1.	Consideraciones del modelo	73
8.3.2.	Características de la simulación	74
8.3.3.	Análisis de rigidez	74
8.1.	Análisis de rigidez axial	76
8.1.1.	Consideraciones del modelo	76
8.1.2.	Análisis de rigidez Axial	78
9.	Caracterización de la propuesta de rediseño	81
9.1.	Flujo de carga inercial (longitudinal)	82
9.1.1.	Flujo de carga al interior del buje	84
9.2.	Flujo de carga inercial (transversal)	85
9.2.1.	Flujo de carga al interior del buje	85
9.3.	Flujo de carga de coche y pasajeros (vertical)	87
9.4.	Oportunidades de mejora del elemento a rediseñar	89
10.	Propuesta de rediseño	91
10.1.	Modelos evaluados en el proyecto de investigación	91
10.1.1.	Modelos propuestos por el asesor Flacheneker.	92
10.1.2.	Modelo ROSTA	95
10.1.3.	Modelo 495009	97
10.1.4.	Modelo 495010	99
10.1.5.	Modelo 495011	101
10.1.6.	Modelo 495012	103
10.1.7.	Modelo 49502501	105
10.1.8.	Modelo UTB	107
10.1.9.	Modelo GMT	110
10.1.10.	Modelo Sanduche	112
10.1.11.	Resistencia de los bujes evaluados	112

10.2.	Propuesta de rediseño.	114
10.2.1.	Optimización de la propuesta seleccionada.	115
10.3.	Selección del modelo a rediseñar.	119
11.	resultados del buje rediseñado	121
11.1.	Análisis de rigidez Experimental	121
11.2.	Análisis de rigidez radial virtual	123
11.2.1.	Consideraciones del modelo	124
11.2.2.	Características de la simulación	124
11.2.3.	Análisis de rigidez	125
11.3.	Análisis de rigidez axial	127
11.4.	Comparación entre el modelo original y el rediseñado	130
12.	Conclusiones	132
	BIBLIOGRAFÍA	136

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Principales características de la vía permanente	32
Tabla 2. Equipos utilizados en la prueba.	65
Tabla 3. Rigidez de los bujes evaluados.	67
Tabla 4. Propiedades Mecánicas del Acero AISI 4340.	71
Tabla 5. Propiedades Mecánicas del Acero AISI 1020.	71
Tabla 6. Resumen del modelo FEM.	74
Tabla 7. Resumen del modelo FEM para carga axial.	76
Tabla 8. Detalles del modelo del buje propuesta 1.	93
Tabla 9. Detalles del modelo del buje propuesta 2.	94
Tabla 10. Detalles del modelo del buje ROSTA.	96
Tabla 11. Detalles del modelo 495009.	98
Tabla 12. Detalles del modelo 495010	100
Tabla 13. Detalles del modelo 495011	102
Tabla 14. Detalles del modelo 495012	104
Tabla 15. Detalles del modelo 49505201	106
Tabla 16. Detalles del modelo de la UTB	108
Tabla 17. Detalles del modelo 49505201	111
Tabla 18. Resultados encontrados en las propuestas evaluadas.	113
Tabla 19. Cuadro comparativo de las tres propuestas realizadas.	115
Tabla 20. Resultados a la optimización de la propuesta 3	118
Tabla 21. Clasificación de los criterios seleccionados.	119
Tabla 22. Resumen del modelo FEM del objeto rediseñado.	125
Tabla 23. Resumen del modelo FEM del objeto rediseñado.	127

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Trenes de alta velocidad	22
Figura 2. Tipos de bogies	23
Figura 3. Tipos básicos de bastidores [10]	24
Figura 4. Configuración de suspensión primaria	26
Figura 5. Dispositivos elastoméricos empleados en suspensión ferroviaria	28
Figura 6. Trazado de la Vía Sistema Metro	31
Figura 7. Configuración de vehículos de pasajeros	33
Figura 8. Bastidor Tipo H.	34
Figura 9. Arreglo de suspensión primaria del Metro de Medellín.	35
Figura 10. Sistema coordinado global para el vehículo [5]	36
Figura 11. Características básicas del vehículo ferroviario.	39
Figura 12. Flujograma general del proceso de rediseño	44
Figura 13. curva fundamental del ensayo de tensión/compresión – Modelo Neo-Hookean	50
Figura 14. Curva fundamental de cortante – modelo Neo-Hookean	50
Figura 15. Curva fundamental del modelo de Yeoh para ensayo de tensión/compresión	52
Figura 16. Curva fundamental del modelo de Yeoh para ensayo de cortante	52
Figura 17. Características de la probeta del ensayo a tensión	56
Figura 18. Ensayo de tensión uniaxial	57
Figura 19. Ensayo de compresión uniaxial	57
Figura 20. Ensayo de tensión biaxial (circular) [27].	59
Figura 21. Características de la probeta para el ensayo de cizalla	59
Figura 22. Prueba de cortante simple con probeta de doble etapa [23].	60
Figura 23. . Prueba de cortante simple con probeta de cuádruple etapa [23]	60

Figura 24. Ubicación del objeto de estudio en el vehículo	61
Figura 25. Probetas utilizadas	62
Figura 26. Resultados de la prueba a Tensión.	63
Figura 27. Resultados de la prueba a Cizalla.	64
Figura 28. Montaje utilizado en las pruebas de rigidez	66
Figura 29. Comportamiento mecánico del elemento ensayado	66
Figura 30. Buje blando y ensamble de la hoja guía con el buje	69
Figura 31. Corte transversal del buje blando.	70
Figura 32. Modelo constitutivo seleccionado.	72
Figura 33. Modelo CAD del buje analizado.	73
Figura 34. Resultados del buje blando evaluado (carga radial)	75
Figura 35. Comportamiento virtual del modelo evaluado. (Radial)	76
Figura 36. Identificación de la zona de precarga del buje	77
Figura 37. Prueba experimental realizado al buje.	78
Figura 38. Corte de la sección del buje analizada para la carga axial.	79
Figura 39. Resultados del buje blando evaluado (carga axial)	79
Figura 40. Comportamiento virtual del modelo evaluado. (Axial)	80
Figura 41. Flujo de cargas en la configuración de suspensión primaria.	81
Figura 42. Comportamiento del buje, carga longitudinal.	82
Figura 43. Caracterización experimental de rigidez radial del buje	83
Figura 44. Comportamiento con saturación del buje, perturbación longitudinal.	84
Figura 45. Distribución de carga en el buje, perturbación radial.	85
Figura 46. Distribución de carga en el buje, perturbación axial.	86
Figura 47. Comportamiento del anillo de goma, perturbación axial.	86
Figura 48. Comportamiento del buje bajo excitación vertical.	87
Figura 49. Efecto de carga vertical en el buje, condición de carga AW0.	88
Figura 50. Caracterización experimental de rigidez vertical.	88
Figura 51. Comportamiento radial de transferencia de carga.	89

Figura 52. Arandela de compresión.	90
Figura 53. Modificaciones geométricas preliminares.	92
Figura 54. Resultados del modelo Propuesta 1	93
Figura 55. Resultados del modelo Propuesta 2	94
Figura 56. Modelo del Buje tipo ROSTA.	95
Figura 57. Resultados del modelo ROSTA	96
Figura 58. Esquema del modelo geométrico 495009	97
Figura 59. Resultados de rigidez del modelo 495009	99
Figura 60. Esquema del modelo geométrico 495010	100
Figura 61 . Resultados del modelo 495010	101
Figura 62. Esquema geométrico del modelo 495011	102
Figura 63. Resultados del modelo 495011	103
Figura 64. Esquema geométrico del modelo 495012	104
Figura 65. Resultados del modelo 495012	105
Figura 66. Esquema geométrico del modelo 49502501	106
Figura 67. Resultados del modelo 49505201	107
Figura 68. Esquema geométrico del modelo empleado por la UTB.	108
Figura 69. Resultados del modelo UTB	109
Figura 70. Modelo geométrico del ensamble GMT	110
Figura 71. Resultados del modelo nuevo propuesto por GMT	111
Figura 72. Resultados del modelo Sanduche	112
Figura 73. Curva S-N empleada en el análisis de fatiga [30].	113
Figura 74. Modelos propuestos	114
Figura 75. Resultados de la optimización 1 para la propuesta 3	116
Figura 76. Resultados para la optimización 2 de la propuesta 3.	117
Figura 77. Resultados para la optimización 3 de la propuesta 3.	118
Figura 78. Valores por criterio.	120
Figura 79. Valor óptimo global en el sistema.	120

Figura 79. Bujes rediseñados.	121
Figura 80. Configuración de montajes, según dirección de carga.	122
Figura 81. Carga radial, dirección x.	122
Figura 82. Carga axial, dirección y.	123
Figura 83. Modelo elastomérico seleccionado.	123
Figura 84. Modelo CAD del buje rediseñado.	124
Figura 85. Resultados del buje blando evaluado (carga radial)	126
Figura 86. Comportamiento virtual del modelo rediseñado. (Radial)	126
Figura 87. Corte de la sección del buje analizada para la carga axial.	127
Figura 88. Resultados del buje blando evaluado (carga axial)	128
Figura 89. Comportamiento virtual del modelo evaluado. (Axial)	128
Figura 90. Proceso de fatiga en el buje.	141
Figura 91. Proceso de degradación térmica	142
Figura 92. Efecto del contacto entre piezas metálicas.	142
Figura 93. Falla por adherencia de superficies (vulcanización)	143
Figura 94. Resultados de rigidez para la propuesta 1.	147
Figura 95. Resultados de rigidez para la propuesta 2.	147
Figura 96. Resultados de rigidez para la propuesta 3	147
Figura 97. Resultado de vida de servicio para la propuesta 2	148
Figura 98. Resultado de vida útil para la propuesta 3	148
Figura 99. Proceso de modelamiento y análisis por elementos finitos	149

LISTA DE ANEXOS

	pág.
ANEXO.1. PROCESOS DE FALLA DEL BUJE	141
ANEXO.2. AJUSTE DE CURVAS PARA LOS MODELOS EXPERIMENTALES	144
ANEXO.3. EVALUACIÓN DE RIGIDEZ PARA LOS MODELOS EVALUADOS	147
ANEXO.4. EVALUACIÓN DE VIDA DE SERVICIO PARA LOS MODELOS EVALUADOS	148
ANEXO.5. METODOLOGÍA REDISEÑO A TRAVÉS DE FEM.	149

ABREVIATURAS

CAD	Diseño Asistido por Computador
GEMI	Grupo de Estudios en Mantenimiento Industrial
GMT	Gummi Metall Technik (empresa alemana de elastómeros)
MEF	Método de elementos finitos (FEM, por su sigla en inglés)
UIC	Unión Internacional de Ferrocarriles (del francés <i>Union Internationale des Chemins de Fer</i>)
UTB	Universidad Técnica de Berlín (TUB, del alemán <i>Technische Universität Berlin</i>)

INTRODUCCIÓN

Para el sistema ferroviario en estudio es importante mantener la disponibilidad total de la vía permanente y de toda su flota de vehículos, de tal forma que se garantice la rapidez, seguridad y comodidad en el servicio de transporte que se presta a los usuarios [1],[2],[3]. El proyecto de investigación “Optimización del desempeño de vehículos fase I. Desarrollo de un prototipo” cofinanciado por Colciencias – Metro de Medellín Ltda. – La Universidad Eafit, y el cual ejecuta el grupo de Estudios en Mantenimiento industrial GEMI, tiene dentro de sus metas rediseñar un componente elastomérico de la suspensión con el propósito de optimizar la rigidez de un vehículo de pasajeros. Para efectos de cumplir con esta tarea se hace un completo estudio de las principales características de la suspensión del vehículo, los fallos presentes en la actualidad en algunos componentes de suspensión, bases teóricas de los materiales elastoméricos, acompañado de ensayos experimentales que fundamentaran el comportamiento de este tipo de materiales, adicionalmente se estudian las técnicas de modelado y desarrollo de prototipos de elementos elastoméricos, para ello se utilizan las últimas técnicas en el desarrollo de nuevos productos.

El enfoque de la presente tesis busca implementar una metodología que permita diseñar o rediseñar componentes elastoméricos, empleando técnicas modernas, tal como el uso del método de los elementos finitos y la integración de esta con técnicas experimentales.

En la actualidad, el Método de los elementos Finitos (MEF) indican la pauta para el desarrollo de nuevos prototipos y desarrollo de piezas, su auge ha ido creciendo cada vez más debido a la precisión que es posible conseguir a través de este medio y obviamente porque resulta ser más económico, al no tener que fabricar prototipos en gran escala, como era habitual en las practicas de diseño anteriores.

Para modelar elementos con comportamiento no lineal ante un estado de carga-deformación, como lo son los elementos elastoméricos se requiere hacer una previa caracterización del material, es decir se requiere hacer pruebas experimentales tales como pruebas de tensión, compresión, cortante, entre otras.

Los paquetes comerciales de MEF capaces de resolver este tipo de no linealidades, incluyen una serie de modelos matemáticos los cuales pretenden simular el comportamiento real del elemento caracterizado.

Para ello es necesario ingresar la mayor cantidad posible de información al software, de tal forma que sea posible encontrar un modelo matemático acorde al comportamiento real del elemento. Una vez realizadas las pruebas experimentales y comparar los resultados de las curvas obtenidas por cada uno de los modelos hiperelásticos, se selecciona el modelo que mejor correlación presente.

Existen otros parámetros a tener en cuenta, el principal es encontrar resultados aceptables entre las pruebas experimentales y las virtuales, otros parámetros decisivos son el tiempo de cómputo empleado por cada modelo y la convergencia de los resultados. En el presente informe se ilustrará el recorrido necesario para la fase de diseño de componentes elastoméricos, desde el modelado CAD obtenido para realizar los análisis, hasta la comparación de los resultados con las pruebas experimentales que se realizaron sobre el objeto de estudio.

Para comprender los pasos para realizar una simulación empleando MEF, es necesario conocer las consideraciones iniciales bajo las que trabaja en la actualidad el buje. Uno de los parámetros más relevantes es conocer la carga máxima que soporta el elemento y conocer el rango de desplazamientos en los que comúnmente trabaja el componente elastomérico en estudio, los cuales pueden ser obtenidos a través de pruebas experimentales realizadas generalmente en campo.

Luego de conocer las restricciones del modelo, las propiedades del material empleado, conocer las cargas que soportan los elementos a simular y obtener una rigidez aceptable entre los modelos reales y virtuales, entonces es buen momento para realizar diferentes tipos de modelos y someterlos a diferentes escenarios virtuales, con el fin de obtener una propuesta de rediseño acorde a los objetivos del proyecto.

1. OBJETIVOS

1.1. OBJETIVO GENERAL

Rediseñar un dispositivo elastomérico de suspensión modificando las características geométricas del buje blando, para mejorar el desempeño de un vehículo de pasajeros de un sistema Metro.

1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Elaborar el estado del arte en: Elementos de suspensión ferroviaria y modelamiento de componentes elastoméricos empleando MEF.
- Identificar las características de la suspensión primaria de los vehículos de pasajeros del Metro de Medellín.
- Elaborar las pruebas experimentales necesarias para caracterizar el componente elastomérico actual.
- Determinar el modelo numérico que mejor representa el modelo real.
- Proponer alternativas para mejorar un componente de la suspensión primaria modificando la geometría del buje blando.

2. EL ROL DE LA SUSPENSIÓN EN LOS SISTEMAS FERROVIARIOS

El presente documento realiza una descripción general de los principales aspectos de los sistemas ferroviarios, tales como las características más destacadas del sistema ferroviario, los tipos de vehículos ferroviarios más comunes, los tipos de bogies y los componentes elastoméricos que pertenecen a la suspensión primaria y secundaria de este tipo de vehículos. Estos temas son abordados, con el propósito de centrar al lector en aspectos generales que serán estudiados en mayor detalle durante el desarrollo de este proyecto.

2.1. VEHÍCULOS FERROVIARIOS

El ferrocarril es un servicio encuadrado en el sector transporte terrestre guiado, cuyas características más destacadas son [4],[5],[6],[7]:

Economía energética: es el transporte terrestre que consume menos energía, debido a la pequeña resistencia que se origina en la rodadura acero con acero.

Rapidez: si se desea que los desplazamientos de los vehículos terrestres se realicen con rapidez y con seguridad, estos necesariamente deben ser guiados o forzados a seguir una trayectoria rigurosamente fija. Los trenes de alta velocidad alcanzan velocidades comerciales de hasta 350 km/h. Esta velocidad permite al tren competir ventajosamente con el avión para el rango de distancias de 600 a 800 km.

Seguridad: la seguridad en este medio de transporte es muy superior a la de la carretera, a pesar de las mejoras introducidas en esta y a pesar de las normas de circulación (limitación de velocidad, uso del cinturón de seguridad, etc.). A pesar de ello, los accidentes ferroviarios tienen una gran resonancia en la opinión pública debido al carácter colectivo del accidente y a su espectacularidad.

Regularidad: se mide por el porcentaje de trenes que llegan con un retraso inferior a un número determinado de minutos (o segundos).

Comodidad: el grado de confort es cada día más elevado en los sistemas ferroviarios, los cuales deben cumplir determinadas normas aprobadas por la UIC (Unión internacional de

Ferrocarriles) en cuanto a mínimos de confort, no permitiéndose parámetros de aceleraciones medias e instantáneas sobre el pasajero que superen determinados niveles. Capacidad: en el ferrocarril son frecuentes las líneas de doble vía, e incluso múltiples con capacidad para transportar 50000 viajeros/hora-sentido de circulación; y en mercancías 60000 t/hora-sentido de circulación. Estos valores difíciles de alcanzar, son sin embargo, prácticamente realizables.

Contaminación: puede afirmarse que el ferrocarril es menos dependiente del petróleo que el transporte por carretera, puesto que puede utilizar energía eléctrica de procedencia hidráulica o nuclear.

2.1.1. Clasificación de los ferrocarriles

Esta clasificación puede hacerse atendiendo a distintos puntos de vista [4]:

- Según el ancho de vía se pueden distinguir ferrocarriles de vía ancha (Trocha ≥ 1435 mm), y ferrocarriles de vía estrecha con anchura inferior a la internacional.
- Según el tipo de tracción, puede haber vehículos con tracción por vapor, eléctrica, o por motores de combustión interna.
- Por la transmisión de esfuerzos se pueden distinguir los convencionales basados en la adherencia rueda-riel, de levitación (atracción-repulsión magnética), trenes cremallera, mixtos o los funiculares o con tracción por cable.
- Según el régimen de explotación se distinguen los caso privado, los públicos y los mixtos.
- Por el ámbito geográfico pueden existir los casos de largo recorrido para tráfico general (nacional, internacional), regionales e interurbanos, cercanías y suburbanos, urbanos (tranvías, metropolitanos), estratégicos o turísticos.
- Si se analiza la importancia de las líneas se distinguen las principales de las secundarias.
- Por el servicio que realiza se puede clasificar en general (de interés nacional, regional o local) o particular (minero, siderúrgico)

Algunas de las designaciones más frecuentes a este tipo de sistemas ferroviarios son:

Trenes de alta velocidad: Los TAV (trenes de alta velocidad) son trenes, que como su nombre indica, circulan a velocidades superiores a 200-250 km/h. por líneas diseñadas para este fin. Una de las primeras líneas de esta clase de trenes se inauguró en Japón en 1964 llamada "Nuevo Tokaido", que unía Tokio y Osaka; su tren alcanzaba una velocidad de 240 km/h. En Francia el TGV es uno de los trenes que en abril de 2007 obtuvo un récord mundial de velocidad: 574,8 km/h. Sin embargo, el récord mundial de trenes lo tiene el japonés Maglev (véase Figura 1.a), de levitación magnética, que en diciembre de 2003 obtuvo una velocidad máxima de 581 km/h. Otro tren de alta velocidad en Francia es el AGV (Automotriz a Gran Velocidad) mucho más moderno. En Japón, además del Maglev, están los Shinkansen que alcanzan velocidades de más de 300 km/h (véase Figura 1.b). Existen otros muy conocidos, tales como el ICE (Inter City Express) en Alemania y el AVE (Alta Velocidad Española) en España.

Figura 1. Trenes de alta velocidad



a. Shanghai Transrapid.



b. Shinkansen serie 500 de Kyoto

Tren metropolitano: Se denomina a los «sistemas ferroviarios de transporte masivo de pasajeros» subterráneo o elevado y en algunos casos parcialmente en la superficie y por carril tipo trinchera que operan en las grandes ciudades para unir diversas zonas de su término municipal y sus alrededores más próximos, con alta capacidad y frecuencia, y separados de otros sistemas de transporte con pasos a desnivel.

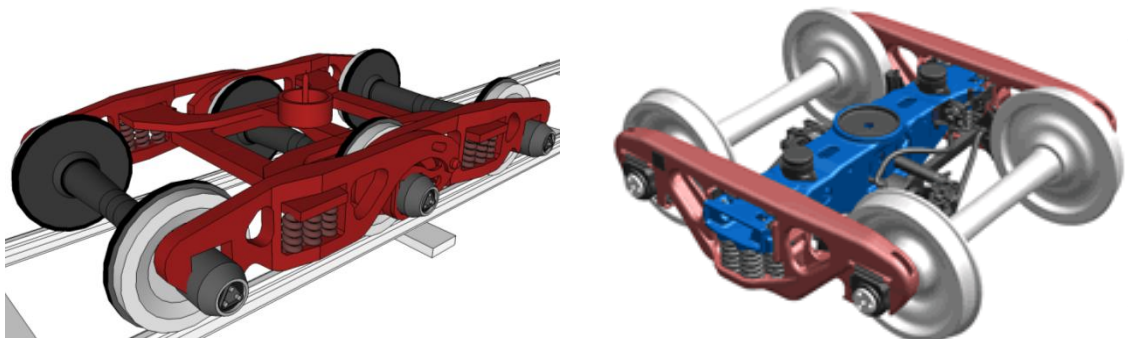
Tren ligero: El tren ligero es un tren de la familia de los tranvías, en ciertos casos de piso alto con estaciones con plataformas, que circula en segmentos parcial o totalmente segregado del tránsito vehicular, con carriles reservados, vías apartadas y en algunos casos por túneles en o en la superficie del centro de la ciudad.

2.2. SUSPENSIONES

De manera tradicional, el material ferroviario ha sido clasificado en tres grupos: el primero corresponde al material que proporciona la tracción al tren; el segundo el que permite el traslado de viajeros; finalmente, el tercero, dedicado al transporte de mercancías. Dado el enfoque de la tesis, solo se considerará los aspectos del material que tiene una incidencia relevante por su interacción sobre la vía [5].

Si nos referimos en primer lugar, al material motor convencional, puede decirse que una locomotora está formada por una caja que constituye el esqueleto sobre el que se instalan los equipos necesarios para la tracción y el frenado. La caja consta de un bastidor definido por largueros laterales, sobre los que está montada la caja propiamente dicha. A su vez, el bastidor reposa sobre dos o tres carretones llamados *bogíes*, constituidos cada uno de ellos por dos o tres ejes [6]. En general en la actualidad se habla preferentemente de locomotoras del tipo BB, dos bogíes de dos ejes cada uno. O de locomotoras del tipo CC, configuradas por dos bogíes de tres ejes cada uno (véase Figura 2).

Figura 2. Tipos de bogies



a. Bogíes para locomotoras tipo CC

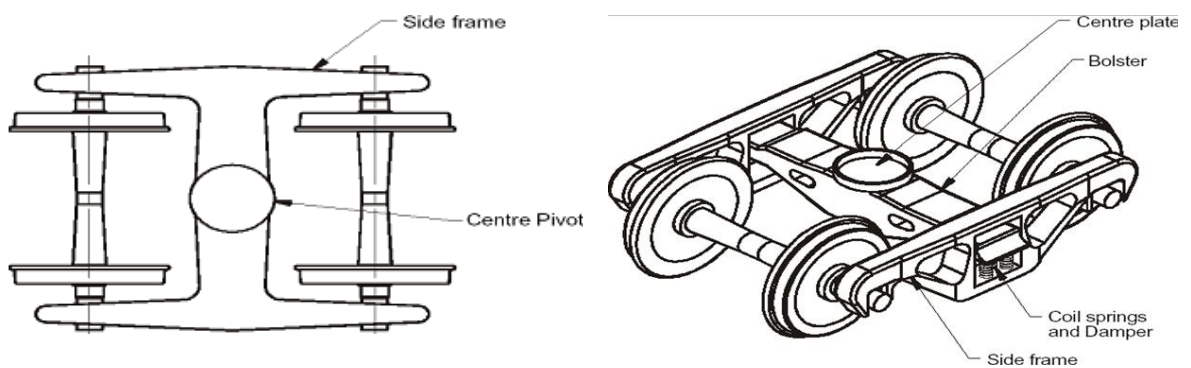
b. Bogíes para locomotoras tipo BB

Un bogie dispone de un bastidor que une el conjunto de los ejes que lo configuran. Entre el eje del bogie y el bastidor del mismo, se disponen elementos de suspensión y amortiguación que se agrupan bajo la denominación de suspensión primaria. A su vez entre el bastidor del bogie y el bastidor principal de la locomotora, los elementos de suspensión y amortiguación, se agrupan bajo la denominación de suspensión secundaria. Dentro de los principales propósitos del bogie están:

- Apoyo de la carrocería del vehículo ferroviario
- Estabilidad de la marcha, tanto en tramos rectos como en tramos curvos.
- Garantizar el confort de la marcha mediante la absorción de las vibraciones, y minimizando las fuerzas centrífugas cuando el tren circula en las curvas a alta velocidad.
- Minimizar la generación de irregularidades sobre la vía y la abrasión del riel.

El bogie se ha convertido en un equipo estándar bajo los vehículos de ferrocarril. Desde el punto de vista del porte de la carga vertical, hay dos tipos básicos de bogies; el bogie de bastidor rígido y el de tres piezas. Ellos difieren estructuralmente y en la forma del diseño de la suspensión (véase Figura 3)

Figura 3. Tipos básicos de bastidores [10]



a. Bogie de bastidor rígido

b. Bogie de tres piezas

Como lo indica su nombre, el bastidor rígido de bogie típicamente tiene la forma de una "H" rígida. La carga del cuerpo del vehículo es transferida desde el pivote central a través

del “Bastidor en H” a los amortiguadores localizados por encima de los rodamientos de caja de grasa.

Este tipo de bogie posiblemente no ha sido favorecido en operaciones de alto tonelaje desde el punto de vista de una suspensión vertical, por las siguientes razones [10]:

- Limitaciones de espacio para amortiguadores con una adecuada capacidad de carga y desviación en la región de la caja de grasa.
- El costo de proporcionar cuatro sistemas de amortiguadores / atenuadores en el bogie.
- El costo del Bastidor en “H” desde el punto de vista de complejidad, de manufactura y tolerancia.

Genéricamente, el bogie de tres piezas, como lo implica el nombre, consta de dos bastidores, cada uno apoyado en un orientación longitudinal sobre las cajas de grasa de los juegos de ruedas.

Los bastidores sostienen un miembro transversal – La tercera pieza – llamada cabezal. El cabezal es ajustado con un pivote central, el cual acopla al bogie con el cuerpo del vehículo. Las tres piezas, dos bastidores y un cabezal, son cada una simplemente vigas sostenidas. Esto hace del bogie una estructura estáticamente determinada y le permite a la estructura articularse bajo condiciones de deformidades de vía sin perder carga vertical de rueda. Las ventajas de esta estructura para la suspensión vertical son [6], [10]:

- Acomodación eficiente a las deformidades de la vía.
- Los amortiguadores de suspensión se limitan a dos cunas de amortiguadores, ofreciendo así ventajas de costo con respecto a los muchos elementos de suspensión.
- Los amortiguadores de suspensión están en una región de la estructura donde hay más espacio disponible que en las cajas de grasa.

Una desventaja es que el bastidor forma parte de la masa no compensada por suspensión sobre el juego de ruedas. Además, la dinámica lateral del bogie no es óptima.

2.2.1. Suspensión primaria

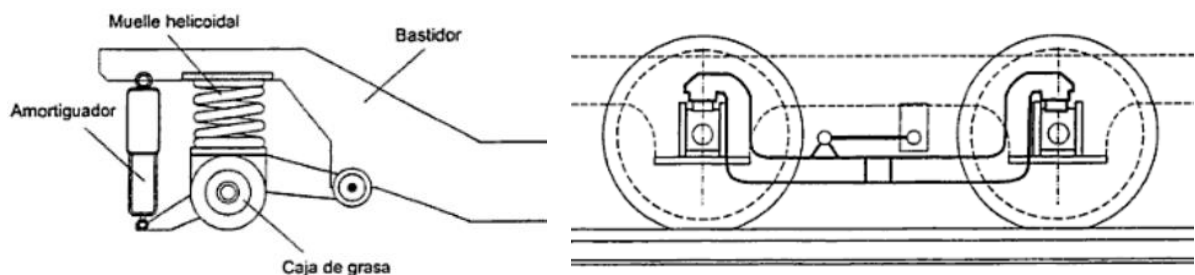
La suspensión primaria desempeña dos funciones fundamentales:

- Reduce las vibraciones que soportan el bastidor del bogie y los elementos montados sobre él.
- Asegura el reparto homogéneo de cargas sobre las ruedas, mejorando el comportamiento en tracción, en frenado y reduciendo el riesgo de posibles descarrilamientos.

A demás de actuar como suspensión vertical, la suspensión primaria está relacionada con el guiado de los ejes de dirección longitudinal y lateral. La rigidez del guiado es fundamental en el comportamiento dinámico y en los esfuerzos rueda-riel en los pasos por curva.

Algunos de las configuraciones de suspensión primaria más comunes son: por brazo longitudinal, donde un brazo longitudinal está articulado con el bastidor del bogie por medio de un elemento elástico de caucho (véase Figura 4.a). Otra configuración es por bieleta única, cuando se dispone de un balancín que enlaza las dos cajas de grasa, con una sola bieleta se asegura el arrastre longitudinal (véase Figura 4.b).

Figura 4. Configuración de suspensión primaria



a. Brazo articulado longitudinal

b. Arrastre por bieleta única

2.2.2. Suspensión secundaria

La misión fundamental de la suspensión secundaria es el filtrado de las vibraciones transversales, aunque, también realiza el filtrado en dirección vertical. En esta dirección se

utilizan suspensiones con frecuencia natural próxima a 1 Hz, mientras que en la lateral alrededor de 0,7 Hz.

Por tanto la suspensión secundaria sirve de apoyo vertical entre la caja y el bogie, como sistema de arrastre longitudinal, como mecanismo de guiado transversal y como sistema de control de giro relativo entre el bogie y la caja.

Para conseguir el apoyo vertical entre la caja y el bogie, se emplean las siguientes soluciones:

- Pivote central: utiliza un pivote central unido a la caja.
- Apoyo en dos puntos: utilizado como apoyo vertical y para controlar el galope del bogie o cuando se desea que su eje permanezca paralelo a la caja.
- Apoyo de la caja en soportes laterales: el peso de la caja reposa sobre dos apoyos laterales que pueden ser o no elásticos.

Otros elementos que van montados en el bogie son: los ejes, las ruedas, las cajas de grasa, los muelles, siendo estos en algunos casos componentes elastoméricos.

El enfoque de este proyecto está orientado en conocer los componentes que ayudan a favorecer el guiado del vehículo, para su posterior intervención y rediseño, por tanto es necesario identificar los elementos elastoméricos más comunes, presentes en la suspensión de los vehículos ferroviarios.

2.3. ELEMENTOS ELASTOMÉRICOS

La utilización de componentes elastoméricos en suspensiones de trenes es habitual en muchos sistemas comerciales gracias a las bondades que ofrecen los cauchos bajo aplicaciones de carga cíclica.

Tanto en la suspensión primaria como en la suspensión secundaria es común el uso de dispositivos que permiten amortiguar golpes, vibraciones, movimientos, o que sirven como soporte para otros elementos.

Dentro de la gran variedad de dispositivos útiles en suspensiones se encuentran:

- Amortiguadores de aire. Ver Figura 5.a
- Amortiguadores cónicos. Ver Figura 5.b
- Amortiguadores por capas. Ver Figura 5.c
- Elementos de guiado. Ver Figura 5.d
- Amortiguadores laterales. Ver Figura 5.e
- Amortiguadores auxiliares. Ver Figura 5.f

Figura 5. Dispositivos elastoméricos empleados en suspensión ferroviaria



a. Amortiguadores de aire



b. Amortiguador cónico



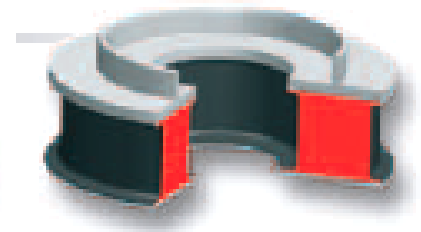
c. Amortiguadores por capas



d. Elementos de guiado



e. Amortiguadores laterales



f. Amortiguadores auxiliares

2.4. BUJES Y SUS PROBLEMAS EN OPERACIÓN

Los sistemas ferroviarios son cada vez más avanzados, las ciudades crecen y generan nuevas demandas. Los países latinoamericanos tienen dentro de sus planes de desarrollo la creación de líneas ferroviarias comerciales para solucionar sus problemas de movilidad. Con más frecuencia se pueden observar máquinas modernas en diferentes partes del mundo, lo que es una viva muestra de la gran necesidad de crear elementos con mejores prestaciones.

La utilización de bujes es muy común en sistemas de suspensión de vehículos ferroviarios. Los elementos elastoméricos presentes en estos dispositivos tienen una vida útil limitada de acuerdo a las condiciones de operación del vehículo, es por esto que las empresas de transporte ferroviario invierten dinero para la investigación de la tecnología aplicable a este tipo de elementos.

La tecnología en la fabricación de bujes para trenes varía de acuerdo a los avances tecnológicos de los países, Europa por ejemplo, es líder en este aspecto por la gran demanda que generan los numerosos sistemas ferroviarios presentes en diferentes ciudades de este continente. América Latina por su parte, se vale de la comercialización de estos dispositivos para satisfacer sus necesidades.

El proyecto de investigación dentro del cual se enmarca este proyecto de maestría tiene como finalidad aplicar una metodología que permita diseñar y fabricar este tipo de bujes para suspensiones de trenes con la finalidad de mejorar aspectos técnicos propios del sistema Metro de Medellín Ltda.

3. CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA METRO

3.1. GENERALIDADES DEL SISTEMA METRO

La empresa de transporte masivo del Valle de Aburrá - Metro de Medellín Ltda. fue creada el 31 de mayo de 1979. Se constituye con el fin de construir, administrar y operar el sistema de transporte masivo, generando desarrollo y buscando ofrecer calidad de vida a todos los habitantes del Valle de Aburrá [12].

El 30 de noviembre de 1995, inicia su operación comercial en un primer tramo, entre las estaciones Niquía y Poblado en la línea A; luego la red se extiende hasta Itagüí y hacia San Javier con la línea B; y el 7 de agosto de 2004 entra en funcionamiento el Metrocable, Línea K hacia el Nororiente y el 3 de marzo de 2008 fue puesto en marcha el Metrocable línea J que atiende la zona Centro y Noroccidental [12].

Actualmente, el Sistema cuenta con 31 estaciones: 19 en la línea A y 6 en la línea B para 25 estaciones con tecnología Metro, y 3 en la línea K y 3 en la línea J para 6 estaciones con tecnología Metrocable.

En el año 2008, el Metro movilizó 154'896.951 millones de usuarios, sumando desde el inicio de la operación 1.425 millones de personas transportadas con seguridad, rapidez, economía, información y presentación, atributos que caracterizan el servicio del Metro.

La línea A tiene 23.41 kilómetros de longitud. Recorre el Valle de Aburrá desde Niquía, municipio de Bello, en el norte, hasta el municipio de Itagüí en el sur. La mayor parte del recorrido de la Línea A se hace paralelo al río Medellín, separándose de éste para atravesar el centro de la ciudad y uniéndose nuevamente a esta arteria fluvial en la estación Industriales.

Las estaciones de la Línea A son: Niquía, Bello, Madera, Acevedo, Tricentenario, Caribe, Universidad, Hospital, Prado, Parque Berrío, San Antonio, Alpujarra, Exposiciones, Industriales, Poblado, Aguacatala, Ayurá, Envigado e Itagüí.

La línea B tiene 5.59 kilómetros de longitud, seis estaciones elevadas y una a nivel. La Línea B va desde San Javier, en el occidente de la ciudad, hasta Bolívar con Maturín, en la Estación San Antonio. Entró en operaciones el 29 de febrero de 1996.

Las estaciones de la Línea B son: San Javier, Santa Lucía, Floresta, Estadio, Suramericana, Cisneros, San Antonio B.

Las líneas antes mencionadas están conectadas por un tercer tramo, denominado *vía de enlace*, el cual se extiende desde la estación Caribe en el tramo de la línea A norte, hasta la estación Suramericana, en la línea B. Casi la totalidad del trazado de esta vía es a nivel (ver Figura 6).

Figura 6. Trazado de la Vía Sistema Metro



3.2. DESCRIPCIÓN DE COMPONENTES

3.2.1. Vía

El Metro de Medellín cuenta con un sistema de 75 km. de vía férrea distribuidos de la siguiente forma:

- 13.5 km. en el Patio de Bello.
- 3.5 km. en la línea de enlace.
- 5.59 km. en la línea B descendente.
- 5.59 km. en la línea B ascendente.

- 23.41 km. en la línea A ascendente.
- 23.41 km. en la línea A descendente.

En la vía permanente pueden funcionar tanto vehículos de pasajeros como vehículos auxiliares para el mantenimiento. El recorrido de los vehículos de pasajeros se realiza en una sola dirección, mientras el movimiento de los vehículos auxiliares se puede realizar en los dos sentidos.

La vía ferroviaria tiene un ancho de vía estándar de 1435 mm (vía normal) en la cual los vehículos de pasajeros alcanzan una velocidad de 80 km./h, los tramos de la vía están continuamente soldados y se encuentran ubicados estratégicamente en las líneas A y B, 67 cambiavías, lo cual permite operar el sistema por tramos intermedios. En la Tabla 1 se presenta los datos principales de la vía permanente.

Tabla 1. Principales características de la vía permanente

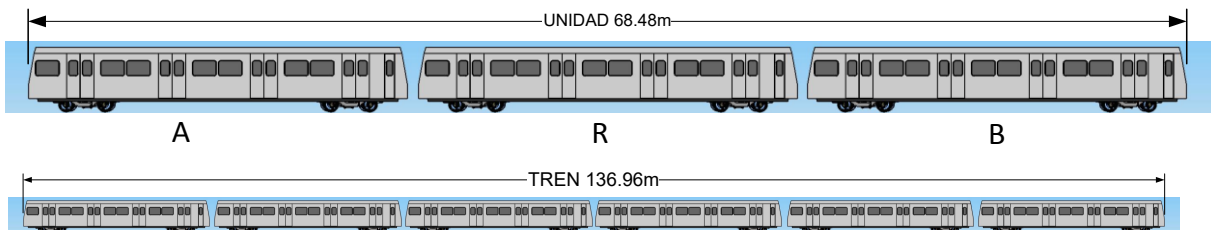
Tipo	Valor
Ancho de vía	1435mm
Peralte (mínimo-máximo)	20 - 150mm
Pendiente máxima de la vía	37 0/00
Ancho exterior del coche	3200mm
Radio de acuerdo vertical mínimo (admisible en el trayecto)	2000m
Radio mínimo horizontal en Línea A	300m
Radio mínimo horizontal en Línea B	200m
Radio mínimo de la vía de enlace	90m
Distancia mínima entre vías	3.75m
Distancia entre durmientes Línea	0.63m
Distancia entre durmientes PBE	0.75m
Altura mínima del balasto desde la sub-base	0.30m
Hombro del balasto	0.40m
Riel	UIC 54
Durmiente de hormigón	Tipo Dywidag
Longitud durmiente de hormigón	2.5 m
Tipo de sujeción	HM (Vossloh)
Finales de vía	Parachoques
Cambiavía	UIC 54 190 1:9
Cambiavías en Patios Bello	UIC 54 190/90 1:6
Velocidad máxima en Patios Bello	20km/h
Velocidad máxima en línea comercial	80km/h
Longitud de curvas (R < 200 m)	643.5m
Longitud de curvas (200 m < R < 350 m)	9695.6m

Tipo	Valor
Longitud de curvas (350 m < R < 600 m)	7546.9m
Longitud de curvas (600 m < R < 1.000 m)	2615.5m
Longitud de curvas (R > 1.000 m)	956.7m
Porcentaje de curvas en el sistema	43%

3.2.2. Vehículo

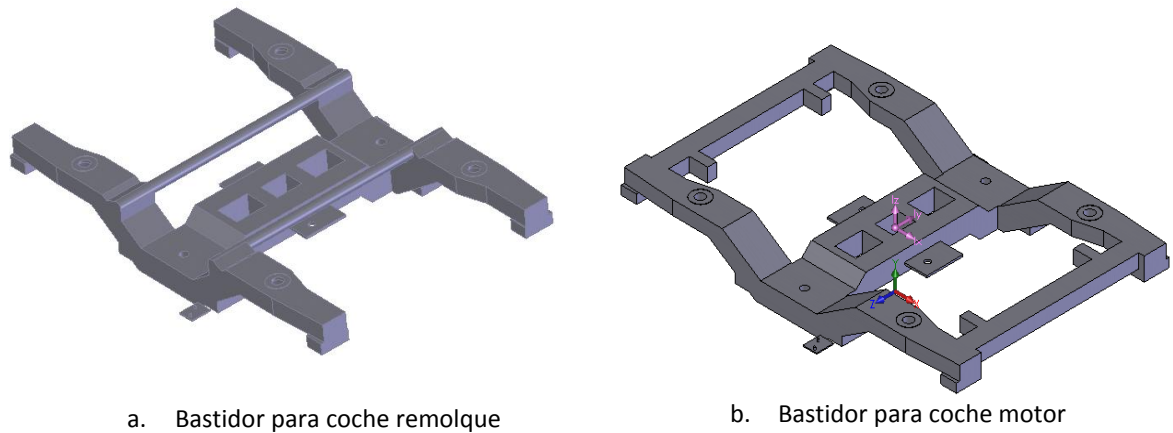
El Metro de Medellín consta con 42 unidades de tres vagones cada una, cada unidad consta de tres elementos, dotados de acoplamientos cortos. Los vagones finales (A y B), tienen cada uno dos bogues accionados, de dos ejes, mientras que el vagón central (R) anda con dos bogies no accionados (véase Figura 7). El diseño de los bogies corresponde en gran medida el de la serie ET 420 que dio buenos resultados en las líneas interurbanas de los ferrocarriles alemanes.

Figura 7. Configuración de vehículos de pasajeros



El tipo de bogie que posee la flota de vehículos del Metro de Medellín es un bogie de bastidor rígido, este tipo de bogie actúa verticalmente, tiene forma de 'H' rígida (véase Figura 8). La carga del cuerpo del vehículo es transferida desde el pivote central a través del bastidor en 'H' a los bujes en la caja de grasa. En la Figura 8.b se puede ver que para el bastidor utilizado en el coche motor existen unos travesaños de cierre tanto en la parte anterior como en la posterior.

Figura 8. Bastidor Tipo H.



3.3. PROBLEMÁTICA EN EL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

La configuración de suspensión primaria en los bogies del sistema ferroviario de pasajeros perteneciente a la flota vehículos de la empresa Metro de Medellín Ltda., se compone de resortes helicoidales, hojas guía con bujes elastoméricos y amortiguadores verticales. La configuración y características dinámicas del vehículo no han sido diseñadas para las particularidades de diseño de la vía, esto se debe a que los conjuntos eje-rueda son incapaces de rotar relativamente con respecto a otros tanto como se requiere, por tanto el vehículo afecta el estado de la vía y la vía afecta los componentes el vehículo [13].

El vehículo tiene una configuración en la suspensión considerada rígida [14]. Por tanto, el comportamiento del vehículo en tramos curvos de vía no es eficiente. Se plantea la intervención de la rigidez longitudinal del diseño actual de los vehículos a un valor óptimo. Esto mejora la habilidad de maniobra del vehículo, obteniendo los siguientes resultados [11]:

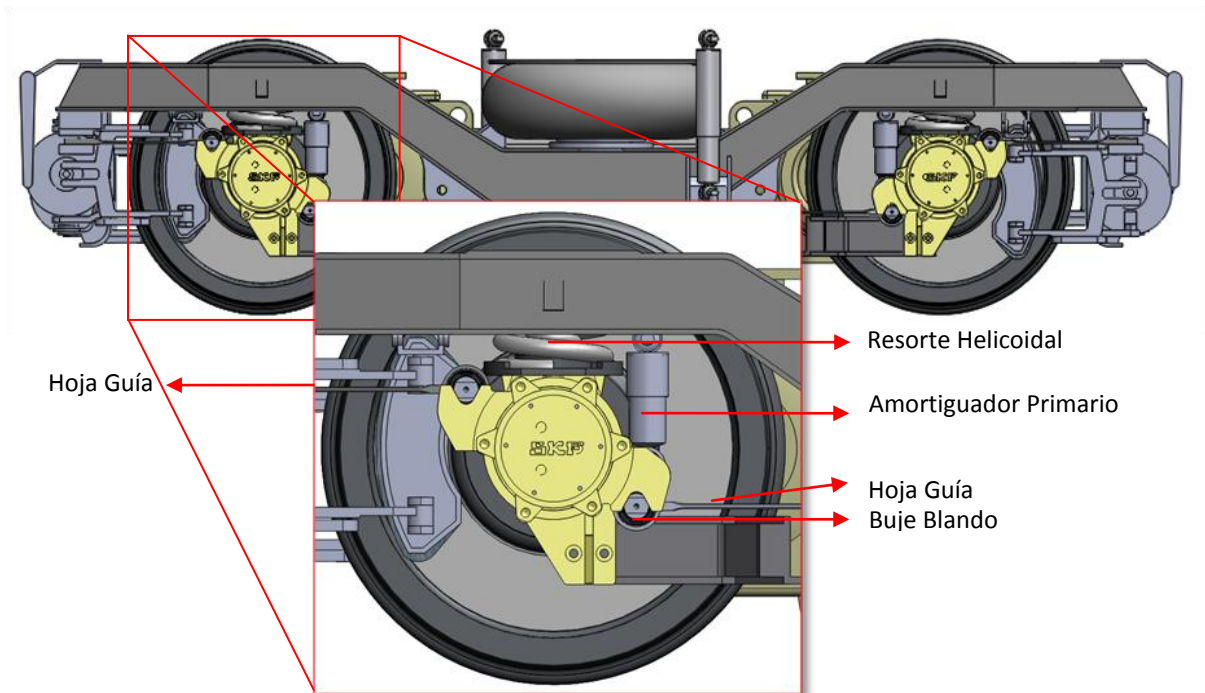
- Reducción el proceso de desgaste rueda-riel.
- Incremento la vida útil del elemento.
- Requisitos de fabricación coherentes con la capacidad técnica de la industria local.

3.4. ELEMENTOS DE SUSPENSIÓN FERROVIARIO

Este proyecto, busca modificar un componente de suspensión ferroviario, pero como se mostró en el capítulo anterior, es necesario identificar que tipo de suspensión posee el sistema en estudio y cuál o cuáles son los elementos que inciden en el guiado del vehículo. La Figura 9 ilustra el arreglo de suspensión primaria actual para un bogie del Metro de Medellín. El arreglo mostrado es para un bogie motor. El diseño para el bogie remolque es similar.

La carga vertical es soportada por un par de resortes helicoidales, mientras que las cargas laterales y longitudinales hacen reaccionar a las hojas guía y a los bujes. Nótese que las hojas guías y los bujes adhieren una rigidez parásita vertical, mientras que el cortante de los resortes helicoidales adhieren rigidez parásita lateral y longitudinal. Un amortiguador del resorte helicoidal provee amortiguamiento vertical.

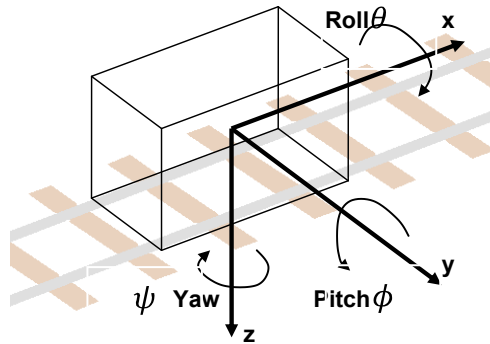
Figura 9. Arreglo de suspensión primaria del Metro de Medellín.



3.4.1. Características de la suspensión primaria

El vehículo experimenta diferentes tipos de desplazamientos y rotaciones, los cuales están definidos en el sistema coordenado global (GS) (véase Figura 10).

Figura 10. Sistema coordenado global para el vehículo [5]



Los desplazamientos son descritos de la siguiente forma [5]:

- Longitudinal: Dirección x , positivo en la dirección de marcha del vehículo.
- Transversal: Dirección y .
- Vertical: Dirección z , positivo en dirección descendente.
- Roll, θ : Rotación sobre eje x , positivo en sentido contrario al de las manecillas del reloj.
- Pitch, ϕ : Rotación sobre el eje y , positivo en sentido contrario al de las manecillas del reloj.
- Yaw, ψ : Rotación sobre el eje z , positivo en sentido contrario al de las manecillas del reloj.

La configuración de la suspensión primaria de un vehículo ferroviario debe satisfacer las siguientes funciones [9],[11]:

- Transferencia de carga inercial: Transferir las fuerzas de reacción longitudinal debido a la tracción del vehículo (sólo para bogíes motor) y frenado (para bogíes motor y remolque).

- Transferencia de fuerzas reactivas de guiado: Proveer fuerza de guiado longitudinal y lateral para permitir que el vehículo opere seguro a través de secciones de vía curvas y tangentes. En el caso de curvas con radios pequeños, la rigidez de la suspensión debería ser relativamente alta para evitar la inestabilidad del vehículo. En el caso de curvas con radios grandes, la rigidez de la suspensión debería ser relativamente baja para permitir la alineación radial del conjunto eje-rueda. Esto crea un requerimiento de diseño conflictivo.
- Transferencia de peso: Transferir carga vertical desde el bastidor del bogie al conjunto eje-rueda. En combinación con la flexibilidad torsional del bastidor, la suspensión debe ser lo suficientemente flexible como para permitir la operación en las súper-elevaciones provenientes de la vía, en particular aquellas que crean variaciones de nivel cruzado.

Anteriormente, se planteó que la intervención de la rigidez longitudinal del diseño actual de los vehículos a un valor óptimo mejora la habilidad de maniobra del vehículo, obteniendo mejores resultados, a continuación se exponen las características mencionadas:

3.4.2. Proceso de Desgaste

Los conjuntos eje-ruedas de los vehículos del Metro de Medellín están restringidos por la suspensión del vehículo y estos son incapaces de rotar relativamente con respecto a otros tanto como se requiere. Por lo tanto se generan fuerzas de arrastre y de *creepages*¹. [15]. Este guiado forzado da lugar a movimientos relativos con resbalamiento y fuerzas que generan fenómenos de desgaste en las superficies de contacto rueda-riel [16]. Para determinar tales magnitudes, es necesario conocer el ángulo de ataque [15].

¹ Fuerza de resbalamiento entre dos superficies, normalmente cuando la rueda gira y desliza sobre el riel ocasionando un desgaste entre ambas partes.

La modificación de la rigidez en la suspensión primaria mejora el comportamiento de guiado vehículo en tramos curvos, reduciendo el proceso de desgaste en la interface rueda-riel [11].

3.4.3. Vida Útil

Se evidencia un conjunto de procesos de falla presentados por la configuración del buje actual:

- Proceso de fatiga: generación de propagación de grietas en las caras exteriores del buje (véase ANEXO.1, Proceso de fatiga en el buje.). El proceso de fatiga se acelera considerablemente en el caso que la goma sufra deformaciones superiores a 10% [13][17]
- Degradación térmica: generación de grietas por cristalización del material a causa de temperaturas superiores a las recomendadas por el material. Se observa fallas de este tipo en la caras interiores del buje (véase ANEXO.1, Figura 92 Proceso de degradación térmica), debido a que el buje al interior se encuentra confinado (hermético) y no existe proceso de convección [13]
- Falla en la superficie de adherencia goma-metal: desprendimiento en la interfase goma-metal, asociado a la exigencias técnicas en el proceso de vulcanización (véase ANEXO.1, Figura 94. Falla por adherencia de superficies (vulcanización)).

3.5. ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO

Las actividades de mantenimiento de los vehículos de pasajeros se dividen en: servicio menor, inspecciones, revisiones, perfilado y medición de ruedas, rutinas de mantenimiento de las ruedas, pruebas de carga y verificación de cotas. El servicio menor comprende un control visual y funcional de los equipos del vehículo. Estas tareas abarcan: diagnóstico, corrección y/o reparación del equipo en sitio y la revisión de equipos de seguridad [12].

Figura 11. Características básicas del vehículo ferroviario.

Tipo		Valor
Bogie motor		4
Bogie portador		2
Altura del coche desde el riel a el techo		3.8 m
Ancho exterior del coche		3.2 m
Longitud del coche sobre los enganches	Coche motor	22860
	Coche remolque	22760
Tensión de catenaria		1500v.c.c.+20%-30%
Tensión auxiliar	Batería	110 v.c.c
	Convertidores	3x220 y 3x440 V 60Hz.
Tracción	Potencia del motor	205KW (permanente)
	Razón de transmisión	5.95:1=Z1/Z2=119/20:1
Diámetro de las ruedas	Nueva	850mm
	Desgastada	800mm
Velocidad máxima de servicio		80km/h

Las inspecciones tienen como finalidad, obtener una indicación de la condición del vehículo, de manera que pueda ser operado y mantenido con seguridad y economía. El programa se divide en tres inspecciones, a los 30.000 km, 60.000 km y 120.000 km de recorrido del vehículo de pasajeros Las revisiones Incluyen acciones como análisis previo, desmontaje, limpieza, evaluación de componentes, reparación y sustitución, compra, montaje, pruebas. Estas se realizan a los 600.000 km y 1200.000 km de recorrido [12].

El perfilado de ruedas es el aspecto más importante a tener en cuenta en el momento de planificar las labores de mantenimiento de la rodadura ferroviaria, con el fin de monitorear la aparición de grietas y defectos en las ruedas. Para garantizar la adecuada rodadura del vehículo en la vía férrea, se hacen las siguientes rutinas periódicas de mantenimiento preventivo en las ruedas [12]:

- Medición de parámetros de las ruedas como diferencias de diámetro, ovalización, desviación concéntrica de la rueda, desviación de forma de la pestaña y la desviación de la forma de la banda de rodadura. Estas mediciones se realizan cada

20.000km de recorrido del vehículo y se verifican parámetros geométricos con el equipo Miniprof^{®2} y con la maquina perfiladora de ruedas.

- Recuperación del perfil de las ruedas (superficie que interactúa con el riel), se realiza de acuerdo a la condición del estado de los parámetros indicados anteriormente; una vez se verifican las ruedas con el Miniprof[®] y la máquina perfiladora de ruedas, los parámetros que se encuentran fuera de su rango se intervienen mediante el maquinado del perfil y la recuperación de los parámetros óptimos de la rueda.

En las actividades de mantenimiento se realiza un proceso de equilibrio de cargas entre los ejes y las ruedas, y la verificación de cotas busca mantener las cotas Y, Z1 y Z2. La cota Y consiste en alinear las ruedas de los dos ejes de un bogie, con el fin de que estas no trabajen generando esfuerzos laterales, los que ocasionan desgaste acelerado de las ruedas del bogie. La cota Z1 consiste en una medida de verificación del estado de los muelles helicoidales de la suspensión primaria de los bogies y la cota Z2 se mide para garantizar que la caja forme un plano paralelo al plano de los rieles [12].

3.6. DESARROLLOS INVESTIGATIVOS

La empresa Metro de Medellín, en conjunto con el grupo GEMI han desarrollado desde hace algunos años, una serie de proyectos de investigación enfocados en el tema ferroviario, todos estos proyectos han culminado en resultados exitosos, a continuación se mencionan dichos proyectos investigativos.

- Sistema portátil de diagnóstico para los vehículos de pasajeros del metro de Medellín, que permita implementar la norma internacional UIC 518 de la unión internacional de líneas férreas – SPD (fase I y fase II).
- Proyecto de modelamiento dinámico y geométrico de la interfase vía -vehículo del metro de Medellín – MODIVIM.

² Miniprof[®]: herramienta utilizada para medir el perfil transversal del riel y la rueda.

- Optimización del desempeño de vehículos – fase I. desarrollo de un prototipo
- Sistema experimental de medición de cargas verticales de trenes (Fase I y fase II).

3.7. PROYECTO DE OPTIMIZACIÓN

La universidad EAFIT³ junto con Empresa de Transporte Masivo del Valle de Aburrá Limitada⁴, en el año 2008, decidieron dar continuación a la serie de Proyectos de Investigación dirigidos a la innovación, ciencia y tecnología en el campo de sistemas ferroviarios.

La universidad EAFIT y el Metro de Medellín en cofinanciación con Colciencias desarrollaron el Proyecto Investigación “Optimización del Desempeño de Vehículos Fase I. Desarrollo de un Prototipo”, la duración total del proyecto fue de 24 meses, con fecha de iniciación en 24 de enero de 2008. El Director del proyecto es el Dr. Ing. Jorge Luis Restrepo Ochoa⁵.

El objetivo general del trabajo fue rediseñar el sistema de suspensión primaria de un vehículo de pasajeros de la empresa Metro de Medellín Ltda., el resultado obtenido del proyecto de investigación fue la el diseño y manufactura de un dispositivo de suspensión que mejora el desempeño de las flota de vehículos de pasajeros pertenecientes al Metro de Medellín. El dispositivo diseñado producto de la investigación permite mejorar la suspensión primaria, para proveer menor desgaste en la interface rueda-riel y mejor guiado del vehículo, y conservar los estándares de estabilidad y seguridad sistema ferroviario. Además permite reducir los costos operativos del sistema de transporte, por medio del aumento de la vida útil de los componentes de la interface vía-vehículo y la disminución en los costos de mantenimiento.

³ <http://www.eafit.edu.co/>

⁴ Metro de Medellín, <http://www.metrodemedellin.gov.co/>

⁵ <http://200.12.180.5/EafitCn/Ingenieria/Pregrados/IngenieriaMecanica/ProfesoresA.htm>
jrestrep@eafit.edu.co

4. METODOLOGÍA PARA EL REDISEÑO DE LA SUSPENSIÓN PRIMARIA DEL METRO DE MEDELLÍN LTDA.

La metodología aplicada para el rediseño del componente de suspensión, surge a raíz de las fortalezas identificadas al interior del grupo GEMI y no corresponde a algún caso documentado por otro ente y/o universidad. La novedad de esta metodología radica en que es capaz de vincular diversas áreas del conocimiento para obtener un beneficio común.

En los capítulos anteriores se ha determinado que el elemento apropiado para ser intervenido es el buje blando ubicado en la suspensión primaria al interior de la hoja guía, además de presentar un conjunto de procesos de fallos evidenciados a lo largo del proyecto e ilustrado en la sección 3.4.3.

Para solucionar los aspectos de guiado, vida útil y optimizar el desempeño de la suspensión del vehículo, es necesario diseñar y construir un buje que cuente con propiedades mecánicas óptimas para sistemas ferroviarios, cuya configuración brinde:

- a) Mayor vida útil de los componentes,
- b) Disminución de las tasas de desgaste en la interfase rueda-riel mediante una distribución uniforme de esfuerzos.
- c) Conservación del confort de pasajeros, estabilidad y seguridad en marcha del sistema ferroviario.

Todos estos requisitos son posibles de lograr si se tiene un dispositivo cuya respuesta dinámica obedezca a las siguientes características:

- a) De tipo geométrico: que permita la fluidez de esfuerzos a través de los componentes internos del ensamble, bajo los estados de deformación que exige el vehículo, obteniendo una tasa de degradación de los componentes de suspensión más lenta y por ende una vida útil mayor. Por ejemplo, un ensamble final que genere una precarga en sentido axial y que induzca un estado de esfuerzos inicial

en el componente genera una adecuada distribución de esfuerzos durante la explotación del vehículo, aumentando la vida útil del dispositivo.

- b) De tipo funcional: un dispositivo que permita una adecuada marcha del vehículo en la vía, consiguiendo prestaciones mecánicas apropiadas para disminuir el desgaste rueda-riel en condiciones de explotación. Las prestaciones mecánicas óptimas garantizan niveles significativamente superiores, respecto a la normativa internacional en cuanto a criterios de explotación del sistema; estabilidad, seguridad y confort.

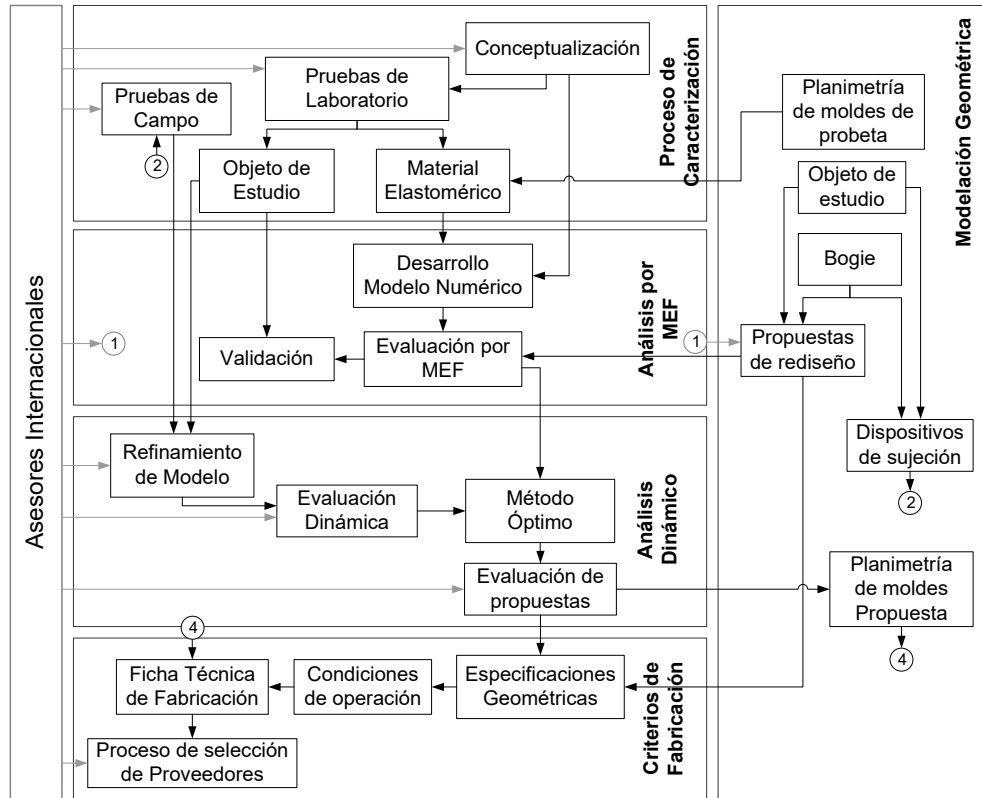
4.1. METODOLOGÍA UTILIZADA PARA EL REDISEÑO DEL BUJE BLANDO

Para llevar a término los el rediseño del buje, es necesario realizar un conjunto de actividades interdisciplinarias, las cuales se sintetizan en los siguientes frentes de trabajo:

- Proceso de caracterización.
- Modelación geométrica del sistema.
- Análisis por el Método de Elementos Finitos.
- Evaluación dinámica en el sistema ferroviario.
- Cálculo del rango de rigidez longitudinal óptimo.
- Evaluación de las propuestas de rediseño.
- Criterios de fabricación del objeto de estudio.

Cada frente de trabajo obedece a un área especializada de conocimiento, las cuales son abordadas bajo enfoques analíticos y experimentales (véase Figura 12).

Figura 12. Flujoograma general del proceso de rediseño



La primera etapa es el proceso de caracterización. Esta etapa del proceso incluye la conceptualización del objeto de estudio en la cual se realiza un levantamiento del estado de la técnica relacionado con el objeto de estudio. Posteriormente se realiza un marco conceptual de las características funcionales del objeto de estudio, se aborda el planteamiento analítico del fenómeno de la mecánica del contacto y se describen aplicaciones en cuanto a la modelación computacional que poseen dichos planteamientos. Además se plantean las bases para la realización de pruebas que permitan la caracterización de las propiedades mecánicas del objeto de estudio y se define el plan de pruebas propio para la evaluación del objeto de estudio en unas pruebas de campo.

La segunda etapa es el proceso de modelación geométrica, el cual es un proceso transversal dentro de la metodología, en el que a partir de los valores registrados en el proceso metrológico se procede a la creación detallada de modelos geométricos en

herramientas computacionales CAD de un vehículo de pasajeros compuesto por los principales componentes y del objeto de estudio en detalle.

La tercera etapa es el análisis por el método de elementos finitos en la cual se presentan los modelos constitutivos existentes para abordar un análisis con materiales elastoméricos y se realiza una validación del modelo numérico con los valores experimentales encontrados en el laboratorio.

La cuarta etapa es el análisis dinámico del sistema en el cual se eligen seis parámetros para evaluar: a) Eingenvector, b) Respuesta a perturbación en vía, c) Capacidad de retorno a estado estable, d) Análisis cuasi-estático en curva, e) Seguridad en marcha y f) Estabilidad en marcha. Luego de evaluar estos parámetros se realiza el cálculo del rango de rigidez longitudinal óptimo que debe poseer el buje rediseñado.

La quinta etapa son los criterios de fabricación. Previo a esta etapa se ha realizado la evaluación de diferentes propuestas de rediseño mediante diferentes criterios como vida útil, desgaste rueda-riel, guiado, seguridad en marcha, y estabilidad en marcha. En la etapa de criterios de fabricación se establecen los parámetros a seguir por el ente proveedor, en donde se establecen unas especificaciones geométricas, unas condiciones de operación del buje, unas fichas de fabricación, y una selección de proveedores.

En la presente tesis se abordan en detalle los aspectos relacionados al análisis por elementos finitos del objeto de estudio hasta llegar a un nuevo prototipo, sin tratar en gran detalle los demás aspectos del proyecto.

4.2. BENEFICIOS ESPERADOS

Con el nuevo diseño se esperan los siguientes beneficios:

- a) Reducción del consumo de energía al obtener una marcha más suave del vehículo en la vía.
- b) Reducción de los efectos negativos de vibraciones.
- c) Reducción de los efectos negativos del nivel de presión sonora (ruido al entorno).

Por otro lado, es posible asumir que un dispositivo de suspensión de este tipo incrementa la disponibilidad de los vehículos debido a que reduce el tiempo que éstos se encuentran fuera de servicio a causa de:

- a. El reemplazo de dispositivos de suspensión, puesto que los dispositivos de suspensión tienen una vida útil mayor gracias al comportamiento mecánico de la invención producto de la geometría interna del ensamble permitiendo un adecuado flujo de esfuerzos en condiciones de operación del sistema.
- b. El re-perfilado de ruedas, por el menor desgaste de la interfase rueda-riel.

5. MODELACIÓN DE COMPONENTES ELASTOMERICOS EMPLEANDO MEF

El método de los elementos finitos (MEF) ha adquirido una gran importancia en la solución de problemas ingenieriles, físicos, etc., ya que permite resolver casos que hasta hace poco tiempo eran prácticamente imposibles de resolver por métodos matemáticos tradicionales. Esta circunstancia obligaba a realizar prototipos, ensayarlos e ir realizando mejoras de forma iterativa, lo que traía consigo un elevado coste tanto económico como en tiempo de desarrollo [18],[19].

La mayoría de los análisis por Elementos Finitos que se realizan se basan en la solución de problemas estáticos, donde el valor de la carga no varía en función del tiempo y existe una relación lineal entre la fuerza y la deformación (Ley de Hooke) [20]. Sin embargo no todos los modelos cumplen con las condiciones antes mencionadas, estos modelos son conocidos como no lineales.

Las características de los materiales son descritas por un modelo constitutivo, ésta es una relación matemática entre el esfuerzo y la deformación. El esfuerzo en algunos materiales depende solamente de la deformación, en otros casos, este puede por ejemplo ser afectado por la tasa de deformación, magnitud de deformación, temperatura, plasticidad y amplitud de deformación y frecuencia en caso de cargas cíclicas. El caucho es un material el cual es dependiente de la mayoría de los factores mencionados [21]. Hay pocos modelos constitutivos de diferentes clases los cuales pueden ser utilizados para modelar un caucho, los que se tratan aquí son los modelos hiperelásticos. Estos modelos describen diferentes clases de propiedades del material, el tipo de carga decide cual es el más apropiado.

A diferencia de lo que ocurre en los metales, que requieren relativamente pocas propiedades para caracterizar su comportamiento, el tratamiento del caucho es muy complejo. Esto es porque estamos ante un tipo de problema no lineal de geometría y de material [22][23].

5.1. CARACTERÍSTICAS DE LOS MODELOS DE MATERIALES HIPERELÁSTICOS.

Los componentes de goma se componen en general de una base de caucho (por ejemplo, caucho natural), un relleno (por ejemplo, negro de carbono) y un agente de curado (por ejemplo, de azufre). Los componentes adicionales pueden incluir los antioxidantes, los agentes de adhesión, los agentes retardadores de llama y el proceso especial de mejora de los aditivos químicos. Las propiedades físicas comunes medidas en los compuestos incluyen la dureza, resistencia a la tracción, el alargamiento final, resistencia al envejecimiento, resistencia al desgarro, resistencia al desgaste y la resistencia a la fatiga, por nombrar unos cuantos. Todos los ingredientes de una formulación de caucho pueden afectar a estas propiedades físicas de forma independiente o dependientes una de otras. La mezcla y el proceso de curado también son fundamentales para la determinación de estas propiedades. Mejorar una propiedad del compuesto siempre resultará en el cambio de otras propiedades, para bien o para mal [19],[24].

La goma es un material capaz de deformarse varias veces su forma original y al cesar la acción de la fuerza que ha provocado dicha deformación recupera la forma original, por esta razón son conocidos como elastómeros. Este tipo de material se ha difundido en diversas aplicaciones, dentro de las más difundidas se encuentran los neumáticos, calzado, mangueras, sellos y otros elementos de máquinas.

Para caracterizar el comportamiento mecánico de materiales elastoméricos se han desarrollado múltiples modelos teóricos (Mooney-Rivlin, Ogden, Yeoh, etc.), los cuales se basan en el estudio de geometrías y sollicitaciones sencillas (compresión uniaxial, tracción uniaxial, cortante, etc.). No obstante se está trabajando para la normalización de los ensayos que describen estas sollicitudes de carga, y se han sustituido algunos de estos por otros más exactos, como es el caso de la sollicitud biaxial, en sustitución de los ensayos a compresión debido a que se obtiene un estado tensional puro para tensiones de compresión [20].

Los modelos constitutivos hiperelásticos describen las propiedades elásticas de un material a partir de la energía de deformación. La forma específica de la energía de

deformación controla las propiedades elásticas del modelo del material. Hay muchas clases de funciones diferentes, todas ellas intentan seguir la curva esfuerzo – deformación para diferentes casos de carga. Al mismo tiempo ellas deberán ser tan sencillas como sea posible. La más simple está construida como un polinomio. La cual es escrita normalmente en la siguiente forma [19],[21]

$$W = \sum_{i,j,k=0}^{\infty} C_{ijk} (I_1 - 3)^i (I_2 - 3)^j (I_3 - 3)^k \quad (1)$$

En el caso de incompresibilidad la ecuación anterior es reducida a:

$$W = \sum_{i,j=0}^{\infty} C_{ij} (I_1 - 3)^i (I_2 - 3)^j \quad (2)$$

Los tres que aparecen en las ecuaciones hacen que la energía de deformación sea igual a cero en un estado sin deformación, donde $\lambda_i = 1$.

Entre los principales modelos matemáticos desarrollados para los materiales elastoméricos tenemos los siguientes:

- Neo-Hooke
- Mooney Rivlin
- Modelo Yeoh
- Modelo Ogden
- Modelo de Arruda & Boyce

5.1.1. Modelo Neo-Hook

Los modelos desarrollados para los materiales elastoméricos, parten principalmente de la ecuación descrita anteriormente (1), por ejemplo el Modelo Neo-Hooke utiliza solamente el primer término, por lo tanto éste será un polinomio de primer orden con una constante para determinar.

$$W = C_{10}(I_1 - 3) \quad (3)$$

La Figura 13 y la Figura 14 muestran que la rigidez del modelo Neo-Hookean incrementa cuando este es expuesto a la compresión, mientras que la rigidez decrece en caso de extensión. La relación entre el esfuerzo cortante y la deformación es puramente lineal. El modelo tiene por supuesto la desventaja que no describe completamente la respuesta del caucho a grandes deformaciones. A demás, es muy complicado ajustar el modelo por un experimento de laboratorio con una sola constante [21].

Figura 13. curva fundamental del ensayo de tensión/compresión – Modelo Neo-Hookean

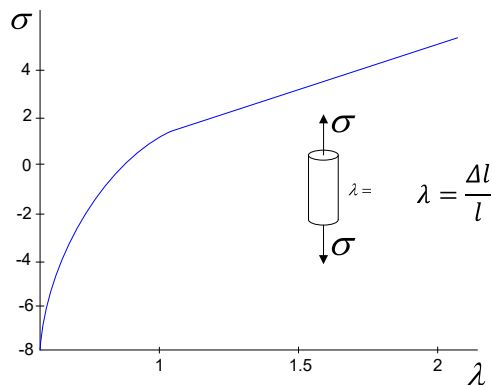
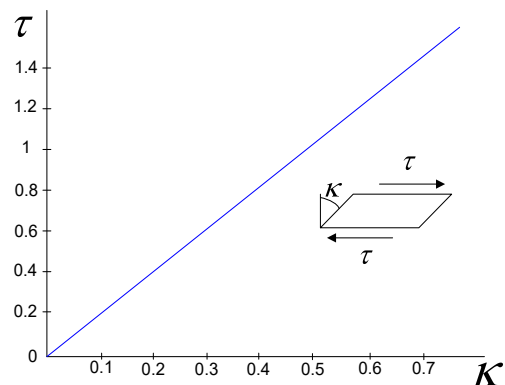


Figura 14. Curva fundamental de cortante – modelo Neo-Hookean



5.1.2. Modelo Mooney-Rivlin

Otro modelo derivado de la misma ecuación (1), es la bien conocida función de Mooney-Rivlin, deducida por Mooney en 1940. Esta es obtenida si dos términos son incluidos [25]

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \quad (4)$$

Esta función de energía de deformación muestra características similares a las del modelo Neo-Hooke. La principal diferencia es que hay dos parámetros a determinar, por lo que esta ecuación es denominada hoy en día Mooney-Rivlin de primer orden o de dos constantes. La posibilidad de ajustar el modelo a datos experimentales será mejor.

Este modelo es aplicable para pequeñas deformaciones y por tanto podemos tratar la curva tensión-deformación con términos de la elasticidad clásica.

Posteriormente sucesivos investigadores como James-Green-Simpson desarrollaron la ecuación general de Rivlin con un alto número de constantes, y como resultado nació el modelo conocido como Mooney-Rivlin de segundo orden (5 ctes), de ecuación:

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) + C_{11}(I_1 - 3)(I_2 - 3) + C_{20}(I_1 - 3)^2 + C_{30}(I_1 - 3) \quad (5)$$

Este modelo describe un módulo de cortante no lineal, con un valor no constante. Puede ser utilizado hasta un mayor grado de deformación por incorporar un punto de inflexión en la curva de esfuerzo-deformación.

5.1.3. Forma Polinómica

La forma polinómica está basada en el primer y segundo invariante de deformación. Este es un modelo fenomenológico de la forma [19],[25]:

$$W = \sum_{i+j=1}^N C_{ij} (I_1 - 3)^i (I_2 - 3)^j + \sum_{k=1}^N \frac{1}{d_k} (J_{el} - 1)^{2k} \quad (6)$$

Donde el módulo de rigidez volumétrica y el módulo de cortante inicial son:

$$\mu_0 = 2(C_{10} + C_{01})$$

$$k_0 = \frac{2}{d_1}$$

5.1.4. Modelo Yeoh

La habilidad de ajustar la función de energía de deformación a una curva esfuerzo-alargamiento incrementará con un polinomio con más parámetros y de orden más alto. Un ejemplo de un polinomio de tercer grado con solo tres constantes es el modelo de Yeoh.

Yeoh desarrolló un nuevo modelo basado en las invariantes cúbicas y propuso como ecuación de densidad de energía de deformación la siguiente forma:

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{20}(I_1 - 3) + C_{30}(I_1 - 3) \quad (7)$$

Este modelo presenta la característica que el módulo de cortante varía con la deformación, solo depende de la primera invariante de deformación. Yeoh estableció la ecuación cúbica para predecir el comportamiento esfuerzo-deformación en diferentes

modos de deformación pero sobre todo en piezas con gran influencia de cortante como es el caso de los neumáticos [20].

Las constantes pueden en una forma aproximada ser obtenidas a partir del modulo cortante inicial.

Las relaciones aproximadas son las siguientes:

$$C_{10} = \frac{G}{2}$$

$$C_{20} = -\frac{G}{20}$$

$$C_{30} = \frac{G}{200}$$

Estas funciones multiparamétricas son mucho mejor para reflejar la curva esfuerzo-alargamiento desde una prueba de laboratorio. Sin embargo, el trabajo necesitado para determinar las constantes crece con el número de términos. El resto de las funciones multiparámetros luce como el modelo Yeoh, la única diferencia es el conjunto diferente de constantes y por lo tanto ellas no serán tratadas como cualquier más.

Un ejemplo de curvas uniaxial y cortante son mostradas en las siguientes figuras [21].

Figura 15. Curva fundamental del modelo de Yeoh para ensayo de tensión/compresión

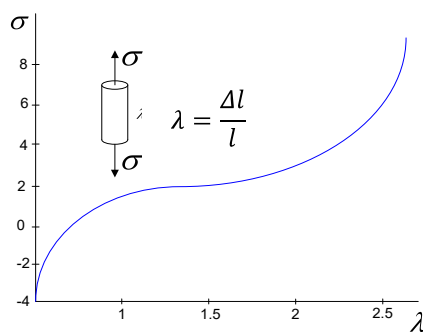
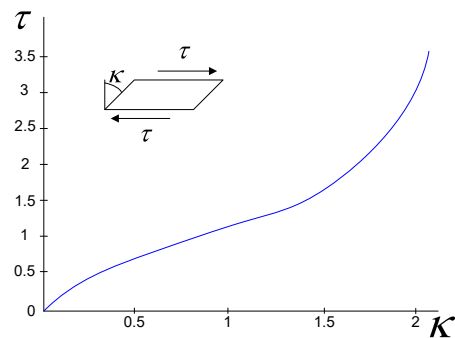


Figura 16. Curva fundamental del modelo de Yeoh para ensayo de cortante



5.1.5. Modelo Ogden

Ogden desarrolló un modelo, el cual también tuvo sus raíces en el polinomio (1). La diferencia es que Ogden utilizó los alargamientos λ_i en vez de los invariantes de

deformación I_i . A demás de los exponentes enteros en el polinomio ordinario Ogden utilizó números reales.

El beneficio de este método son las posibilidades de un mejor ajuste a las curvas experimentales.

$$W(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3) = \sum_{p=1}^N \frac{\mu_p}{\alpha_p} (\lambda_1^{\alpha_p} + \lambda_2^{\alpha_p} + \lambda_3^{\alpha_p} - 3) \quad (8)$$

Cuando el esfuerzo es calculado, la derivada de W con respecto a I_i debe ser convertida a la derivada con respecto a λ_i este puede ser hecho utilizando la regla de la cadena. La desventaja de esta función es que es complicado obtener las constantes del material μ_p y α_p . Un método iterativo puede ser utilizado en vez de un método simple de mínimos cuadrados [21]

Este modelo con $n = 2$ proporciona una buena correspondencia para los casos de tensiones uniaxiales y equibiaxiales. Los modelos mencionados anteriormente han sido implementados en programas de cálculo por elementos finitos que permiten realizar el estudio y la optimización de una pieza, sin necesidad de llegar a fabricar un prototipo real. Además son capaces de determinar las constantes de las propiedades mecánicas de los materiales a partir de los ensayos experimentales [20]. La desventaja de este modelo con respecto al de Mooney-Rivlin el cual es una función polinómica, es que el modelo de Ogden requiere mayor tiempo de cálculo al tratarse de una función exponencial.

5.1.6. Modelo de Arruda & Boyce.

El modelo Arruda & Boyce es también conocido como el modelo de ocho cadenas, este es un modelo mecánico estadístico. Esto quiere decir que el modelo fue desarrollado como un tratamiento estadístico de las cadenas no gaussianas que emanan desde el centro del elemento hasta las esquinas [25]. Arruda & Boyce tuvieron que asumir en este modelo un elemento consistente de ocho cadenas. Estos vinculan la esquina del cubo con el centro. Las cadenas determinan la característica del modelo. Los factores que afectan el comportamiento del modelo son la longitud de la cadena y el número de vínculos

cruzados entre estas. Esto condujo a que la energía de deformación pueda ser escrita así [21]:

$$W = nk\Theta \left[\frac{1}{2}(I_1 - 3) + \frac{1}{20N}(I_1^2 - 9) + \frac{11}{1050N^2}(I_1^3 - 27) \right] + nk\Theta \left[\frac{19}{7000N^3}(I_1^4 - 81) + \frac{519}{673750N^4}(I_1^5 - 243) \right] \quad (9)$$

La ventaja del modelo es que hay solo dos parámetros a determinar, a pesar que, el modelo es fácil de ajustar a la curva esfuerzo-alargamiento, de acuerdo a Arruda & Boyce. La constante N es la cantidad de vínculos cruzados entre las cadenas. El factor $nk\Theta$ puede ser visto como una constante pero n y Θ pueden ser vistos como una medida de la densidad de la cadena y el factor de temperatura respectivamente, $nk\Theta$ es dependiente de el módulo cortante inicial, mientras N controla cuando el módulo cortante aumenta después del decrecimiento.

6. ENSAYOS REALIZADOS A LOS ELASTÓMEROS PARA CARACTERIZAR LOS MODELOS CONSTITUTIVOS

Objetivo; Determinar el modelo numérico que mejor representa el modelo real.

Los materiales elastoméricos demuestran una respuesta la cual es fuertemente dependiente del tiempo, temperatura e historia de carga. Para comprender mejor el comportamiento de este tipo de materiales se han desarrollado varios tipos de ensayos que permiten caracterizar el comportamiento de dichos elementos.

Los coeficientes de energía potencial de deformación pueden ser calibrados por pocos conjuntos de pruebas de estado de esfuerzo simple con un procedimiento de ajuste de curvas.

Entre los tipos de pruebas más comunes están:

- Ensayo uniaxial
- Ensayo biaxial
- Ensayo a cortante (cortante simple)
- Ensayo de compresión volumétrica

Estas pruebas que serán descritas a continuación, son necesarias para definir y satisfacer los requerimientos de entrada de los modelos materiales hiperelásticos que existen en los software de elementos finitos no-lineales como Ansys®.

Aunque los experimentos son ejecutados separadamente y los estados de esfuerzo-deformación son diferentes, los datos de todas las pruebas experimentales individuales son utilizados como un juego. Estos significan que las probetas utilizadas para cada uno de los experimentos deben ser del mismo material.

El ensayo de elastómeros para propósitos de definir los modelos del material es a menudo incomprensible. Los experimentos apropiados no están claramente definidos aún por las organizaciones nacionales o internacionales de estándares. Esta dificultad deriva de la

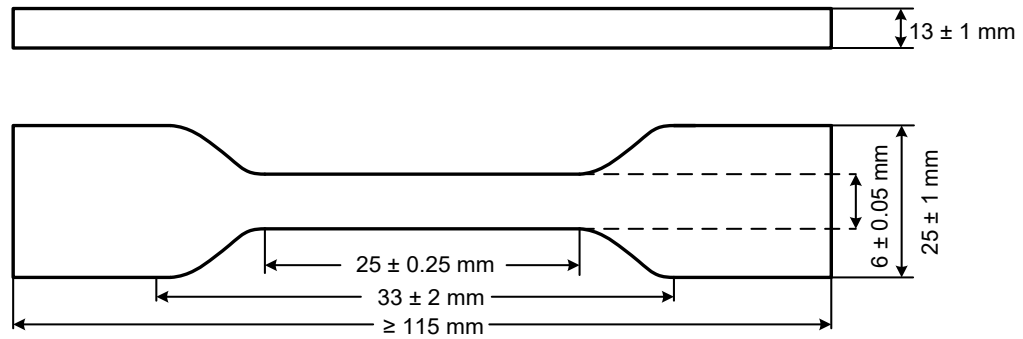
complejidad de los modelos matemáticos que se requieren para definir las no linealidades y los atributos de casi incompresibilidad de los elastómeros [26].

6.1. ENSAYO UNIAXIAL

El ensayo uniaxial incluye tensión uniaxial y compresión uniaxial, los ensayos de tensión uniaxial determinan las propiedades del material bajo la tensión plana. Se especifican varios métodos de ensayos de tracción normalizados para cauchos.

Para efectos de esta tesis, se realizaron ensayos a tensión uniaxial basados en la norma ASTM D412 – 98 “Standard Test Methods for Vulcanized Rubber and Thermoplastic Elastomers – Tension”. Las probetas para las mediciones en tracción deben poseer las siguientes características:

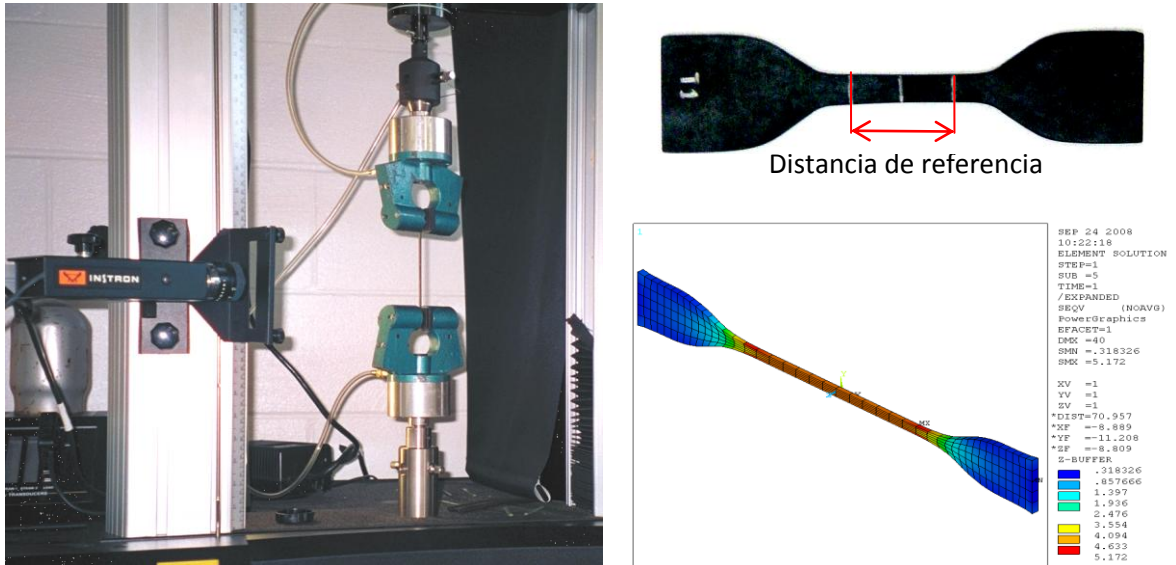
Figura 17. Características de la probeta del ensayo a tensión



Estas probetas tiene forma de hueso, esto proporciona una distribución uniforme de las tensiones en la zona central de la probeta, donde se alcanzan los mayores valores. De esta forma la probeta se extiende y falla para condiciones bien definidas.

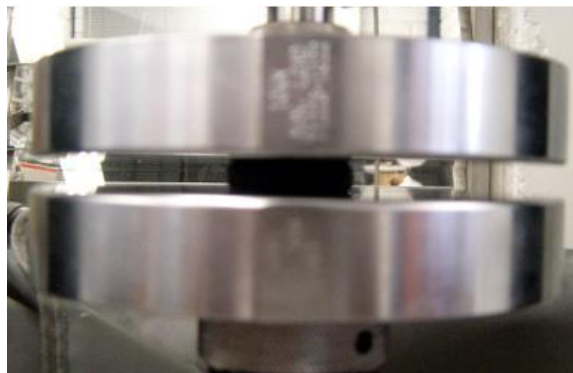
Los experimentos de tensión simple son muy populares entre los elastómeros. Los requerimientos más importantes son los de alcanzar un estado de tensión puro, la probeta debe ser mucho más larga en la dirección de los alargamientos, que en las dimensiones de ancho y espesor (véase Figura 18). El objetivo es crear un experimento donde no haya restricciones laterales a la disminución de la probeta [26].

Figura 18. Ensayo de tensión uniaxial



Para la prueba de compresión, tiene como inconveniente que los estados tensionales de compresión puro no se logran debido a la fricción que surge entre la probeta y la máquina, ocasionando que la probeta no se desplace libremente a través de la superficie de las platinas durante el proceso de compresión. Inclusive para valores pequeños del coeficiente de fricción causan valores sustanciales de deformaciones transversales que alteran el valor de las deformaciones por compresión (ver Figura 19) [20].

Figura 19. Ensayo de compresión uniaxial



6.2. ENSAYO BIAXIAL

En el ensayo biaxial también es posible realizar ensayos a tensión o a compresión. El ensayo de tensión puede ser aplicado a varios tipos de probetas, estas pueden ser circulares o rectangulares.

Esta prueba es adecuada para materiales incompresibles o casi

a) Estado de deformación:

$$\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda = \frac{L}{L_0}, \quad \lambda_3 = t/t_0$$

b) Estado de esfuerzo:

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma, \quad \sigma_3 = 0$$

El estado de deformación biaxial igual puede ser conseguido por el alargamiento de un disco circular (ver Figura 20a). El esfuerzo equibiaxial nominal contenido dentro del diámetro interior de la probeta es calculado como $\sigma = P/A_0$ donde $A_0 = \pi D t_0$, D es el diámetro original entre los agujeros perforados, P es la suma de las fuerzas radiales, y t_0 es el espesor original. Desde que el estado de deformación sea uniforme en el plano de la lámina, las componentes radiales de esfuerzo y deformación son constantes en las coordenadas polares y dentro del plano de componentes rectangulares del esfuerzo tienen el mismo valor. En otras palabras, si un cuadrado o círculo es dibujado sobre el espécimen, ellos se deformaran en un cuadrado o círculo mayor tanto como se estire la probeta.

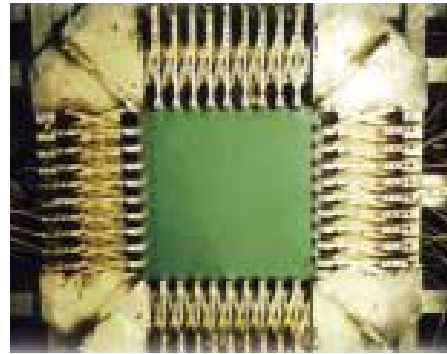
Para el estado de deformación biaxial igual con una lamina cuadrada (ver Figura 20b), el esfuerzo equibiaxial nominal contenido dentro de la probeta es calculado como $\sigma = P/A_0$ donde $A_0 = W t_0$, W es el ancho y alto del espécimen, P es el promedio de las fuerzas normales al ancho y alto de la probeta, y t_0 es el espesor original.

Finalmente, para ambos casos si el espesor instantáneo no es medido, entonces el material es asumido incompresible, $V = V_0$ [27]

Figura 20. Ensayo de tensión biaxial (circular) [27].



a. Probeta circular

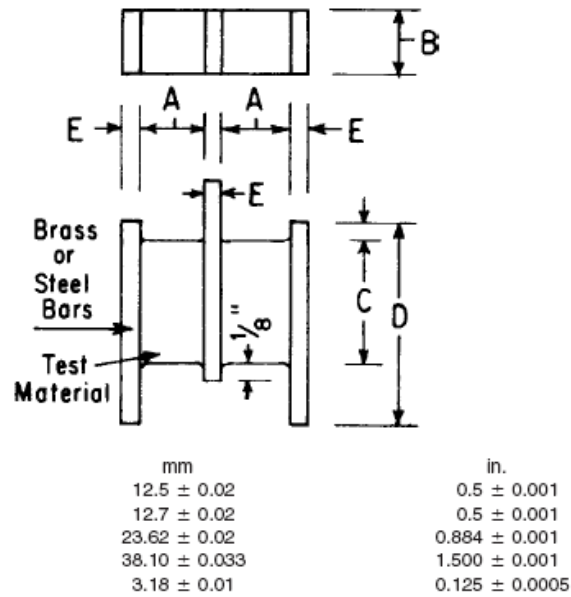


b. Probeta cuadrada

6.3. ENSAYO A CORTANTE SIMPLE

El rasgo más importante de este ensayo es que, a diferencia del ensayo uniaxial convencional, no hay tensiones laterales.

Figura 21. Características de la probeta para el ensayo de cizalla

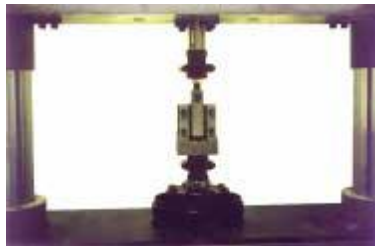


Para efectos de esta tesis, se realizaron ensayos a tensión uniaxial basados en la norma ASTM D945 – 06 “Standard Test Methods for Rubber Properties in Compression or Shear

(Mechanical Oscillograph)". Las probetas para las mediciones de prueba cortante deben poseer las características mostradas en la Figura 21.

Es posible realizar esta prueba utilizando una probeta de doble etapa o de cuádruple etapa. La prueba de cortante simple de doble etapa es utilizada en la industria de neumáticos. Como resultado de bajas deformaciones cortantes, la placa final no se mueve en dirección vertical en esta prueba (ver Figura 22) [23].

Figura 22. Prueba de cortante simple con probeta de doble etapa [23].



La prueba de cortante simple de etapa cuádruple es utilizada por la industria de los cojinetes. Como los requerimientos del cortante del material son mucho mayores, las placas finales en la prueba de cortante simple de etapa cuádruple se les permite el movimiento en dirección vertical debido al desarrollo de esfuerzos normales muy altos.

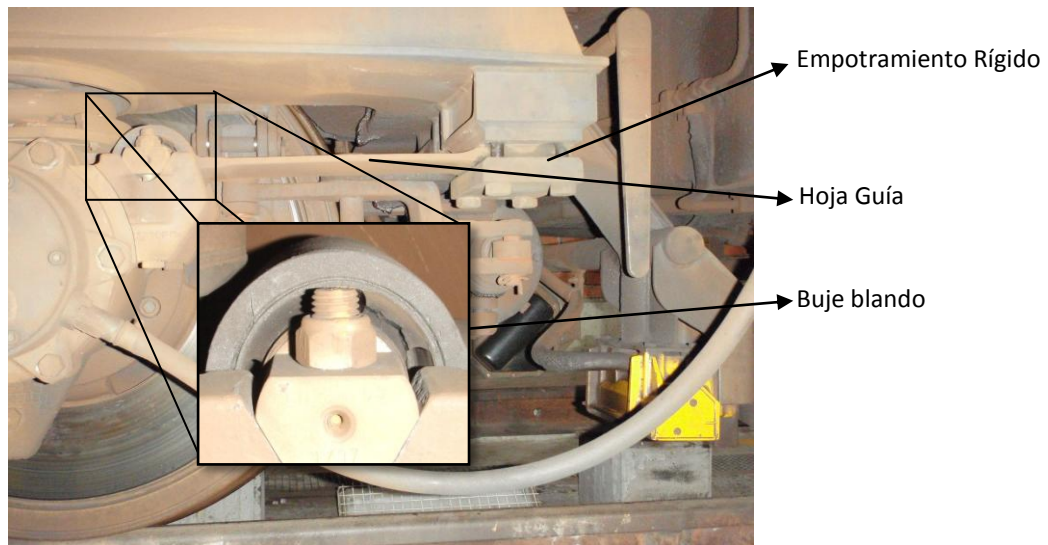
Figura 23. . Prueba de cortante simple con probeta de cuádruple etapa [23]



7. CARACTERIZACIÓN DEL OBJETO DE ESTUDIO

En los capítulos anteriores se seleccionó el buje blando, como el componente a intervenir, debido a su importancia en el guiado del vehículo. Dentro de los elementos de suspensión del bogie se encuentran la hoja guía y el buje blando (ver Figura 24), los cuales constituyen el foco principal de este proyecto.

Figura 24. Ubicación del objeto de estudio en el vehículo



La hoja guía está unida al bastidor del bogie por medio de una unión rígida en uno de sus extremos y en el lado opuesto se encuentra el buje blando en cual va alojado dentro de la hoja guía y conecta esta a un extremo de la caja de grasa.

El buje blando está compuesto por 14 partes distintas formando un ensamble, las superficies exteriores y el conjunto del pasador está formado por partes metálicas, mientras que internamente se alojan algunos componentes elastoméricos, lo que permite al ensamble transferir las cargas desde los conjuntos eje-rueda hasta el bogie.

7.1. CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL DEL ELEMENTO DE ESTUDIO

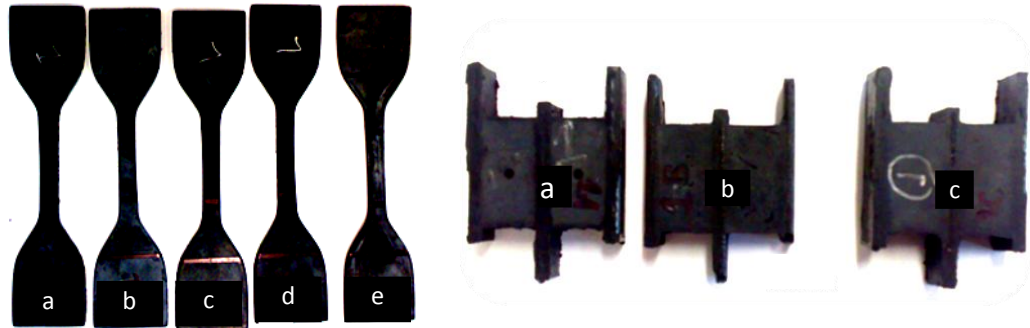
En la sección anterior se mencionó que el elemento de estudio está conformado por un conjunto de piezas metálicas y por unos componentes elastoméricos. Para efectuar una

caracterización adecuada del componente se utilizaron 5 bujes blandos fabricados en un mismo lote, los cuales fueron suministrados por un proveedor local, adicionalmente se proporcionaron un conjunto de probetas normalizadas para el ensayo de tensión y cizalla.

7.1.1. Caracterización del material

Para la caracterización del material de goma empleado en los bujes blandos del sistema de suspensión del Metro de Medellín, se realizaron dos tipos de ensayos experimentales basados en la literatura estudiada y descrita en el capítulo anterior. Estos ensayos son los concernientes a las pruebas de tensión uniaxial y la prueba de cizalla, los cuales fueron realizados a las probetas suministradas por el fabricante del buje blando, en este caso se ensayaron 5 probetas a tracción (marcadas de la a hasta la e) y 3 probetas (1, 2 y 3) en la prueba a cizalla (véase Figura 25).

Figura 25. Probetas utilizadas



1. Probetas ensayo a tensión

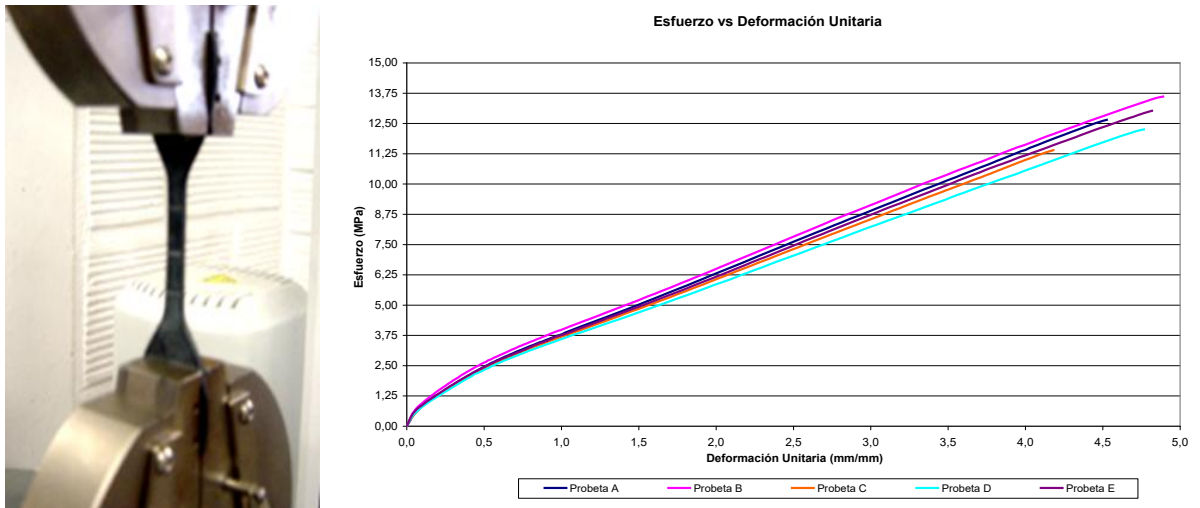
2. Probetas ensayo a cizalla

Se realizó el ensayo de tensión uniaxial basado en las normas ASTM D638 “*Standard Test Method for Tensile Properties of Plastics*” y ASTM D412 “*Standard Test Methods for Vulcanized Rubber and Thermoplastic Elastomers – Tension*”. Este ensayo se realizó a una temperatura de 25.5 °C y una humedad relativa de 63%. La zona delgada de la probeta mide aproximadamente 50mm (zona de trabajo).

Antes del ensayo a cada probeta se le realizaron dos marcas cuya distancia entre ellas es de 25mm (longitud inicial); también se midió el espesor y el ancho de cada muestra en la

mitad de la zona de trabajo y posterior a la prueba se midió la distancia final entre marcas para determinar la deformación plástica que sufrió cada probeta.

Figura 26. Resultados de la prueba a Tensión.



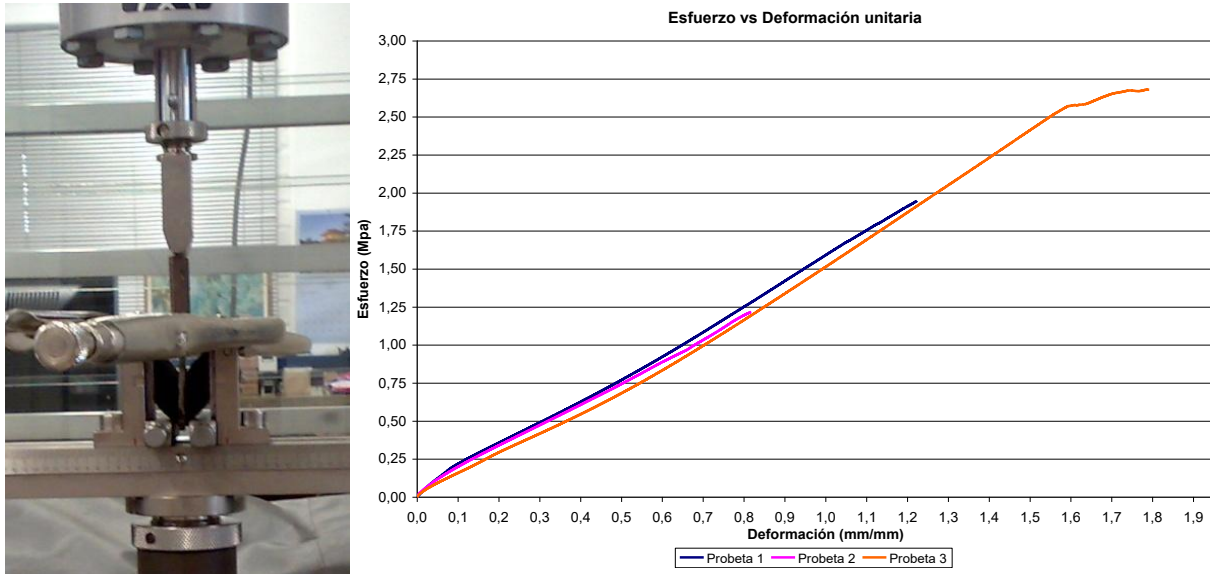
La Figura 26 muestra el montaje realizado y los resultados obtenidos para cada una de las 5 probetas ensayadas.

De manera similar se realizó el ensayo de cizalla basado en las normas ISO 1827 “Rubber, vulcanized or thermoplastic – Determination of shear modulus and adhesion to rigid plates – Quadruple – shear methods” y ASTM D975 “Standard Test Methods for Rubber Properties in Compression or Shear (Mechanical Oscillograph)”.

El ensayo se realizó a una temperatura de 25.1 °C y a una humedad relativa de 69%. Se probaron 3 probetas, las cuales se denominaron 1, 2 y 3. La muestra 2 presentó defectos físicos (porosidad) que impidieron realizar el ensayo correctamente hasta una deformación de mínimo 15 mm y la muestra 3 fue llevada a una deformación de hasta 17.5 mm para observar en qué punto el caucho se despegaba del metal lo cual ocurrió aproximadamente a los 16 mm, equivalentes a una deformación de aproximada de 130%.

La Figura 27 muestra el montaje realizado y los resultados obtenidos para cada una de las 5 probetas ensayadas.

Figura 27. Resultados de la prueba a Cizalla.



Los valores de esfuerzo y deformación obtenidos en las diversas pruebas (Tensión y Cizalla) serán los valores con los que se determinará el modelo matemático que mejor describe el comportamiento del material empleado en los bujes del sistema Metro.

7.1.2. Caracterización del buje blando

La empresa Metro de Medellín Ltda. hizo entrega de 5 bujes fabricados con la misma formulación química y bajo los mismos parámetros de producción, de los cuales se ensayaron 3 de ellos. Los tres bujes son bujes nuevos, de fabricación nacional y pertenecen al mismo lote de fabricación, serán designados de ahora en adelante como Buje 1-1, Buje 1-2 y Buje 1-3. En esta sección se muestran los resultados de las pruebas de rigidez radial y axial a las que fueron dichos bujes blandos.

➤ EQUIPOS

Adicionalmente a la máquina de ensayos universal fue necesario realizar una conexión directa a través del MGC Plus para la adquisición de datos, las características de de los equipos es mostrada en la Tabla 2.

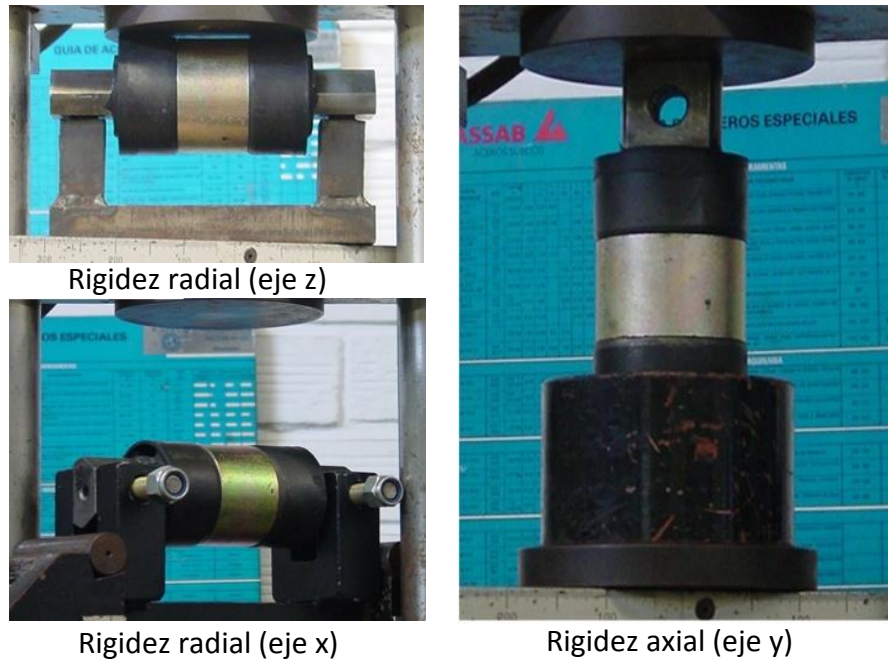
Tabla 2. Equipos utilizados en la prueba.

Cantidad	Descripción	Anotaciones
1	MAQUINA UNIVERSAL DE ENSAYOS	Marca: SHENCK TREBEL Modelo: UPM 120 Serie: D 73484 Escala: 20:1 Velocidad de aplicación de la carga: 1 MPa/s
1	REGISTRADOR DE DATOS	Marca: HBM Modelo: MGC Plus Velocidad de muestreo: 100 valores por segundo (100 Hz) La configuración de transductores se realizó como un circuito DC 10V Combinación de tarjetas: - ML 801B (Conversión análoga digital) - Tarjeta de conexión: AP801S6 Canales: - Canal 1: Desplazamiento (escala 1:1) - Canal 2: Fuerza (escala 2:1) Filtro utilizado: - Análogo Bessel a una frecuencia de 5 Hz

➤ *PRUEBAS DE RIGIDEZ*

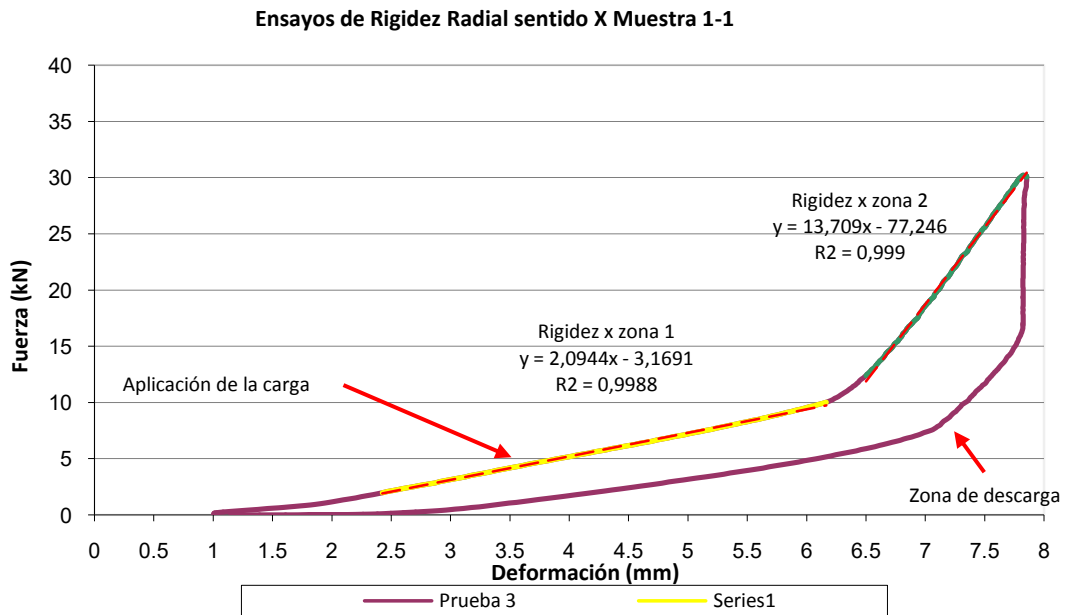
Se procedió a realizar la calibración al equipo de medición y simultáneamente se realizó el montaje del elemento sobre la maquina universal de ensayos (véase Figura 28) de acuerdo a los protocolos de prueba establecidos. Para las pruebas de rigidez axial se utilizó una fuerza máxima de 40 kN, y para las pruebas radiales se utilizó 30 kN, esto debido a sugerencias de uno de los asesores internacionales presentes en el proyecto. Todos los ensayos se realizaron a una velocidad de de 1 kN/s y se hicieron 3 repeticiones para cada buje.

Figura 28. Montaje utilizado en las pruebas de rigidez



Luego de realizar los ensayos se obtuvieron los resultados de rigidez del elemento.

Figura 29. Comportamiento mecánico del elemento ensayado



Para el caso de la rigidez radial en el eje x de la Figura 29, se nota una amplia zona con comportamiento lineal (denominado Zona 1), cercano a una carga de 10 kN y con un

desplazamiento de 5mm equivalente a una rigidez de 2.09 kN/mm. Adicionalmente se nota una segunda zona donde la rigidez aumenta en forma lineal con una pendiente mayor equivalente a una rigidez de 13.7 kN/mm (Zona 2).

De igual manera a lo ilustrado anteriormente, se evaluaron las rigideces en los ejes X, Y y Z de los bujes 1-1, 1-2 y 1-3, encontrando los siguientes resultados:

Tabla 3. Rigidez de los bujes evaluados.

TIPO DE ENSAYO	VALOR DE RIGIDECES EN kN/mm							
	ZONA 1				ZONA 2			
	BUJE 1-1	BUJE 1-2	BUJE 1-3	PROMEDIO	BUJE 1-1	BUJE 1-2	BUJE 1-3	PROMEDIO
Radial (sentido x)	2,09	1,88	1,64	1,87	13,71	15,04	14,90	14,55
Axial (sentido y)	2,19	2,30	2,15	2,22	22,69	22,75	22,28	22,57
Radial (sentido z)	2,06	2,17	1,93	2,06	22,81	26,83	27,47	25,70

Adicionalmente a la información obtenida en las pruebas de laboratorio, la determinación de cargas y/o desplazamientos en el buje se realizan con el fin de obtener los parámetros iniciales de las simulaciones que se realizarán posteriormente. Cualquiera de estas dos restricciones ayuda a encontrar una solución al problema no-lineal. Normalmente en el uso de técnicas tal como el método de elementos finitos es normal fijar los desplazamientos como restricciones del problema.

El cambio de pendiente mostrado en la Figura 29, es debido a que al interior del buje blando se genera un contacto interno entre las superficies metálicas después de haber aplicado la carga (cerca de 10 kN) y que haya ocurrido un desplazamiento mayor a 5 mm.

8. ANÁLISIS POR FEM REALIZADOS AL OBJETO DE ESTUDIO

El MEF permite realizar un modelo matemático de cálculo del sistema real, más fácil y económico de modificar que un prototipo. Sin embargo no deja de ser un método aproximado de cálculo debido a las hipótesis básicas del método. Los prototipos, por lo tanto, siguen siendo necesarios, pero en menor número, ya que el primero puede acercarse bastante más al diseño óptimo.

El método de los elementos finitos como formulación matemática es relativamente nueva; aunque su estructura básica es conocida desde hace bastante tiempo, en los últimos años ha sufrido un gran desarrollo debido a los avances informáticos. Han sido precisamente estos avances informáticos los que han puesto a disposición de los usuarios gran cantidad de programas que permiten realizar cálculos con elementos finitos. Pero no hay que llevarse a engaño, el manejo correcto de este tipo de programas exige un profundo conocimiento no solo del material con el que se trabaja, sino también de los principios del MEF. Sólo en este caso estaremos en condiciones de garantizar que los resultados obtenidos en los análisis se ajustan a la realidad.

Para analizar un modelo empleando el método de elementos finitos, es indispensable tener claros ciertos criterios, entre estos el tipo de material de los componentes, las restricciones del modelo, el tipo de carga que soporta, el tipo de análisis a realizar, el tipo de elemento empleado, entre otras consideraciones y simplificaciones que se deberán realizar al modelo para obtener soluciones acertadas en tiempos y procesamiento de máquina adecuados.

En el caso del objeto de estudio presente en este proyecto, se realizan algunas consideraciones y simplificaciones, por ejemplo, se evidenció que al analizar el ensamble Buje blando – hoja guía, esta última puede ser omitida debido a que la rigidez de dicho elemento en comparación con la rigidez global del buje es muy alta, lo que permite asumir muy poca relevancia de este objeto para las pruebas de rigidez.

A continuación se describirán los elementos a tener en cuenta para las simulaciones efectuadas, a partir de los modelos CAD realizados, los materiales empleados, las condiciones de contorno y algunas otras consideraciones que fueron tenidas en cuenta.

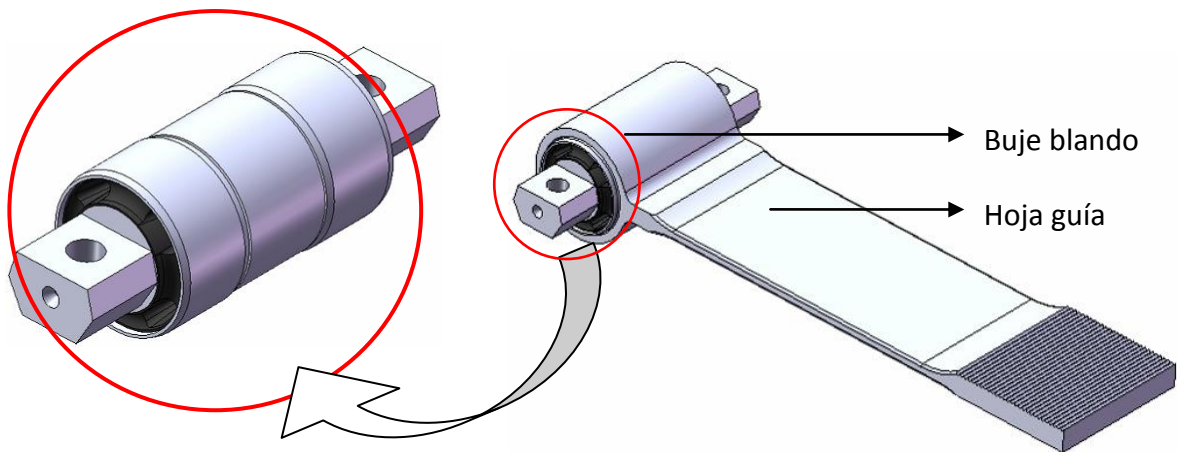
Desde hace un par de años, el grupo GEMI ha venido desarrollando un modelo geométrico computacional acorde a planos suministrados por el Metro de Medellín y mediciones tomadas directamente del elemento a modelar realizadas por el grupo.

Las medidas de los elementos fueron entregadas por la empresa beneficiaria y estas fueron corroboradas por el personal encargado de la modelación geométrica del grupo GEMI.

8.1. MODELOS CAD

El modelo CAD realizado consta básicamente de dos partes (ver Figura 30), la primera es la Hoja guía, la cual es una sola pieza rígida, mientras que la segunda parte es el buje blando, el cual es un ensamble constituido por 14 elementos.

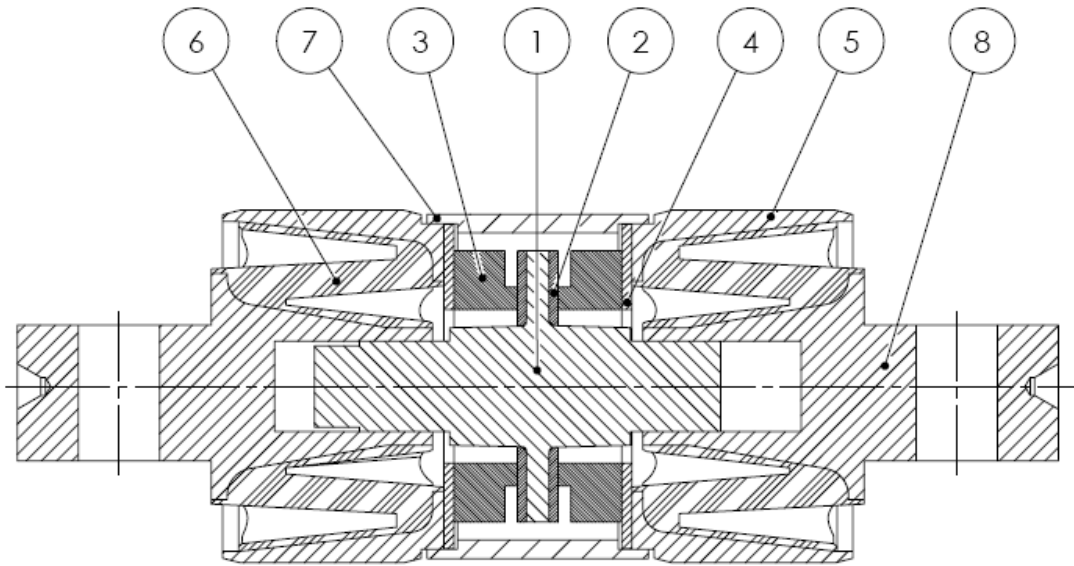
Figura 30. Buje blando y ensamble de la hoja guía con el buje



El ensamble del buje blando está fabricado en dos tipos de materiales diferentes, es decir se tienen componentes metálicos y elementos elastoméricos. La Figura 31 muestra un corte transversal realizado al objeto de estudio, identificando cada uno de los

componentes que lo conforman. El buje de extensión (1), los bujes de acoplamiento (5) y los bujes compresores (8) están fabricados en un material AISI 4340, las tapas inferiores (2), las tapas superiores (4) y el buje separador (7) están fabricados en un acero AISI 1020 y las gomas (6) y arandelas de compresión (3) están fabricadas en caucho (véase Figura 31).

Figura 31. Corte transversal del buje blando.



8.2. MATERIALES DEL ENSAMBLE

Como se mencionó anteriormente, se tienen dos tipos de materiales con comportamientos muy distintos estos son:

- Material metálico (AISI 4340 y AISI 1020)
- Materiales elastoméricos (Formulación local).

8.2.1. Materiales Metálicos

Para las partes metálicas respectivas, se utilizó el siguiente material:

Tabla 4. Propiedades Mecánicas del Acero AISI 4340.

AISI 4340		
Propiedad	Valor	Unidades
Módulo de Young	2.05e11	Pa
Módulo de Poisson	0.29	-
Densidad	7850	Kg/m ³
Resistencia a la tracción	8.62e8	Pa
Resistencia a la compresión	8.62e8	Pa
Resistencia última a la tracción	1.28e9	Pa.

Tabla 5. Propiedades Mecánicas del Acero AISI 1020.

AISI 1020		
Propiedad	Valor	Unidades
Módulo de Young	2e11	Pa
Módulo de Poisson	0.29	-
Densidad	7870	Kg/m ³
Resistencia a la tracción	3.45e8	Pa
Resistencia a la compresión	3.45e8	Pa
Resistencia última a la tracción	4.4e8	Pa.

8.2.2. Material elastomérico

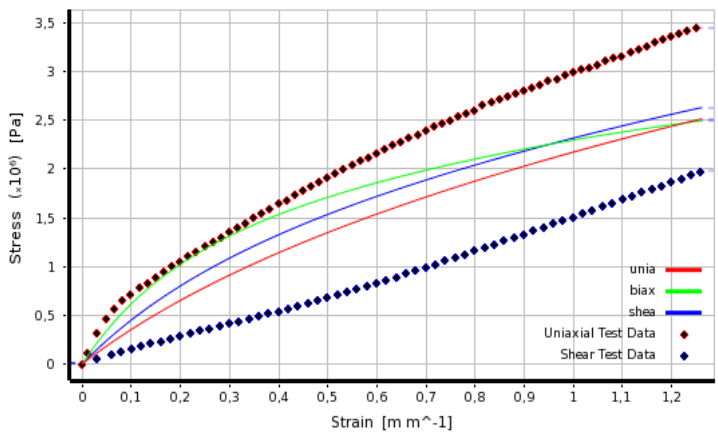
Debido a que cada formulación de caucho presenta propiedades mecánicas diferentes, es necesario caracterizar el material. En la sección 0 se mencionó que las características de los materiales elastoméricos son descritas por un modelo constitutivo, el cuál es una relación matemática entre el esfuerzo y la deformación. Adicionalmente se mencionó que para caracterizar el comportamiento mecánico de materiales elastoméricos se han desarrollado múltiples modelos teóricos (Mooney-Rivlin, Ogden, Yeoh, etc.), los cuales se

basan en ensayos tales como las pruebas de tensión uniaxial y prueba a cortante ya realizados.

A continuación se procede a seleccionar el modelo matemático que mejor describe el material elastomérico empleado en las simulaciones, para esto se utiliza la herramienta computacional ANSYS en su versión 11 y se procede a ingresar las curvas de esfuerzo – deformación obtenidas en los ensayos realizados a las probetas, con el fin de realizar un ajuste de curvas que permita obtener los valores de las constantes empleadas en los diferentes modelos matemáticos utilizados y seleccionar el modelo matemático que mejor se ajusta a los resultados experimentales.

De acuerdo a las pruebas experimentales del material ensayado, se realizaron varios ajustes mostrados en ANEXO.2. El modelo matemático que mejor describe el material ensayado fue el modelo de YEOH de 2do orden (véase Figura 32). Nótese que el ajuste que realiza la herramienta computacional tiene en cuenta los ensayos de tensión uniaxial y la prueba a cortante realizada, y adicionalmente el supone los resultados para la prueba biaxial que no fue efectuada. Esta consideración hace que otros modelos constitutivos al ajustarse mejor a las pruebas de tensión y cortante (véase los ajustes para los modelos de Mooney – Rivlin de 2 y 3 constantes y el modelo polinomial) no puedan ser tenidos en cuenta debido a que los resultados de esfuerzo supuestos para la prueba biaxial son errados.

Figura 32. Modelo constitutivo seleccionado.



Material Constant C10 (Pa)	6,4593E+05
Material Constant C20 (Pa)	-6175
Incompressibility Parameter D1 (Pa ⁻¹)	0,

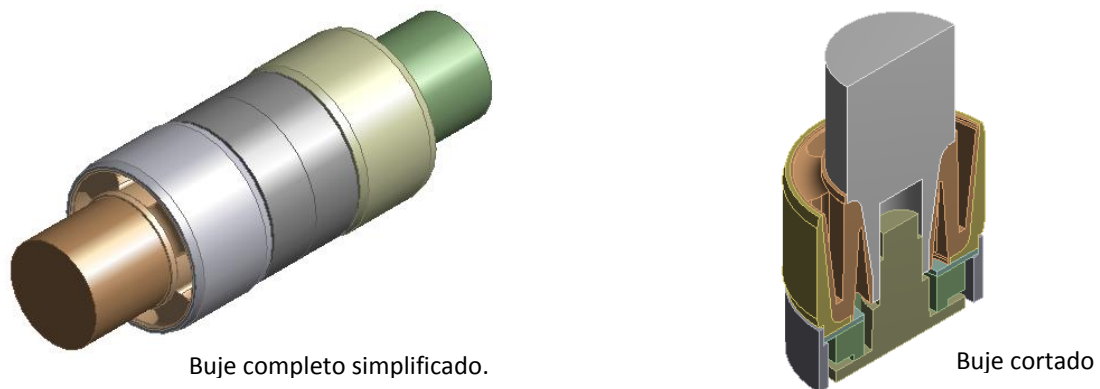
Otra de las propiedades que se caracterizó de la goma ensayada fue la densidad obteniendo un valor de $1169,4 \text{ Kg/m}^3$, la cual fue empleada en las simulaciones realizadas.

8.3. ANÁLISIS DE RIGIDEZ RADIAL

8.3.1. Consideraciones del modelo

A continuación se ilustra el modelo CAD del buje blando (véase Figura 33), para efectos de análisis y aprovechando la simetría del buje con respecto a dos de sus planos se realizó un corte, tal que se analizó solamente un cuarto de la geometría.

Figura 33. Modelo CAD del buje analizado.



Después de realizar las simplificaciones al modelo, se procedió a aplicar las restricciones y condiciones de frontera apropiadas, tal que se obtenga un comportamiento similar al que está sujeto el buje en la realidad. Estas consideraciones son extraídas de los parámetros encontrados en la pruebas de laboratorio y condiciones reales de operación.

Se procedió a simular el ensamble del elemento, es decir, se desplaza la cubierta exterior del buje $0,8 \text{ mm}$ en sentido axial, comprimiendo las gomas intermedias, posteriormente se aplica una precarga (tal como ocurre en el ensamble original del buje) en la goma desplazando el pasador 2 mm en sentido axial y finalmente, se aplica un desplazamiento al pasador de 3 mm en sentido radial del ensamble, tal como lo sugieren las pruebas realizadas al objeto real (véase la sección 7.1.2) y se fijó la cubierta metálica del elemento

simulando las condiciones de operación, de tal manera que el desplazamiento es absorbido en su totalidad por los elementos elastoméricos. Se aplicaron las condiciones de simetría al ensamble y se configuró el análisis a fin de aplicar los desplazamientos en una secuencia de pequeños pasos de carga.

8.3.2. Características de la simulación

Las simulaciones fueron realizadas en el paquete computacional ANSYS™ 11, instalado en un equipo DELL Optiplex 745 con 3070 MB de memoria RAM, con un procesador Intel® core™2 6600 de 2.4GHz y con un sistema operativo Microsoft Windows XP Profesional, el cual cuenta con una tarjeta de video ATI Radeon X1300PRO de 256 MB de memoria.

8.3.3. Análisis de rigidez

Para crear la malla, primeramente se realiza el mallado de las áreas con un elemento de control (MESH200) propio del programa, el cual tiene la peculiaridad de no influir en la solución del problema; sin embargo, el mismo resulta útil para controlar el proceso de mallado de las superficies. Seguidamente, se utilizan elementos Solid186 y Solid187 para simular los componentes metálicos y elastoméricos.

El elemento Solid186 es un elemento de estructura solida hexaédrica de 20 nodos, mientras que el elemento Solid187 es un elemento de estructura solida tetraédrica de 10 nodos.

Las propiedades de la simulación se listan en la Tabla 6:

Tabla 6. Resumen del modelo FEM.

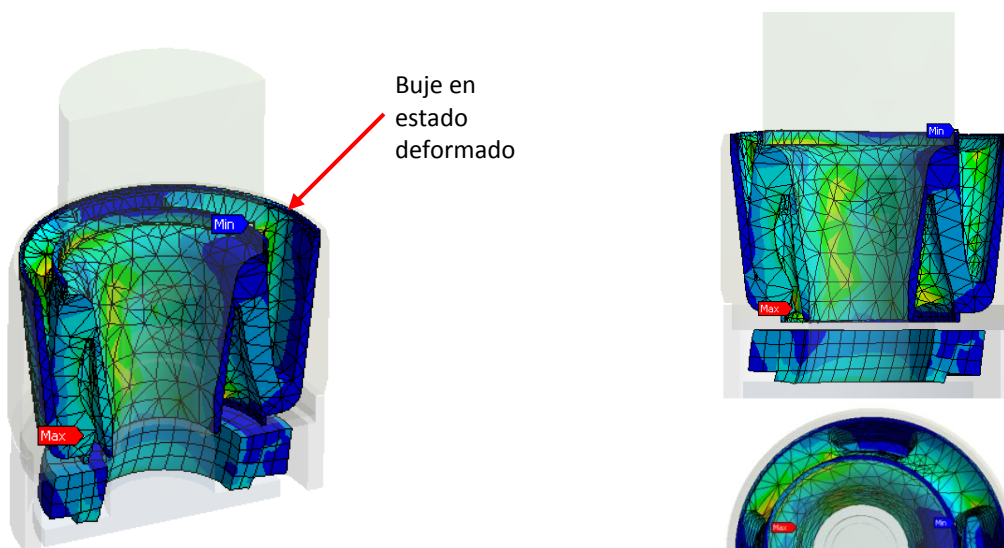
Descripción	Cantidad
Total Nodos	16959
Total Elementos	10190
Total Body Elements	6877
Total Elementos en Contacto	3313

Debido a las características del modelo se establecieron diferentes tipos de contactos, entre estos tipo “bonded” cuando las superficies deben permanecer juntas, y tipo

“deslizante” en los casos donde una superficie se puede mover con respecto a otra. En ambos casos se utilizó una formulación con los tipos de elementos Conta174 y Targe170. Basados en las condiciones de carga y montaje planteadas en el apartado anterior, se busca determinar la rigidez asociada al modelo virtual para su posterior comparación con el modelo ensayado en el laboratorio.

La Figura 34 muestra los resultados del análisis realizado al buje, se ilustran el modelo deformado, después de ejecutar el análisis.

Figura 34. Resultados del buje blando evaluado (carga radial)

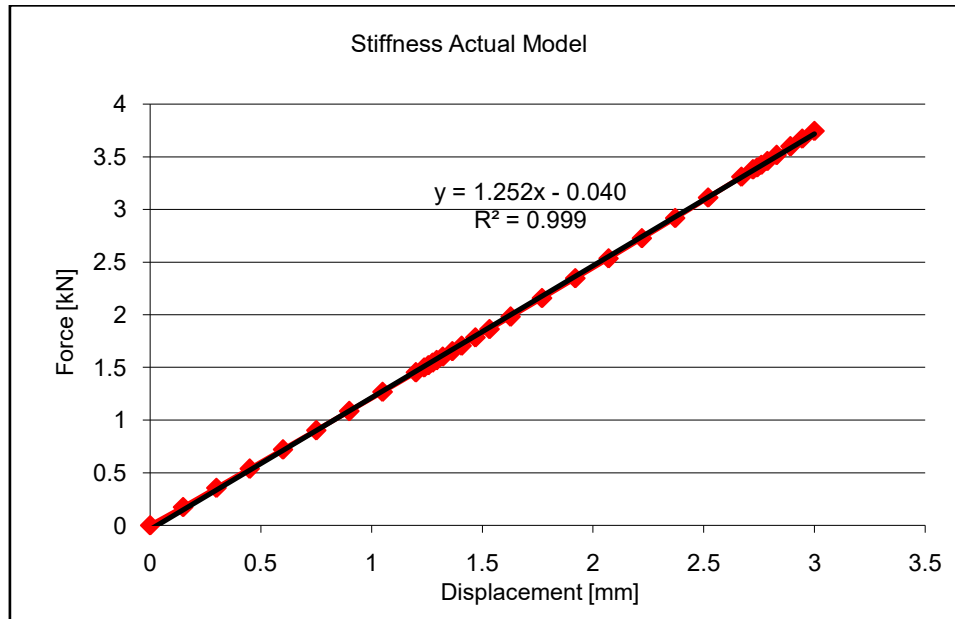


Se encontró los valores de rigidez del elemento virtual, obteniendo una rigidez del ensamble virtual de 1,25 kN/mm (véase Figura 35) en contraste con los 1,87 kN/mm en promedio de la prueba experimental (véase la sección 7.1.2) esto representa un error del 33% de la rigidez radial del modelo virtual con respecto al modelo experimental.

La principal razón a quien atribuirle estas diferencias es debido a que no fue posible encontrar un modelo matemático que se ajustara a las dos curvas ingresadas de las pruebas experimentales, y debido a que el modelo elastomérico utilizado se ajusta más a la curva de cortante el cual tiene una rigidez menor, que la prueba de tensión uniaxial, era de esperarse que la rigidez global del modelo virtual, estuviese por debajo de la rigidez del modelo experimental.

Los resultados de las pruebas virtuales, permiten obtener los siguientes resultados:

Figura 35. Comportamiento virtual del modelo evaluado. (Radial)



8.1. ANÁLISIS DE RIGIDEZ AXIAL

8.1.1. Consideraciones del modelo

Similar a lo realizado para el modelo de rigidez radial se utilizaron elementos Solid186 y Solid187 para simular los componentes metálicos y elastoméricos.

Las propiedades de la simulación se listan en la Tabla 7:

Tabla 7. Resumen del modelo FEM para carga axial.

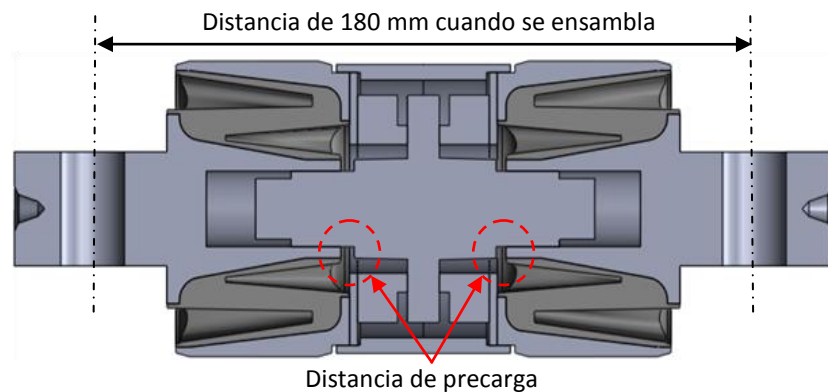
Descripción	Cantidad
Total Nodos	138198
Total Elementos	46565
Total Body Elements	38965
Total Elementos en Contacto	7600

Debido a las características del modelo se establecieron diferentes tipos de contactos empleando nuevamente los tipos “bonded” para superficies sin desplazamiento entre ellas y tipo “deslizante” cuando se mueven unas respecto de otras.

Para simular la condición de carga axial se deben tener en cuenta aspectos de ensamble del buje blando, tal como es el caso de la precarga del buje, esta precarga es una condición de ajuste normal del buje y consiste en ajustar el buje de tal manera que la distancia entre los centros de los agujeros alcancen una distancia de 180 mm, permitiendo que la distancia de precarga (véase Figura 36) que inicialmente es de 3 mm a cada lado se vuelva nula.

Esta condición cambia el estado de cargas inicial del buje, debido a que las gomas se encuentran trabajando en compresión.

Figura 36. Identificación de la zona de precarga del buje



Se procedió a simular el ensamble del elemento, es decir, inicialmente se aplica una precarga a compresión de 3 mm en ambos extremos del buje, posteriormente se desplaza uno de los bujes compresores en el extremo 3 mm más en sentido axial (tal como ocurre en el ensamble original del buje). Se fijó la cubierta metálica del elemento simulando las condiciones de operación, de tal manera que el desplazamiento es absorbido en su totalidad por los elementos elastoméricos (véase Figura 37). Se aplicaron las condiciones de simetría al ensamble y se configuró el análisis a fin de aplicar los desplazamientos en una secuencia de pequeños pasos de carga.

Figura 37. Prueba experimental realizado al buje.



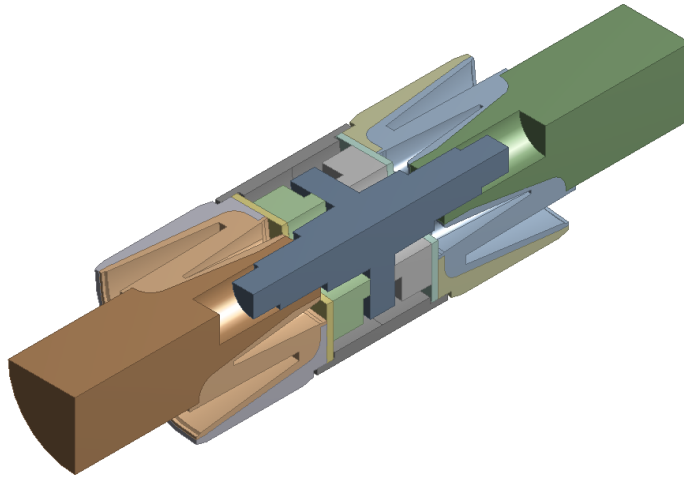
Adicionalmente fue necesario establecer condiciones de contacto deslizante entre los bujes compresores y el buje de extensión, con el fin de obtener la compresión de las gomas acorde a lo que sucede en la realidad con el buje blando.

8.1.2. Análisis de rigidez Axial

Para el análisis de la rigidez axial, fue necesario utilizar la geometría mostrada en la Figura 33, pero en esta ocasión se utilizó una sección diferente a la empleada en el análisis de rigidez radial. Se utilizó una sección correspondiente a un cuarto ($\frac{1}{4}$) de la geometría original, tal como lo muestra la Figura 38, y se aplicaron las respectivas condiciones de simetría al modelo, esto con el fin de obtener una solución más rápida al problema evaluado.

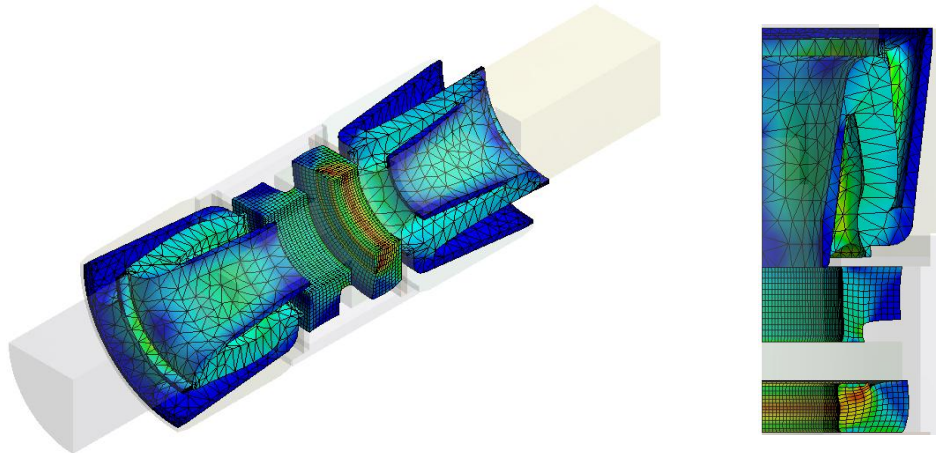
Basados en las condiciones de carga y montaje planteadas en el apartado anterior, se busca determinar la rigidez asociada al modelo virtual para su posterior comparación con el modelo ensayado en el laboratorio.

Figura 38. Corte de la sección del buje analizada para la carga axial.



La Figura 39 muestra los resultados del análisis realizado al buje, se ilustran el modelo deformado, después de ejecutar el análisis.

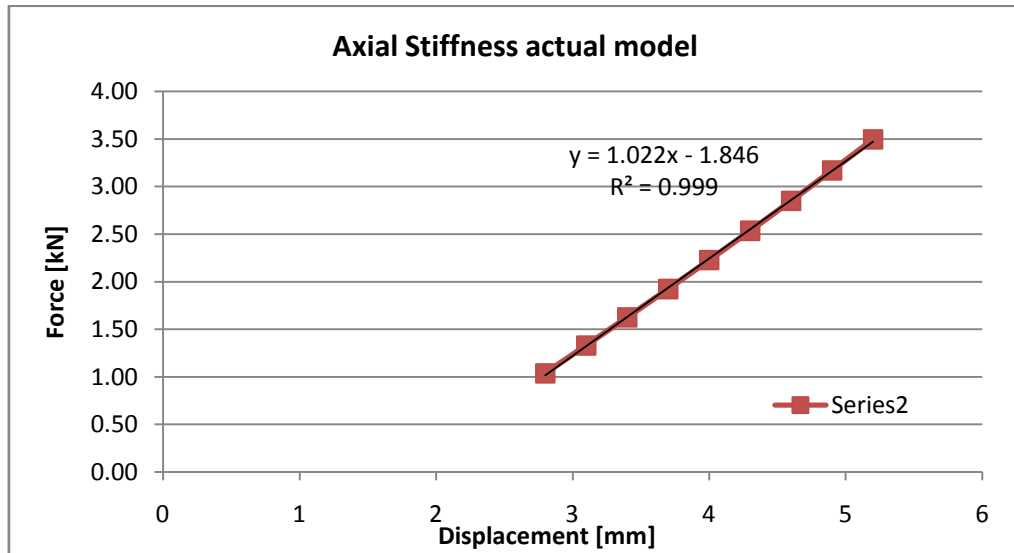
Figura 39. Resultados del buje blando evaluado (carga axial)



Se encontró los valores de rigidez del elemento virtual, obteniendo una rigidez del ensamble virtual de 1,02 kN/mm (véase Figura 40) en contraste con los 2,22 kN/mm en promedio de la prueba experimental (véase la sección 7.1.2), esto representa un error del 54% de la rigidez axial del modelo virtual con respecto al modelo experimental.

Los resultados de las pruebas virtuales, permiten obtener los siguientes resultados:

Figura 40. Comportamiento virtual del modelo evaluado. (Axial)



La principal razón a quien atribuirle estas diferencias es debido a que no fue posible encontrar un modelo matemático que se ajustara a las dos curvas ingresadas de las pruebas experimentales, y debido a que el modelo elastomérico utilizado se ajusta más a la curva de cortante el cual tiene una rigidez menor, que la prueba de tensión uniaxial, era de esperarse que la rigidez global del modelo virtual, estuviese por debajo de la rigidez del modelo experimental. Adicionalmente, es muy probable que las condiciones de precarga con las que trabaja el elemento tengan incidencia en los resultados obtenidos, ya que a pesar de aplicar la precarga establecida por el fabricante, se encontró que algunos de los bujes evaluados no cuentan con los 3 mm esperados, sino que tienen excedente de goma en dichas zonas.

9. CARACTERIZACIÓN DE LA PROPUESTA DE REDISEÑO

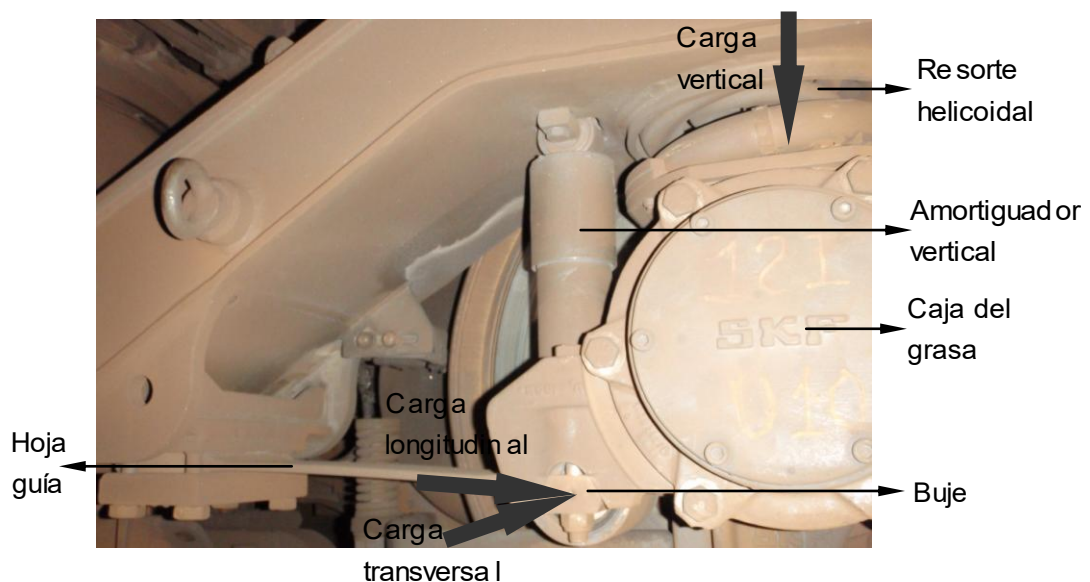
Con el fin de elaborar una propuesta de rediseño, es indispensable conocer algunos aspectos básicos de funcionalidad que presenta el objeto a rediseñar y que deberán cumplirse en cualquier nuevo modelo que se plantee.

El nuevo modelo se enfoca en mejorar la suspensión primaria, para proveer menor desgaste en la interfase rueda-riel y mejor guiado del vehículo. Lo anterior debe permitir conservar los estándares de estabilidad y seguridad sistema ferroviario. Además permitirá reducir los costos operativos del sistema de transporte, por medio del aumento de la vida útil de los componentes de la interfase vía-vehículo y la disminución en los costos de mantenimiento, entre otros.

En este capítulo se elabora un marco conceptual de las características funcionales del objeto de estudio cuando este es sometido a cargas radiales y axiales.

La configuración de la caja de grasa con los bujes y el flujo de cargas es presentada en la Figura 41. Cada buje conecta la caja de grasa con la hoja guía, esto produce una conexión rígida en dirección longitudinal y transversal al bastidor del bogie con una configuración vertical flexible [14].

Figura 41. Flujo de cargas en la configuración de suspensión primaria.



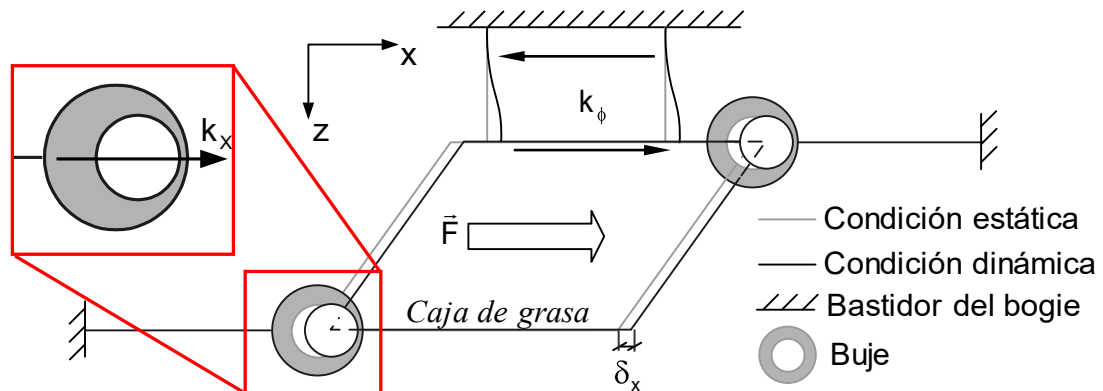
Los resortes helicoidales se diseñan para soportar la carga vertical del vehículo; la hoja guía con sus bujes se diseñan para soportar las cargas longitudinales y transversales. La hoja guía con los bujes agregan una rigidez vertical 'parásita'; además, la resistencia al cortante del resorte helicoidal agrega también una rigidez longitudinal y transversal 'parásita' [11].

La suspensión primaria genera un filtro mecánico de perturbaciones en las direcciones principales del sistema. A continuación se define los elementos que intervienen en la rigidez de la suspensión primaria, según direcciones principales de perturbación del conjunto rueda-eje [14]:

9.1. FLUJO DE CARGA INERCIAL (LONGITUDINAL)

La carga inercial en dirección longitudinal es adsorbida (filtrada) por la rigidez radial del buje (k_x), en combinación con la resistencia al cortante del resorte helicoidal (k_ϕ) (véase Figura 42) [33].

Figura 42. Comportamiento del buje, carga longitudinal.



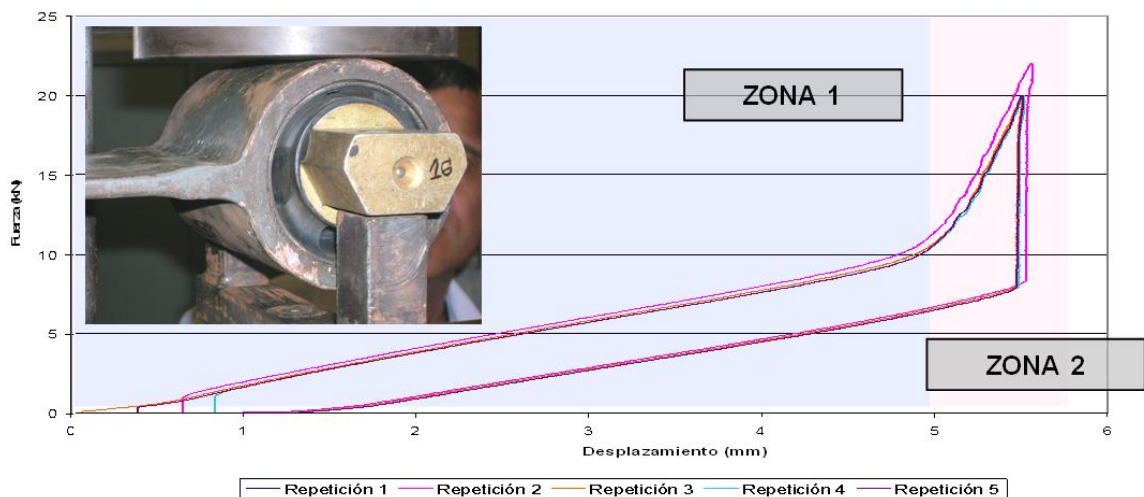
El diseño del buje actual tiene una relación geométrica que admite una deflexión radial máxima de 4mm. Con una deformación radial superior a 4mm, los cuerpos metálicos internos producen interferencia geométrica (como se observó en la sección 7.1.2, Figura 29). Se evidencia que en las piezas que conforman el buje, existe daño asociado al contacto entre el pasador y las arandelas metálicas (véase ANEXO.1, Figura 93).

En la sección 7.1.2 se encontró un estado de bloqueo (véase Figura 43). En el diagrama fuerza-deformación se define dos zonas de comportamiento de rigidez radial del buje:

- ✓ Zona 1: Rigidez debido a la deformación de la goma del buje, deflexión de elementos elastoméricos.
- ✓ Zona 2 (saturación): Rigidez debido a la deflexión entre elementos estructurales del buje, deformación de piezas diferentes a las gomas.

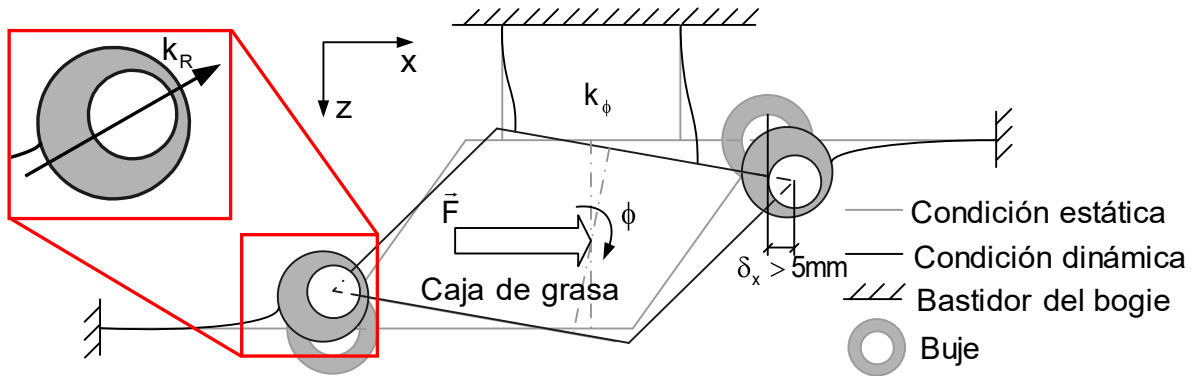
La excitación del buje en la Zona 2 no es deseable, la variación súbita de la rigidez en un sistema de suspensión ferroviario genera comportamiento errático en el vehículo, es deseable que los elementos tengan un valor de rigidez constante, o en su defecto, una variación gradual del valor de rigidez [13] [33].

Figura 43. Caracterización experimental de rigidez radial del buje



Nótese que existe condiciones de operación del vehículo donde el desplazamiento longitudinal, δ_x , excede la máxima deformación de la goma, produciendo un comportamiento del buje en la Zona 2 (saturación), bloqueando el buje. Se asume que en el caso que la deflexión sea superior a la deformación radial máxima del buje (5mm), el desplazamiento excedente de δ_x será absorbido por la rotación de la caja de grasa, ϕ (véase Figura 44). Por tanto, se asume el desplazamiento δ_x como la acción de la saturación del buje δ_{BUJE} , y la rotación de la caja de grasa ϕ , es decir $\delta_x = \delta_{BUJE} + \phi$ [33].

Figura 44. Comportamiento con saturación del buje, perturbación longitudinal.



9.1.1. Flujo de carga al interior del buje

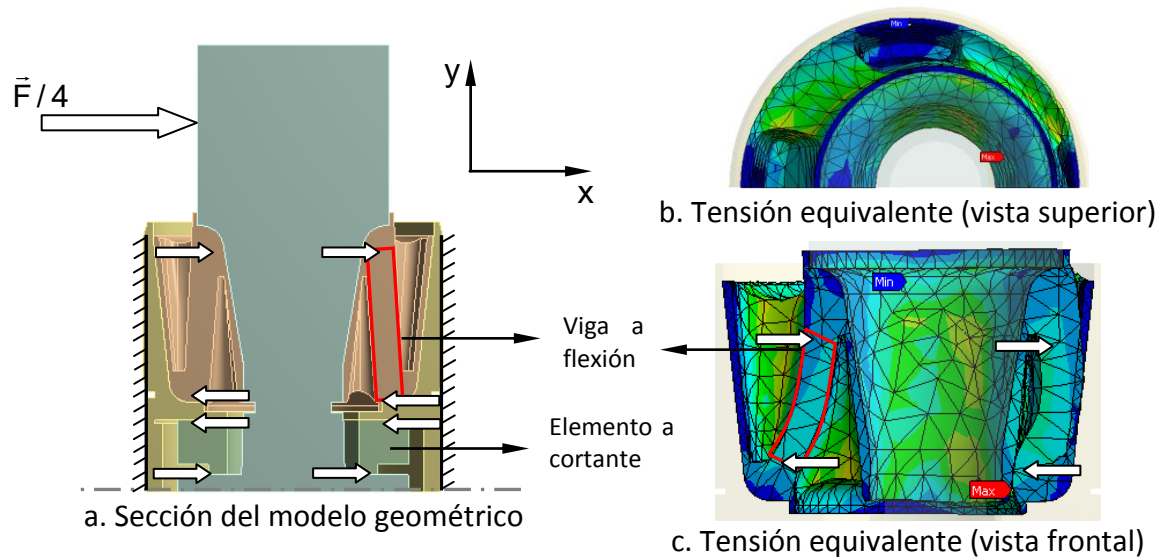
A partir de la modelación geométrica del buje, se desarrolla un Modelo de Elementos Finitos, tal como se vio en el capítulo anterior, el cual fue realizado teniendo en cuenta la caracterización del material elastomérico del buje.

Se observa la presencia de nervaduras en la sección longitudinal del buje (véase Figura 45.a), esta característica geométrica es eficaz para aislar al buje de agentes externos, es decir, contener del polvo, nieve, etc. [13] ,[28]. Sin embargo configuran elementos análogos a vigas sometidas a flexión, cuyas fibras están sometidas principalmente a tensión (véase Figura 45.c), el cual es el medio de propagación de grietas [33].

El buje se encuentra sometido a básicamente a cargas de tensión-compresión (véase Figura 45.b). Actualmente, los elementos de suspensión ferroviarios compuestos de caucho tienden a ser diseñado para que las cargas sometan al elemento de caucho a esfuerzo cortante, puesto que el caucho adquiere mejor desempeño [13].

Los elementos de caucho no deben estar sometidos a estados de cargas que generen una deflexión superior a 10% de la longitud del elemento, puesto que se reduce considerablemente la vida útil [13],[29], el diseño geométrico de nervaduras es una solución que atenúa las altas deflexiones en el caucho[13].

Figura 45. Distribución de carga en el buje, perturbación radial.



El anillo de goma es un elemento sometido a cortante (Figura 45.a), sin embargo, el cambio geométrico de sección del elemento genera un *gap*, produce una respuesta baja al cortante (elemento blando), por tanto, la rigidez que aporta al buje en dirección radial es considerada despreciable.

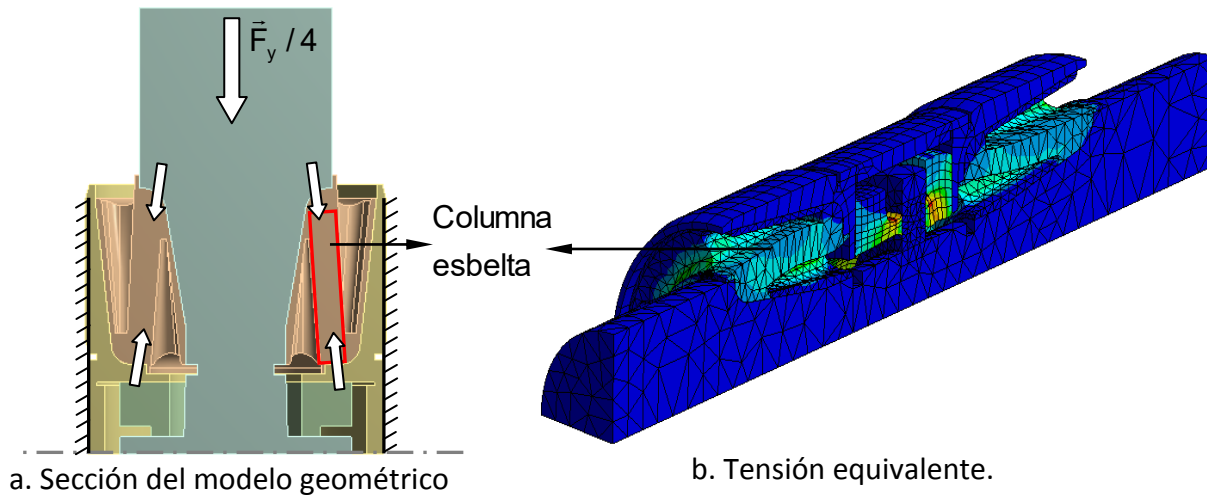
9.2. FLUJO DE CARGA INERCIAL (TRANSVERSAL)

La carga inercial en dirección transversal es absorbida (filtrada) por la rigidez axial del buje (k_y), en combinación con la resistencia al cortante del resorte helicoidal (k_θ) [31],[32].

9.2.1. Flujo de carga al interior del buje

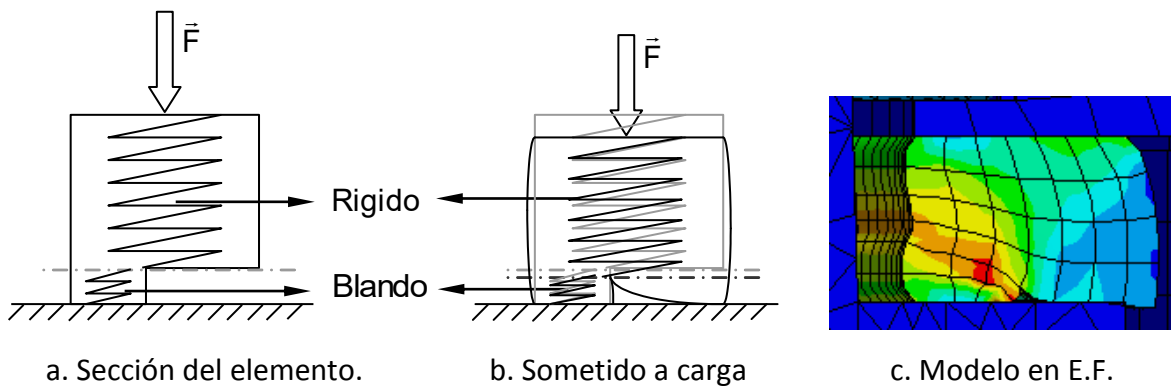
La presencia de nervaduras configuran elementos análogos a columnas esbeltas sometidas a tensión-compresión (véase Figura 46), la rigidez que aporta al buje en dirección axial es considerable.

Figura 46. Distribución de carga en el buje, perturbación axial.



El anillo de goma está sometido a tensión-compresión (véase Figura 47), se define con dos componentes de rigidez en dispuestos en una configuración en serie, debido al cambio geométrico de sección del elemento. Una componente es rígida y la otra es componente blanda. Esta configuración genera una considerable no-linealidad en su comportamiento. La componente blanda absorbe (filtra) la perturbación axial de alta frecuencia y baja amplitud. La componente rígida absorbe (filtra) la perturbación axial de frecuencia menor y mayor amplitud.

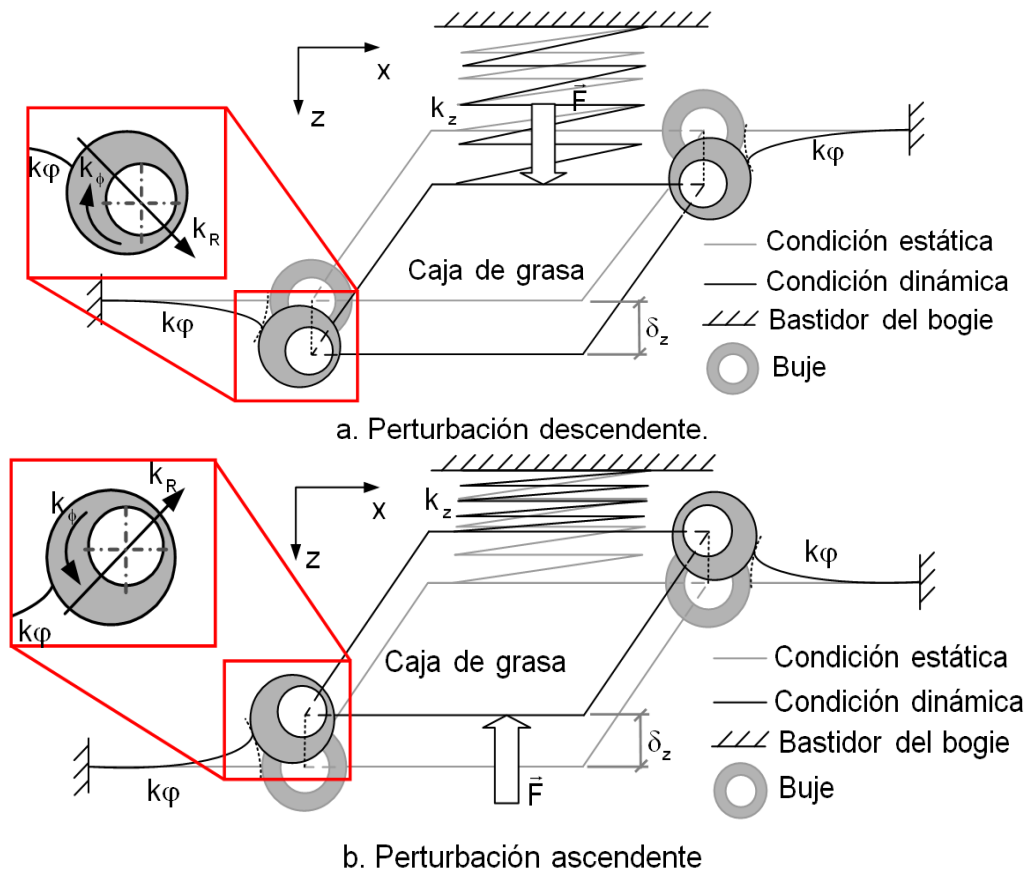
Figura 47. Comportamiento del anillo de goma, perturbación axial.



9.3. FLUJO DE CARGA DE COCHE Y PASAJEROS (VERTICAL)

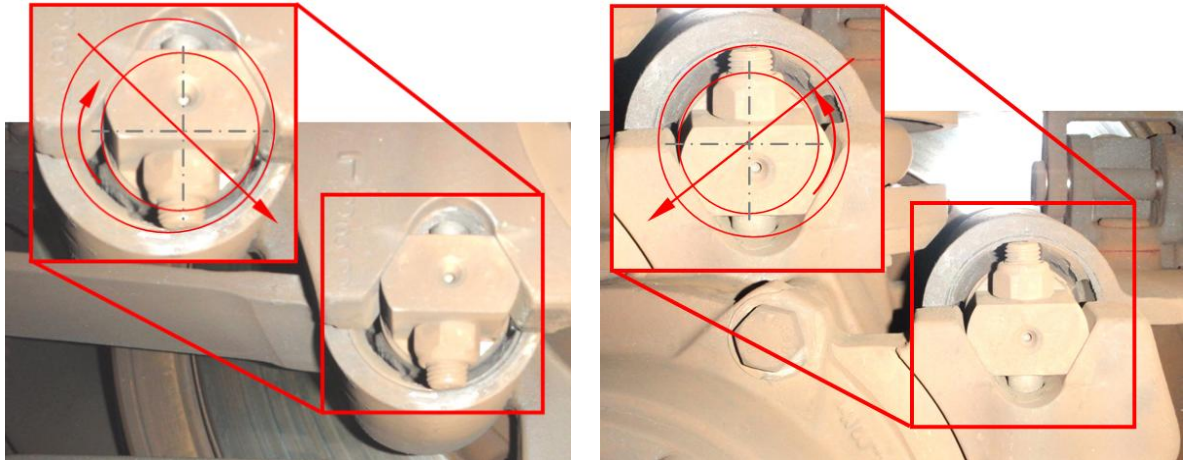
La carga vertical es adsorbida (filtrada) por la rigidez axial del resorte helicoidal (k_z), en combinación con la resistencia radial (k_R) y deflexión torsional (k_ϕ) del buje, y la deflexión de la hoja guía como viga como modelo de viga en cantiléver (k_ϕ) (véase Figura 48).

Figura 48. Comportamiento del buje bajo excitación vertical.



Nótese que la deflexión radial del buje no se presenta en dirección vertical ni longitudinal, será una resultante vectorial (k_R). El efecto de la carga vertical en el buje es notable, la Figura 49 presenta la deflexión del buje considerando únicamente la carga vertical estática del peso de la caja de pasajeros (AW0).

Figura 49. Efecto de carga vertical en el buje, condición de carga AW0.



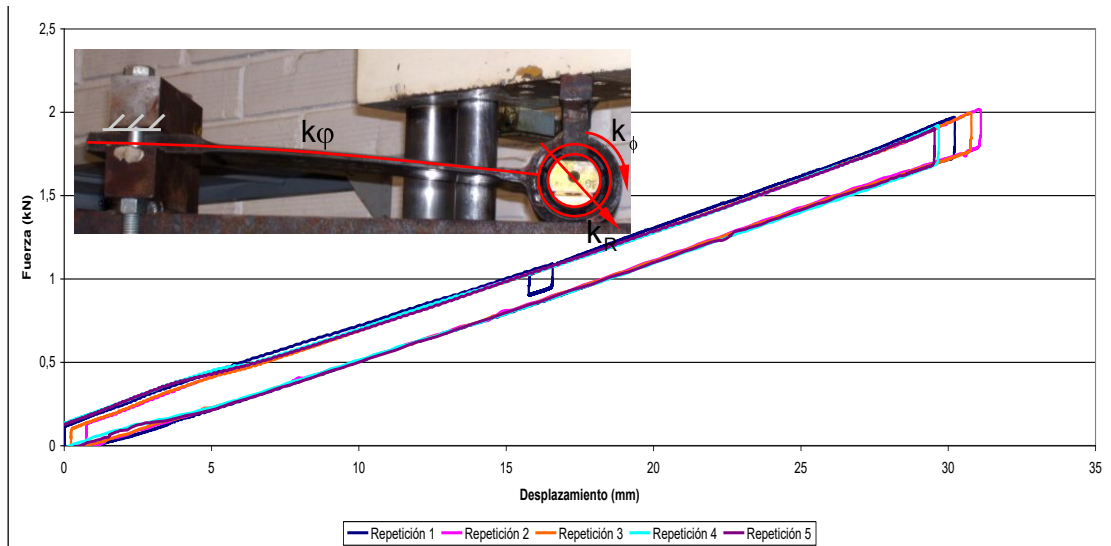
a. Buje Inferior

b. Buje superior

Se ha realizado una caracterización experimental de los bujes actuales por medio de pruebas de laboratorio (TR 02, 2008), determinando la rigidez del sub-sistema hoja guía-buje, es decir, hallando el parámetro de rigidez total (k_T) en función de k_R , k_ϕ y k_ψ .

$k_T = 0,059 \text{ kN/mm}$ (véase Figura 51).

Figura 50. Caracterización experimental de rigidez vertical.



9.4. OPORTUNIDADES DE MEJORA DEL ELEMENTO A REDISEÑAR

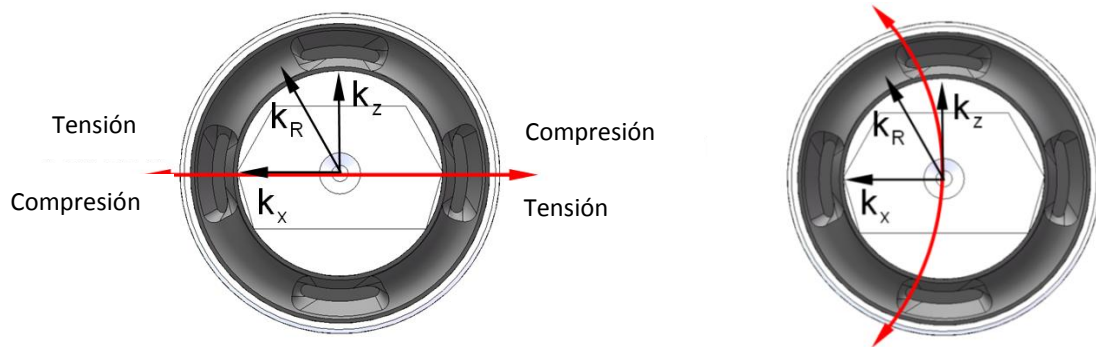
Bajo configuración actual del buje, estos sufren un bloqueo geométrico a partir de una deflexión longitudinal de 5mm, incrementando considerablemente la rigidez. Se estima que un incremento de la capacidad de deflexión radial del buje a 8mm, aumenta la capacidad de guiado un 50%.

Después de realizar el análisis de transferencia de cargas en el buje, se evidenció que las gomas del buje actual se encuentra sometido principalmente a esfuerzos tracción-compresión. Por lo tanto, es coherente diseñar una configuración del buje donde las gomas de caucho estén sometidas a estados de esfuerzo cortante, puesto que presentan mejores prestaciones.

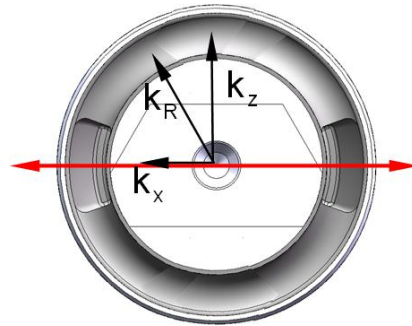
La configuración actual del buje transfiere las cargas inerciales longitudinales (producidas por: aceleración, frenado, guiado) en dirección longitudinal (véase Figura 51.a). Sin embargo, las cargas verticales son transferidas en dirección longitudinal y vertical (véase Figura 51.b). Con una simple variación geométrica, la cual incluya una modificación con dos agujeros en las gomas principales y no cuatro como en el caso actual, es posible:

- ✓ Obtener un estado de esfuerzos diferente, generando cortante en las cargas inerciales longitudinales (véase Figura 51.c).
- ✓ Obtener un valor de rigidez k_x menor (adquiriendo mejor guiado) y un valor k_z mayor, así se puede obtener un valor k_R invariante.

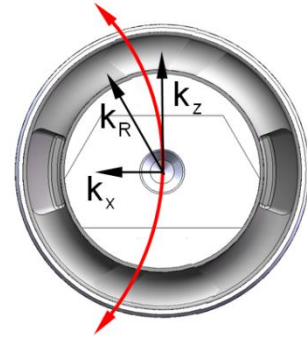
Figura 51. Comportamiento radial de transferencia de carga.



a. Carga longitudinal, buje actual.



b. Carga vertical, buje actual

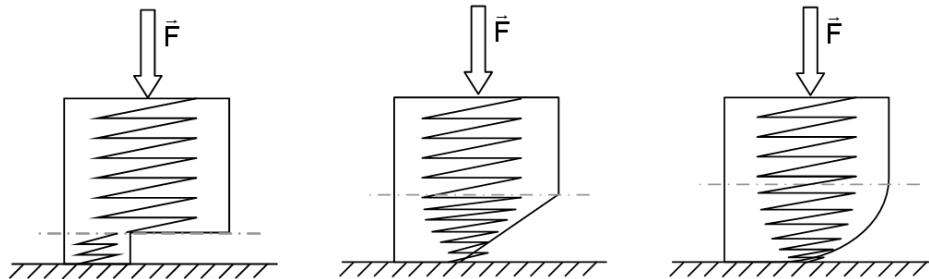


c. Carga longitudinal, buje modificado.

d. Carga vertical, buje modificado

La arandela elastomérica de compresión presenta una abrupta no-linealidad debido a su composición geométrica, mediante una sencilla variación geométrica (véase Figura 52), es posible obtener un comportamiento dinámico con una no-linealidad de tendencia gradual.

Figura 52. Arandela de compresión.



b. Buje actual.

b. Modificación a la arandela de compresión

Otra observación que se encontró, es que el pasador del buje está compuesto por tres cuerpos roscados en serie, no existe ningún mecanismo que garantice la simetría en el ensamblado, obteniendo variaciones entre los bujes ensamblados.

Adicional a las características descritas anteriormente, se hace evidente que cualquier variación significativa a la geometría permitirá obtener valores muy diferentes a los obtenidos por el modelo actual. Un nuevo diseño buscará mejorar las zonas de concentración de esfuerzos para una carga y/o desplazamiento dados y desde luego disminuir la rigidez longitudinal del componente.

10. PROPUESTA DE REDISEÑO

En el capítulo anterior, se estudió la forma en la que trabaja el buje blando y como este distribuye la carga. Posterior a este análisis se identificaron algunas características susceptibles de mejorar el comportamiento del buje. Estas características constituyen un punto inicial para la formulación de nuevas geometrías, que satisfagan los requerimientos establecidos en el proyecto de investigación, tales como disminución de la rigidez longitudinal del elemento y mejorar la distribución de las cargas que este soporta, esto con el fin de obtener un nuevo buje con una vida de servicio potencialmente mayor.

Antes de abordar una nueva propuesta de diseño, se mencionan a continuación algunos otros análisis que se realizaron a modelos de bujes distintos, algunos de estos modelos existen comercialmente y otros fueron propuestos por diferentes asesores internacionales del proyecto de investigación. Cada uno de los modelos evaluados, fueron analizados en diferentes etapas de la investigación y también constituyeron un punto de partida para la formulación de la nueva propuesta a desarrollar.

10.1. MODELOS EVALUADOS EN EL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN

Es necesario determinar inicialmente las diferentes geometrías estudiadas, para ello se describirán brevemente cada uno de los modelos que han surgido cronológicamente. Cada una de las propuestas evaluadas son comparadas con los resultados obtenidos para el modelo actual presente en la suspensión de los vehículos de pasajeros del sistema Metro. Los modelos virtuales evaluados corresponden a los siguientes modelos (véase **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.!**):

- Modelo 1 propuesto por el asesor Walter Flachenecker
- Modelo 2 propuesto por el asesor Walter Flachenecker
- Modelo Rosta.
- Modelo 495009
- Modelo 495010
- Modelo 495011

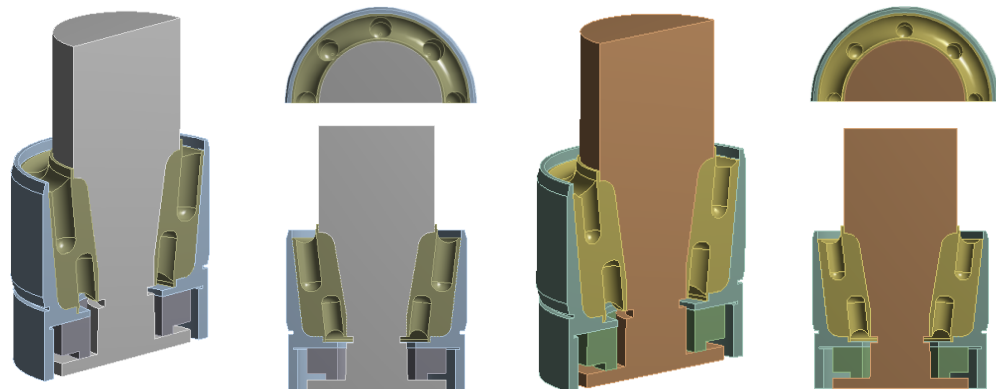
- Modelo 495012
- Modelo 49502501
- Modelo UTB
- Modelo Propuesto por GMT

a continuación se muestran los respectivos modelos geométricos con los resultados de rigidez radial asociados a cada modelo.

10.1.1. Modelos propuestos por el asesor Flacheneker.

Inicialmente se planteó una propuesta (modificación a), la cual consistía en 8 agujeros simétricamente espaciados en la parte superior de la goma principal, y 4 agujeros del mismo tamaño simétricamente distribuidos en la cara inferior de dicha goma, la profundidad de todos los agujeros era la misma tal que llegaran a la mitad del elemento, de acuerdo a los resultados presentados por este modelo, se decidió realizar una modificación al mismo, variando la profundidad de los agujeros (modificación b), siendo esta vez más cortos que los propuestos en el primer planteamiento (véase Figura 53).

Figura 53. Modificaciones geométricas preliminares.



a) Primera variación geométrica

b) Segunda variación geométrica

➤ PROPUESTA 1

Para analizar la primera propuesta realizada por el asesor internacional Sr. Walter Flachenecker, se realiza un análisis al modelo virtual, al cual se aplica una carga en sentido radial de 4kN al pasador.

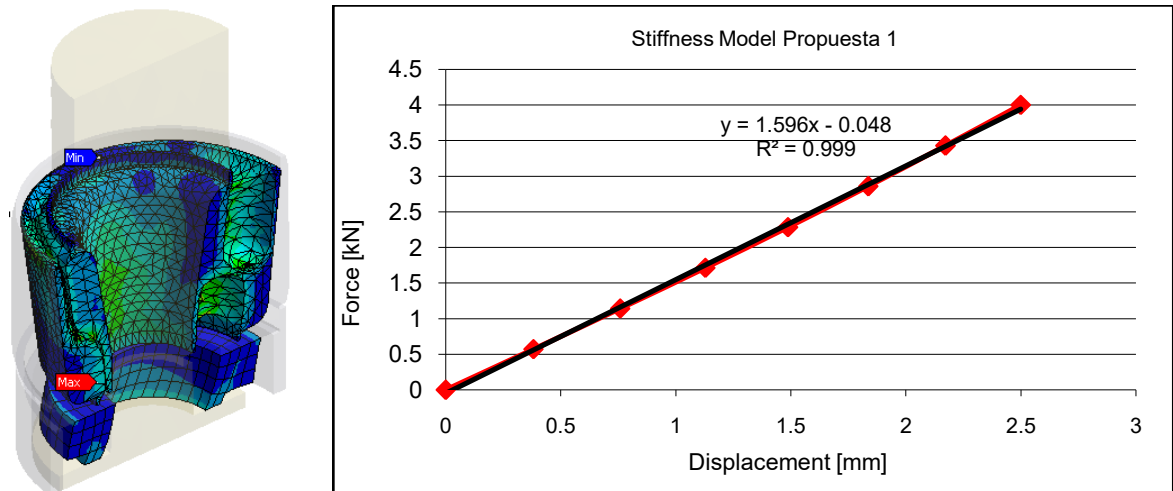
Se establecen contactos entre las partes dependiendo si las piezas deben permanecer pegadas o si por el contrario deben colisionar y deslizar.

Tabla 8. Detalles del modelo del buje propuesta 1.

Datos del análisis	Observaciones
Materiales (2)	AISI 4340
	Caucho basado en modelo YEOH 2
Contactos (pegado)	Superficies sin deslizamiento con contacto pegado
Total Nodos	23268
Total Elementos	13895
Total Elementos en contacto	2811
Superficies en contacto	4
Restricciones (2)	Superficies fijas (1)
	Superficies en desplazamiento (1)
Pasos de Carga (1)	Desplazamiento radial pasador 2,3 mm.

Para simplificación del análisis se trabajó con $\frac{1}{4}$ de geometría considerando simétrico el buje con respecto a dos de sus ejes, los resultados se muestran en la Figura 54. La rigidez del ensamble virtual da como resultado un valor de 1,59 kN/mm, lo cual representa un aumento en la rigidez del 27.45% con respecto a la rigidez del modelo virtual del buje actual empleado por el sistema Metro.

Figura 54. Resultados del modelo Propuesta 1



➤ **PROPUESTA 2**

Para analizar la segunda propuesta realizada por el asesor internacional Sr. Walter Flachenecker, se aplica una carga en sentido radial de 4kN al pasador.

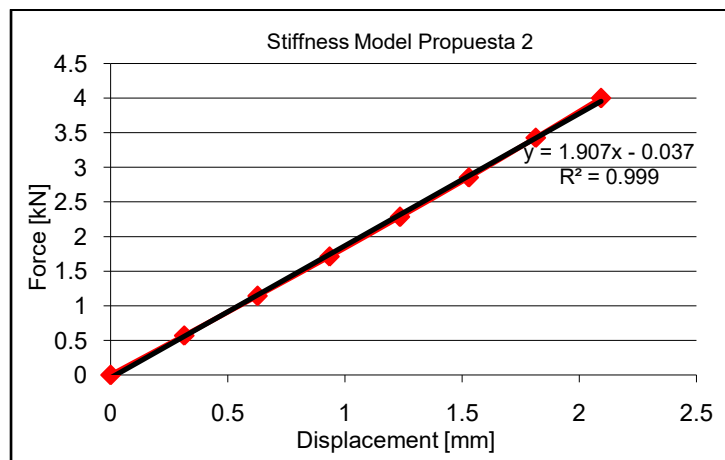
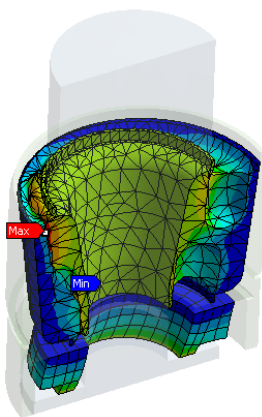
Se establecen contactos entre las partes dependiendo si las piezas deben permanecer pegadas o si por el contrario deben colisionar y deslizarse.

Tabla 9. Detalles del modelo del buje propuesta 2.

Datos del análisis	Observaciones
Materiales (2)	AISI 4340
	Caucho basado en modelo YEOH 2
Contactos (pegado)	Superficies sin deslizamiento con contacto pegado
Total Nodos	23268
Total Elementos	13895
Total Elementos en contacto	2811
Superficies en contacto	4
Restricciones (2)	Superficies fijas (1)
	Superficies en desplazamiento (1)
Pasos de Carga (1)	Desplazamiento radial pasador 2,5 mm.

Para simplificación del análisis se trabajó con ¼ de geometría considerando simétrico el buje con respecto a dos de sus ejes, los resultados se muestran en la Figura 55.

Figura 55. Resultados del modelo Propuesta 2

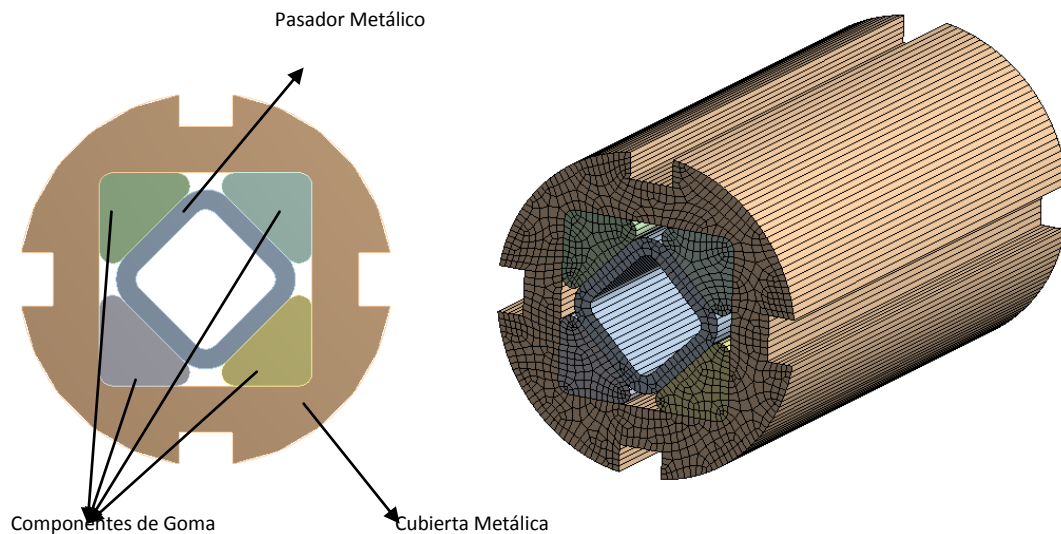


La rigidez del ensamble virtual da como resultado un valor de 1.907 kN/mm, lo cual representa un aumento en la rigidez del 52.18% con respecto a la rigidez del modelo virtual del buje actual empleado por el sistema Metro.

10.1.2. Modelo ROSTA

Luego de estas variaciones preliminares, se cambia el enfoque y se apunta a obtener un elemento completamente nuevo, es decir un modelo geométrico distinto al original, con el fin de observar cómo se distribuye la carga y los esfuerzos en este nuevo prototipo.

Figura 56. Modelo del Buje tipo ROSTA.



Basado en la experticia del Sr. Flachenecker se optó por probar un diseño original de una empresa suiza llamada ROSTA (<http://www.rosta.ch>), el cual consiste en un diseño que se desarrolla sin vulcanización y que trabaja siempre sometido a compresión, generando de esta forma un mejor comportamiento a la fatiga.

Para efectos de conocer mejor el comportamiento de esta propuesta se realizó un modelo virtual (véase Figura 56), a fin de evaluar la respuesta de dicho componente.

pese a tener una geometría distinta a los modelos anteriores, fue sometido a las mismas condiciones de carga, es decir se le aplicó una carga de 4kN al pasador en sentido radial.

Para comprender el modelo analizado, se debe hacer la salvedad que no se simuló las condiciones del montaje, que son particularmente especiales, es decir, debido a que las gomas no requieren vulcanización sobre las parte metálicas, se insertan a presión de tal forma que garantice que no van a salir del ensamble.

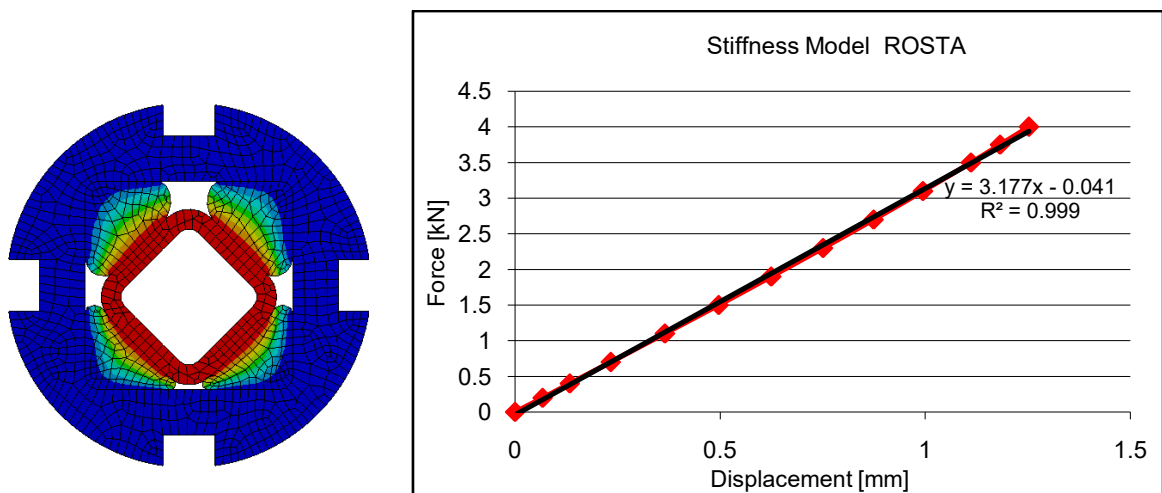
Para la simulación se consideró que las gomas ya estaban insertadas en la cubierta exterior del buje, la cual se considero fija, y posteriormente se aplicó el desplazamiento mencionado al pasador.

Los resultados se muestran en la Figura 57.

Tabla 10. Detalles del modelo del buje ROSTA.

Datos del análisis	Observaciones
Materiales (2)	AISI 4340
	Caucho basado en modelo YEOH 2
Contactos (pegado)	Una sola malla para todo el modelo, que considera los contactos unidos.
Total Nodos	23268
Total Elementos	13895
Restricciones (2)	Superficies fijas (1)
	Superficies en desplazamiento (1)
Pasos de Carga (1)	Desplazamiento radial pasador 2,3 mm.

Figura 57. Resultados del modelo ROSTA



La rigidez del ensamble virtual da como resultado un valor de 3.177 kN/mm, lo cual representa un aumento en la rigidez aproximado del 153.33% con respecto a la rigidez del

modelo virtual del buje actual empleado por el sistema Metro para las mismas condiciones de operación.

Este aumento tan significativo es debido a la amplia zona en la que el material elastomérico entra en contacto con la cubierta metálica y el pasador, situación que no ocurre con los modelos anteriores.

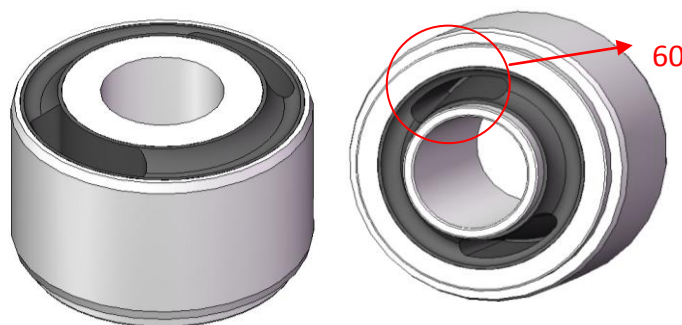
Para efectos de un hipotético montaje de este tipo de bujes en el sistema de suspensión del sistema Metro, se puede observar basados en los resultados de rigidez, que para cargas del orden de 4 kN el desplazamiento es cercano a 1.25 mm, lo que se traduce en un desgaste excesivo en la interfase rueda-riel al haber aumentado la rigidez en esa proporción.

10.1.3. Modelo 495009

Para el desarrollo geométrico de esta pieza se recurrió a los planos obtenidos de la empresa GMT. En esta pieza se encuentran variadas diferencias con respecto a los otros modelos los cuales evidentemente corresponden a un ensamble similar al empleado en el sistema Metro, mientras que para el modelo 495009 se presume varían algunos otros componentes adicionales a la goma, debido a que no hay una correspondencia entre esta pieza y la misma de los ensambles adicionales.

Por tal motivo se decidió realizar el análisis a esta pieza solamente y no a un ensamble general como ocurre en los otros casos adicionales.

Figura 58. Esquema del modelo geométrico 495009



Para realizar el análisis por elementos finitos, fue necesario identificar las condiciones iniciales del modelo, es decir el tipo de restricciones y cargas que se aplican al modelo, para este caso fue necesario fijar la cubierta metálica de la pieza y se aplicó una carga radial de 4kN al pasador, tal como se ha realizado con los modelos anteriores.

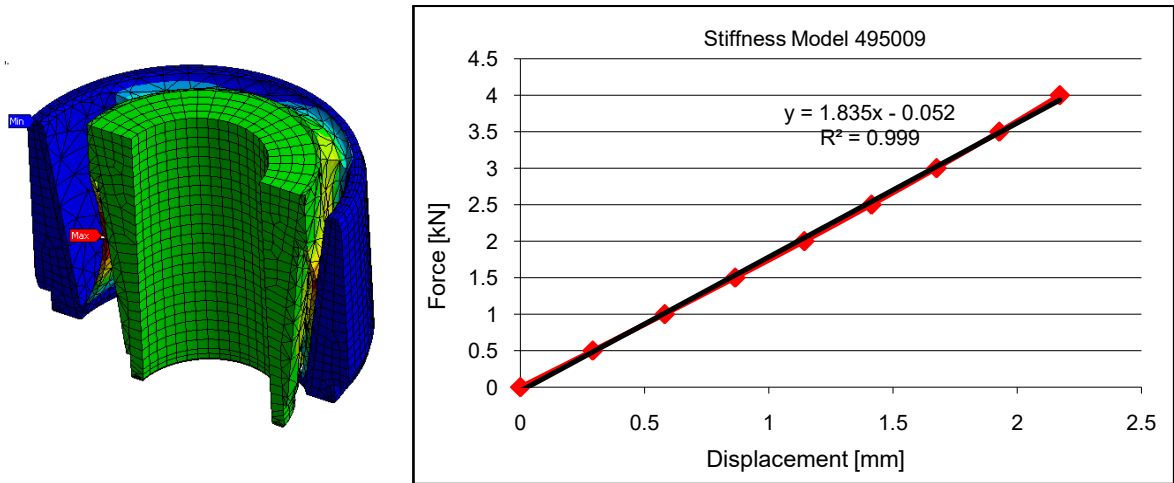
Tabla 11. Detalles del modelo 495009.

Datos del análisis	Observaciones
Materiales (2)	AISI 4340
	Caucho basado en modelo YEOH 2
Contactos (2)	Una sola malla para todo el modelo, que considera los contactos unidos.
	Superficies en contacto que permiten deslizamiento sin fricción
Total Nodos	37026
Total Elementos	16286
Total Elementos en contacto	2134
Superficies en contacto	4
Restricciones (2)	Superficies fijas (1)
	Superficies en desplazamiento (1)
Pasos de Carga (1)	Desplazamiento radial 3mm.

La Tabla 11 muestra algunos datos relevantes del modelo, donde puede verse que fueron empleados dos materiales distintos, considerando las piezas metálicas con acero 4340 y los componentes elastoméricos con el caucho preseleccionado, basado en el modelo Yeoh de 2 orden, adicionalmente se consideraron 2 tipos de contactos con el fin de simular lo más real posible el ensamblaje y funcionamiento del conjunto estudiado.

Para simplificación del análisis se trabajó con $\frac{1}{2}$ geometría considerando simétrico el buje con respecto a uno de sus ejes, los resultados se muestran en la Figura 59, cabe mencionar que para poder comparar los resultados obtenidos, con los resultados del modelo real, se considera que dicha pieza aparece dos veces en el ensamble real.

Figura 59. Resultados de rigidez del modelo 495009



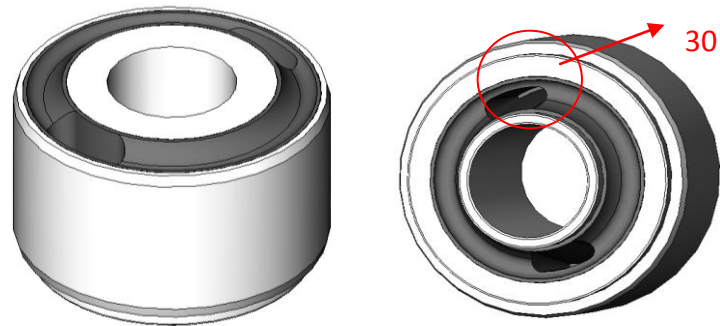
Como puede notarse en la figura anterior, se obtuvo un valor de rigidez de 1.835 kN/mm, el cual es un 46.45% mayor a los 1,2532 kN/mm, del modelo actual empleado por el Metro de Medellín.

10.1.4. Modelo 495010

De manera análoga al modelo anterior (495009), se realiza el levantamiento de las partes, tales como la goma, la cubierta y el pasador que constituyen dichos ensambles. Existe una diferencia entre los modelos 495009 y 495010 y es el tamaño de los agujeros, es decir, mientras que para el primer modelo los dos agujeros tienen una abertura de 60°, para este modelo los agujeros tienen una abertura de 30° (véase Figura 58 y Figura 60).

De igual forma, para el análisis sólo se consideran las partes correspondientes a la cubierta metálica, goma exterior y pasador externo, debido a que no fue posible completar el ensamble general, contando solo con las piezas mostradas en la Figura 60.

Figura 60. Esquema del modelo geométrico 495010



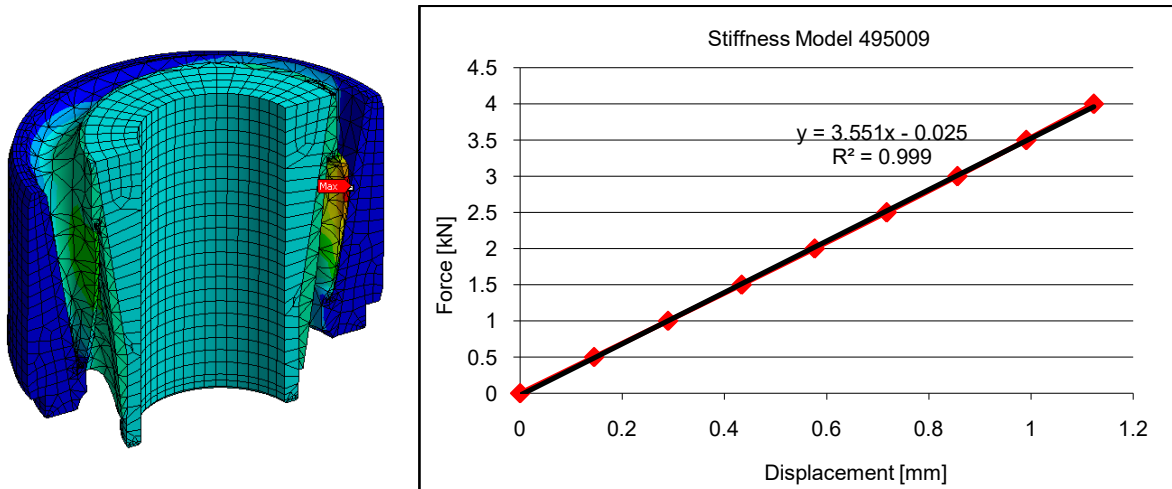
Para el análisis por medio del MEF del presente modelo se emplearon las condiciones utilizadas en el modelo anterior, es decir, se consideró rígidamente empotrada la cubierta metálica del buje, y se aplicó un desplazamiento de 3mm en sentido radial.

Tabla 12. Detalles del modelo 495010

Datos del análisis	Observaciones
Materiales (2)	AISI 4340
	Caucho basado en modelo YEOH 2
Contactos (2)	Una sola malla para todo el modelo, que considera los contactos unidos.
	Superficies en contacto que permiten deslizamiento sin fricción
Total Nodos	14985
Total Elementos	8379
Total Elementos en contacto	2811
Superficies en contacto (4)	Sin fricción (4) ---
Restricciones (2)	Superficies fijas (1)
	Superficies en desplazamiento (1)
Pasos de Carga (1)	Desplazamiento axial 3mm.

Adicionalmente, en ambos modelos se fijan relaciones de contacto, con el fin de visualizar la forma en la que colisionan las caras internas de la pieza de material elastomérico. Para ello se emplean contactos con formulación Lagrangiana aumentada.

Figura 61 . Resultados del modelo 495010



En la Figura 61 puede verse que los resultados de rigidez están graficados para una carga de 4kN los cuales son aplicados en dirección radial al componente elastomérico..

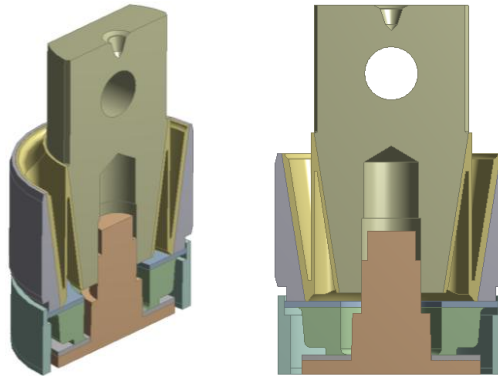
Luego de realizar el análisis se encuentra que la rigidez del modelo es de 3,551 kN/mm, es decir, la rigidez aumento un 183.40% con respecto al valor obtenido por el modelo virtual empleado por el sistema Metro, y aumentó un 93.51% con respecto al modelo 495009 con el cual difiere únicamente en la dimensión de los agujeros presentes en cada una de las gomas.

10.1.5. Modelo 495011

Las características que hacen diferente a este ensamble del modelo actual empleado por el Metro de Medellín, son principalmente tres. La primera diferencia consiste en que esta pieza incluye solamente dos agujeros a diferencia de las 4 del ensamble actual, la segunda consiste en que el modelo 495010 requiere de 5 mm de precarga en el montaje y finalmente, la forma en la que los agujeros externos e internos están configurados, es decir, varían la profundidad y la sección transversal del agujero (véase Figura 62).

De acuerdo a las piezas digitalizadas, es posible completar el ensamble correspondiente, utilizando las otras piezas empleadas en el modelo original. Para comprender la forma en la que varía la rigidez del elemento, se procede a realizar los análisis con el ensamble completo.

Figura 62. Esquema geométrico del modelo 495011



Para este modelo se realizaron modificaciones en la forma que se ejecutaron las simulaciones, es decir, para efectuar el análisis se utilizó en esta ocasión $\frac{1}{4}$ de geometría, aprovechando la simetría con respecto a dos de sus ejes, adicionalmente el ensamble incluye partes adicionales no consideradas en los dos análisis anteriores.

Como condiciones iniciales del modelo, se restringieron los desplazamientos en la cubierta metálica intermedia, adicionalmente, fue necesario simular el montaje de cada una de las partes involucradas, para ello se emplearon 3 pasos de carga distintos, en el primero se comprimen las gomas intermedias al bajar axialmente la cubierta externa 1 mm, para el segundo paso se aplica una precarga de 2,5 mm y finalmente se aplica una fuerza en sentido radial de 4 kN.

Otros datos relevantes del análisis se muestran en la Tabla 13

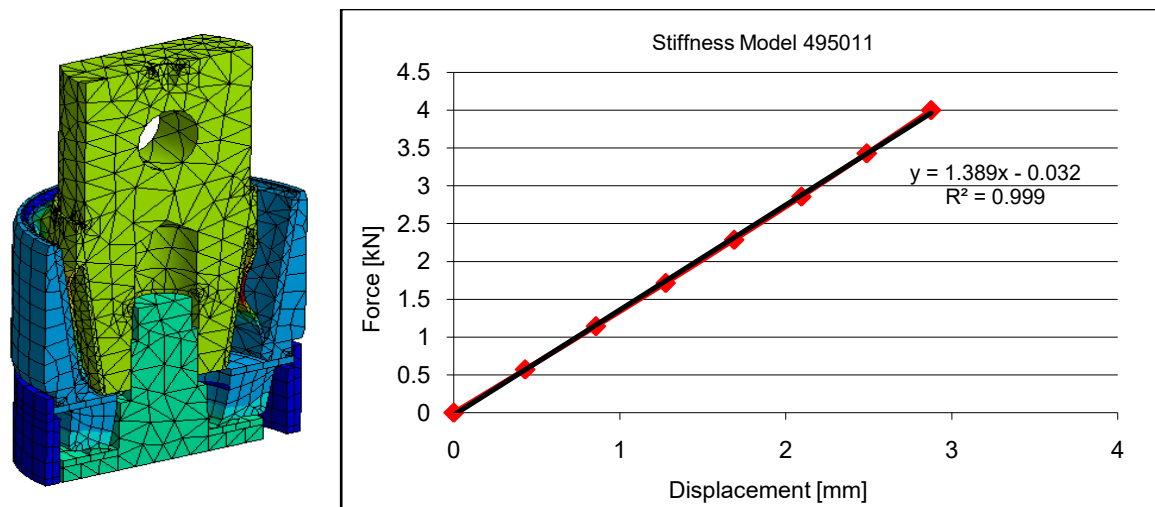
Tabla 13. Detalles del modelo 495011

Datos del análisis	Observaciones
Materiales (2)	AISI 4340
	Caucho basado en modelo YEOH 2
Contactos (2)	Superficies sin deslizamiento con contacto pegado
	Superficies en contacto que permiten deslizamiento sin fricción
Total Nodos	20195
Total Elementos	11770
Total Elementos en contacto	4274
Superficies en contacto (6)	Pegadas (2), Sin fricción (4) ---
Restricciones (2)	Superficies fijas (1)
	Superficies en desplazamiento (2)

Pasos de Carga (3)	Desplazamiento axial cubierta 1mm.
	Desplazamiento axial pasador 2,5 mm.
	Desplazamiento axial 3mm.

Adicionalmente, se emplean relaciones de contacto, con el fin de visualizar la forma en la que colisionan las caras internas de la pieza de material elastomérico. Para ello se emplean contactos con formulación Lagrangiana aumentada.

Figura 63. Resultados del modelo 495011



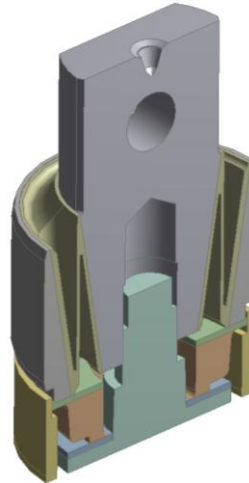
Luego de realizar el análisis se encuentra que la rigidez del modelo es de 1,389 kN/mm, es decir, la rigidez aumenta un 10,85% con respecto al modelo empleado en el sistema Metro.

10.1.6. Modelo 495012

Este ensamble se diferencia del modelo anterior solamente en el tamaño de los agujeros, es decir se conservan las diferencias mencionadas en el modelo anterior con respecto al modelo empleado en el sistema Metro, variando el tamaño del agujero al pasar de un tamaño de 60° a un par de agujeros con abertura de 30° (véase Figura 64).

Para el análisis por FEM, se utilizó en esta ocasión ¼ de geometría, aprovechando la simetría con respecto a dos de sus ejes, y se analiza el ensamble completo incluyendo las arandelas intermedias y la cubierta intermedia.

Figura 64. Esquema geométrico del modelo 495012



Como condiciones iniciales del modelo, se restringieron los desplazamientos en la cubierta metálica intermedia, adicionalmente, fue necesario simular el montaje de cada una de las partes involucradas, para ello se emplearon 3 pasos de carga distintos, en el primero se comprimen las gomas intermedias al bajar axialmente la cubierta externa 1 mm, para el segundo paso se aplica una precarga de 2,5mm y finalmente se aplica una fuerza de 4kN en sentido radial.

Otros datos relevantes del análisis se muestran en la Tabla 14.

Tabla 14. Detalles del modelo 495012

Datos del análisis	Observaciones
Materiales (2)	AISI 4340
	Caucho basado en el modelo YEOH 2
Contactos (2)	Superficies sin deslizamiento con contacto pegado
	Superficies en contacto que permiten deslizamiento sin fricción
Total Nodos	19984
Total Elementos	11208
Total Elementos en contacto	3800
Superficies en contacto (15)	Pegadas (8), Sin fricción (7) ---
Restricciones (2)	Superficies fijas (1)
	Superficies en desplazamiento (2)
Pasos de Carga (3)	Desplazamiento axial cubierta 1 mm.
	Desplazamiento axial pasador 2,5mm.
	Desplazamiento axial 3mm.

Adicionalmente, se emplean relaciones de contacto, con el fin de visualizar la forma en la que colisionan las caras internas de la pieza de material elastomérico. Para ello se emplean contactos con formulación lagrangiana aumentada.

Figura 65. Resultados del modelo 495012

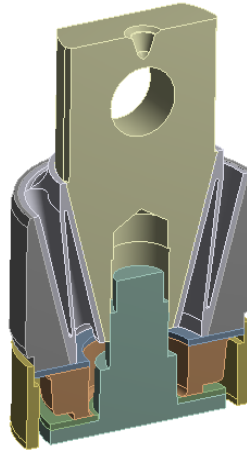


Luego de realizar el análisis se encuentra que la rigidez del modelo es de 2.307 kN/mm, es decir, la rigidez aumenta un 84.14% con respecto al valor obtenido por el modelo empleado en el sistema Metro.

10.1.7. Modelo 49502501

Se realiza un modelo comercial ofrecido por la empresa GMT, el cual presenta solo algunas variaciones con respecto al espesor de la goma del modelo 495011, es decir, el pasador de esta pieza posee un espesor menor al presentado por los modelos anteriores, lo que permite aumentar la inclinación de los agujeros presentes en el ensamble (véase Figura 66).

Figura 66. Esquema geométrico del modelo 49502501



Se utilizó en esta ocasión $\frac{1}{4}$ de geometría, aprovechando la simetría con respecto a dos de sus ejes, y de la misma forma se analiza el ensamble completo incluyendo las arandelas intermedias y la cubierta intermedia.

Como condiciones iniciales del modelo, se restringieron los desplazamientos en la cubierta metálica intermedia, adicionalmente, fue necesario simular el montaje de cada una de las partes involucradas, para ello se emplearon 3 pasos de carga distintos, en el primero se comprimen las gomas intermedias al bajar axialmente la cubierta externa 1 mm, para el segundo paso se aplica una precarga de 2,5mm y finalmente se aplica una fuerza en sentido radial de 4kN.

Otros datos relevantes del análisis se muestran en la Tabla 15

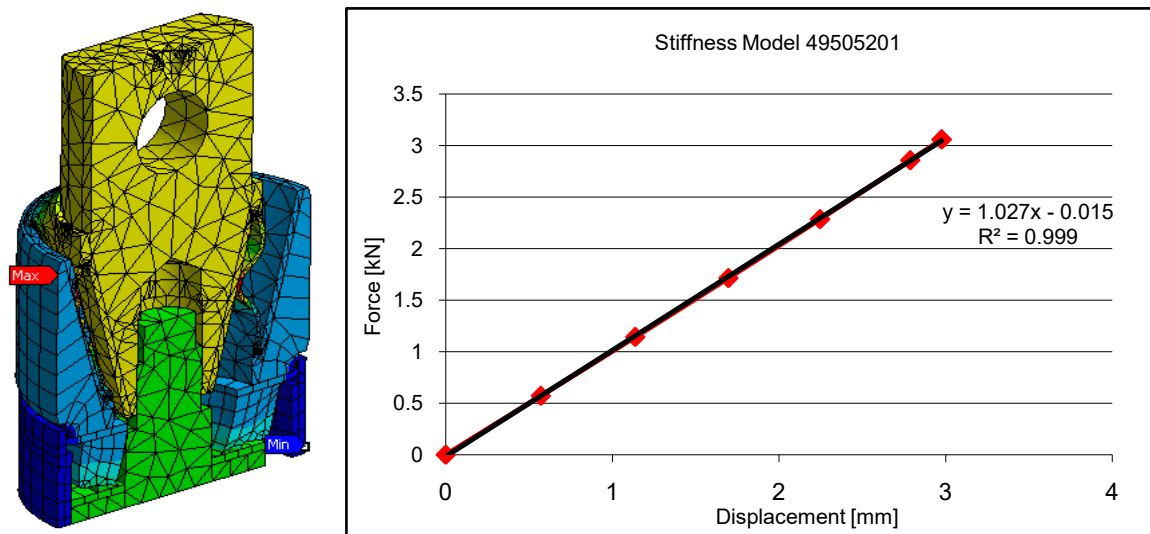
Tabla 15. Detalles del modelo 49505201

Datos del análisis	Observaciones
Materiales (2)	AISI 4340
	Caucho basado en el Modelo YEOH 2
Contactos (2)	Superficies sin deslizamiento con contacto pegado
	Superficies en contacto que permiten deslizamiento sin fricción
Total Nodos	19194
Total Elementos	11187
Total Elementos en contacto	4167
Superficies en contacto (16)	Pegadas (7), Sin fricción (9) ---
Restricciones (2)	Superficies fijas (1)

	Superficies en desplazamiento (2)
Pasos de Carga (3)	Desplazamiento axial cubierta 1 mm.
	Desplazamiento axial pasador 2,5 mm.
	Desplazamiento axial 3 mm.

Al igual que en los casos anteriores donde se producen contactos al interior de la pieza al deformarse, se emplean nuevamente contactos sin fricción con formulación lagrangiana. En esta ocasión solo se pudieron obtener valores hasta una fuerza de 3kN, debido a problemas de convergencia en el modelo.

Figura 67. Resultados del modelo 49505201



Luego de realizar el análisis se encuentra que la rigidez del modelo es de 1,027 kN/mm, es decir, la rigidez disminuye un 17.99% con respecto al modelo empleado en el sistema Metro.

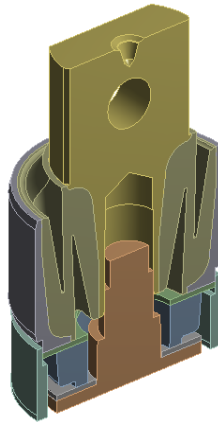
10.1.8. Modelo UTB

A continuación, se presenta el buje suministrado por el consultor internacional Sr. Railhold Wabmann, el cual fue ensayado por el mismo, durante su visita a Medellín, entre los meses de Diciembre de 2008 y febrero de 2009.

Este ensamble geoméricamente es muy similar al componente actual utilizado por el sistema Metro, posee 4 agujeros, y no dos como los evaluados anteriormente, la principal

diferencia es que dicho ensamble es precargado 4,5 mm a cada lado con el fin de aumentar la rigidez del mismo.

Figura 68. Esquema geométrico del modelo empleado por la UTB.



Se utilizó un $\frac{1}{4}$ de geometría, aprovechando la simetría con respecto a dos de sus ejes, y se analiza el ensamble completo incluyendo las arandelas intermedias y la cubierta intermedia.

Como condiciones iniciales del modelo, se restringieron los desplazamientos en la cubierta metálica intermedia, adicionalmente, fue necesario simular el montaje de cada una de las partes involucradas, para ello se emplearon 3 pasos de carga distintos, en el primero se comprimen las gomas intermedias al bajar axialmente la cubierta externa 1 mm, para el segundo paso se aplica una precarga de 2,5 mm y finalmente se aplica un fuerza en sentido radial de 4kN.

Otros datos relevantes del análisis se muestran en la Tabla 16.

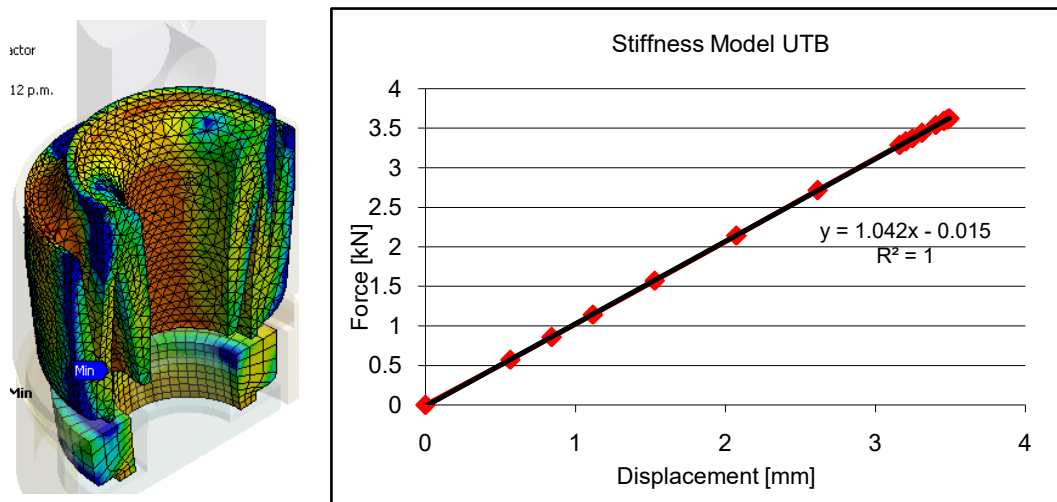
Tabla 16. Detalles del modelo de la UTB

Datos del análisis	Observaciones
Materiales (2)	AISI 4340
	Caucho basado en el Modelo YEOH 2
Contactos (2)	Superficies sin deslizamiento con contacto pegado
	Superficies en contacto que permiten deslizamiento sin fricción
Total Nodos	22150
Total Elementos	12729

Total Elementos en contacto	3082
Superficies en contacto (16)	Pegadas (7), Sin fricción (9) ---
Restricciones (2)	Superficies fijas (1)
	Superficies en desplazamiento (2)
Pasos de Carga (3)	Desplazamiento axial cubierta 1 mm.
	Desplazamiento axial pasador 2,5 mm.
	Desplazamiento axial 3mm.

Al igual que en los casos anteriores donde se producen contactos al interior de la pieza al deformarse, se emplean nuevamente contactos sin fricción con formulación lagrangiana.

Figura 69. Resultados del modelo UTB



Luego de realizar el análisis se encuentra que la rigidez del modelo es de 1.042 kN/mm, es decir, la rigidez disminuye un 16.8% con respecto al modelo empleado en el sistema Metro.

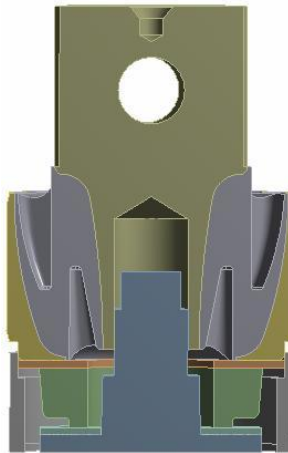
A pesar de ser distintos, se puede decir que el modelo empleado por la UTB y el modelo 49505201 presentan resultados muy similares al modelo empleado en el sistema Metro, al encontrarse los mismos valores de rigidez en ambos modelos, para distintos valores de precarga, es decir 4.5 y 3 mm respectivamente.

Desafortunadamente, para este último análisis solo se encontraron datos validos hasta una carga radial cercana a los 3.6 kN.

10.1.9. Modelo GMT

Finalmente, se evalúa un modelo sugerido por la empresa GMT, como opción de mejora de las propiedades dinámicas de la flota de vehículos presentes en el Metro de Medellín. Para ello se realizó el modelo geométrico del ensamble a partir de los planos suministrados por la empresa GMT, el cual presenta variaciones en la geometría de la goma principal del ensamble, estas variaciones se identifican mayormente en la forma curva de la goma y los respectivos agujeros que la conforman.

Figura 70. Modelo geométrico del ensamble GMT



Se utilizó $\frac{1}{4}$ de geometría, aprovechando la simetría con respecto a dos de sus ejes, y se analiza el ensamble completo incluyendo las arandelas intermedias y la cubierta intermedia.

Como condiciones iniciales del modelo, se restringieron los desplazamientos en la cubierta metálica intermedia, adicionalmente, fue necesario simular el montaje de cada una de las partes involucradas, para ello se emplearon 3 pasos de carga distintos, en el primero se comprimen las gomas intermedias al bajar axialmente la cubierta externa 1 mm, para el segundo paso se aplica una precarga de 2.5mm y finalmente se aplica una fuerza en sentido radial de 4kN.

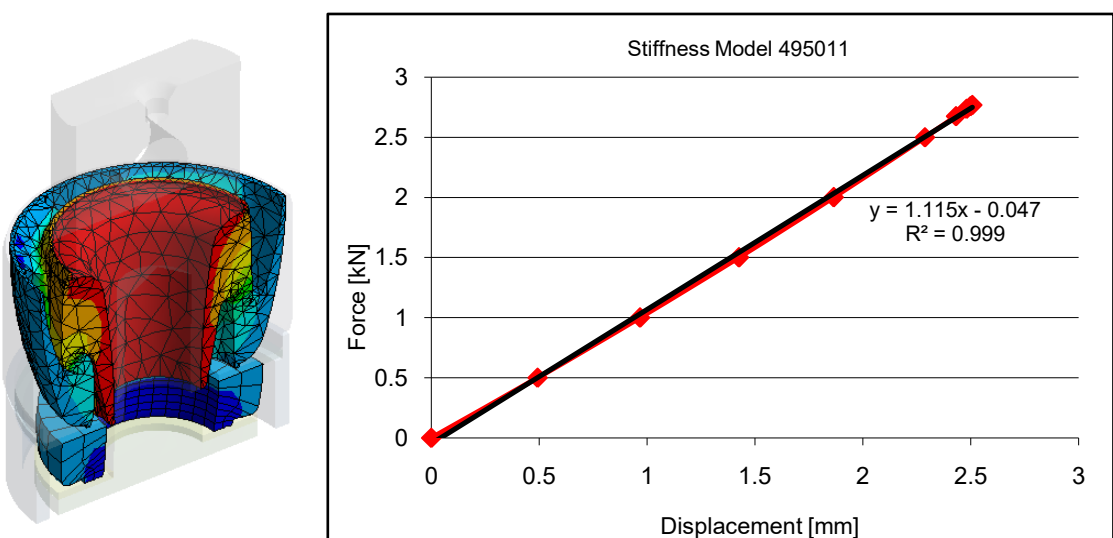
Otros datos relevantes del análisis se muestran en la Tabla 17:

Tabla 17. Detalles del modelo 49505201

Datos del análisis	Observaciones
Materiales (2)	AISI 4340
	Caucho basado en el Modelo YEOH 2
Contactos (2)	Superficies sin deslizamiento con contacto pegado
	Superficies en contacto que permiten deslizamiento sin fricción
Total Nodos	19194
Total Elementos	11187
Total Elementos en contacto	4167
Superficies en contacto (16)	Pegadas (7), Sin fricción (9) ---
Restricciones (2)	Superficies fijas (1)
	Superficies en desplazamiento (2)
Pasos de Carga (3)	Desplazamiento axial cubierta 1 mm.
	Desplazamiento axial pasador 2,5 mm.
	Desplazamiento axial 3 mm.

Al igual que en los casos anteriores donde se producen contactos al interior de la pieza al deformarse, se emplean nuevamente contactos sin fricción con formulación lagrangiana. Luego de realizar el análisis se encuentra que la rigidez del modelo es de 1.155 kN/mm, es decir, la rigidez disminuye un 11% con respecto al modelo empleado en el sistema Metro (véase Figura 71).

Figura 71. Resultados del modelo nuevo propuesto por GMT



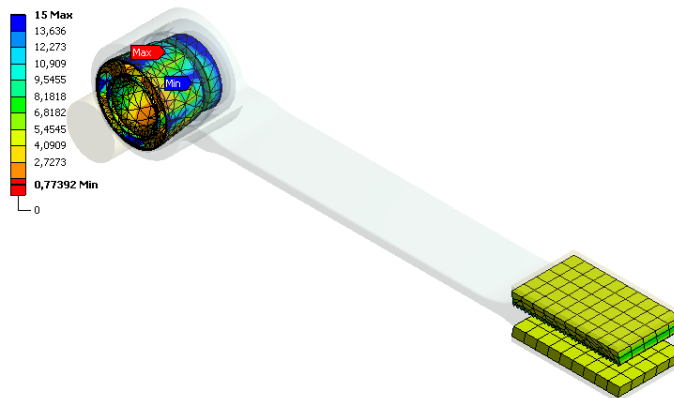
Desafortunadamente, para este último análisis solo se encontraron datos validos hasta una carga radial cercana a los 2,8 kN.

10.1.10. Modelo Sanduche

El modelo original, propuesto por uno de los asesores internacionales involucrados en el proyecto, consiste en la adición de componentes elastoméricos en los extremos de la hoja guía, justo donde esta se empotra rígidamente al bastidor del bogie.

Esta propuesta fue evaluada, asumiendo simetría con respecto al eje central de la hoja guía obteniendo un valor de rigidez radial 1.041 kN el cual representa una disminución en la rigidez del 42.16%

Figura 72. Resultados del modelo Sanduche

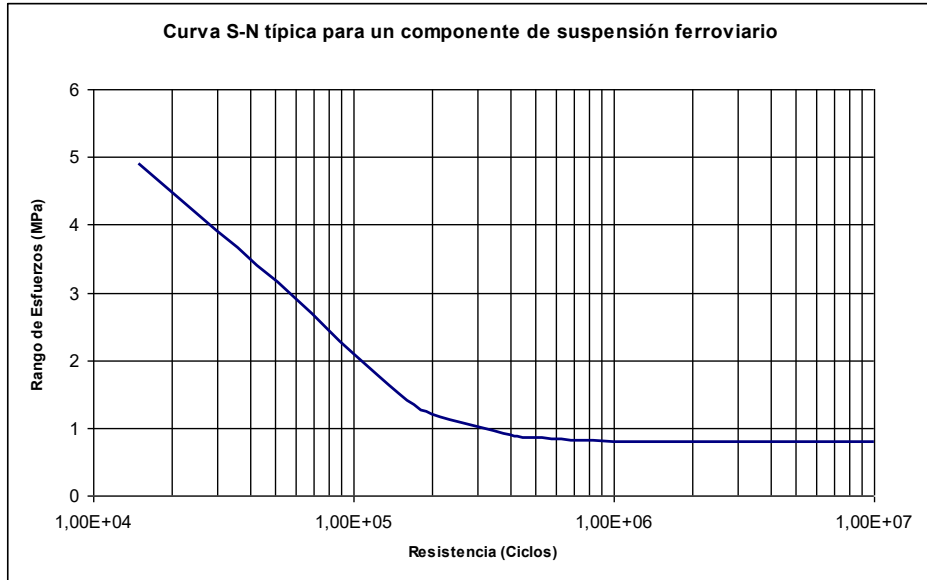


10.1.11. Resistencia de los bujes evaluados

Adicional a los resultados de rigidez obtenidos, se evaluó la resistencia a la fatiga, la cual puede ser representada por una curva la cual indica el fallo de un componente a amplitud constante bajo un cierto número de ciclos. Normalmente un rango de esfuerzos contra un número de ciclos forma una curva (S-N) que caracteriza la resistencia del material. Debería existir una base común para evaluar la vida a la fatiga de un componente sin referencia a cualquier geometría o condición de carga [30].

Una curva típica S-N para el tipo de productos contra la vibración de un sistema férreo es mostrada en la Figura 73

Figura 73. Curva S-N empleada en el análisis de fatiga [30].



La figura anterior fue utilizada en las simulaciones computacionales, para caracterizar el comportamiento a fatiga de los componentes elastoméricos analizados.

Luego de realizar los respectivos análisis a cada uno de los 10 modelos ilustrados anteriormente, se encuentra que ninguna de estas propuestas satisface los requerimientos buscados en el proyecto, a excepción del modelo UTB, el cual disminuye la rigidez en un 16,8%, y presenta un leve aumento del factor de servicio del 2,7% (véase Tabla 18).

Tabla 18. Resultados encontrados en las propuestas evaluadas.

	Modelos	Carga Max (kN)	Kx (kN/mm)	Fs	Dif %Kx	Dif %FS
1	Modelo Actual	3	1.2532	0,799	0	0
2	Modelo WF1	3	1.5968	0,938	27,42%	17,26%
3	Modelo WF2	3	1.9071	1,223	52,18%	52,98%
4	Modelo ROSTA	3	3.1772	1,760	153,53%	120,04%
5	Modelo 495009	3	1.8353	1,057	46,45%	32,20%
6	Modelo 495010	3	3.5516	1,212	183,40%	51,56%
7	Modelo 495011	3	1.3892	1,011	10,85%	26,42%
8	Modelo 495012	3	2.3077	1,609	84,14%	101,20%
9	Modelo 49505201	3	1.0278	0,673	-17,99%	-15,81%
10	Modelo UTB	3	1.0427	0,821	-16,80%	2,70%
11	Modelo nuevo GMT	3	1.1154	0,723	-11,00%	-9,53%
12	Sanduche	3	1,041	0,773	-42,16%	-3,33%

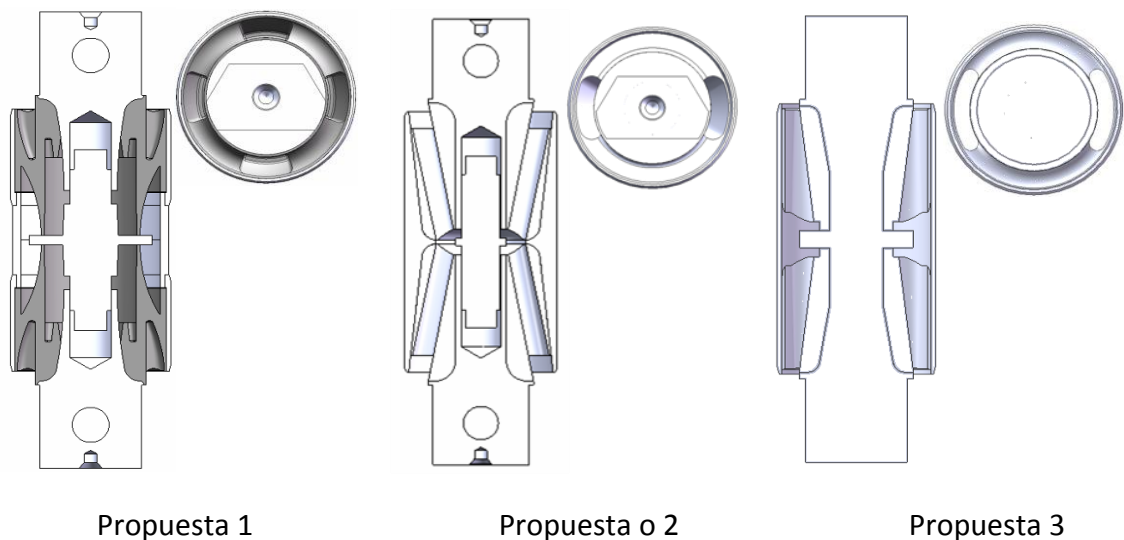
Luego de realizar los respectivos análisis a cada uno de los 11 modelos ilustrados anteriormente, se encuentra que ninguna de estas propuestas satisface los requerimientos buscados en el proyecto, a excepción del modelo UTB, el cual disminuye la rigidez en un 16,8%, y presenta un leve aumento del factor de servicio del 2,7%

Los resultados mostrados anteriormente, indican un punto de referencia para la fase de rediseño. Basados en los resultados obtenidos, y las oportunidades de mejora identificadas en la sección 9.4, se elabora un modelo que ofrezca mejoras basados en los objetivos del proyecto.

10.2. PROPUESTA DE REDISEÑO.

Posterior a la evaluación de los modelos propuestos por los diferentes asesores, y la evaluación de algunos otros modelos disponibles en el mercado, se identificaron algunas posibles mejoras susceptibles a ser utilizadas en una nueva propuesta, se evaluaron tres modelos (véase Figura 74), y después de analizar los resultados se optimizó el diseño que mejor resultados mostró.

Figura 74. Modelos propuestos



Con el fin de obtener resultados comparables a los obtenidos por el modelo del buje empleado en el sistema Metro, se realizaron los análisis simulando las mismas condiciones de frontera y el mismo material establecidos para las simulaciones del buje original. Finalmente, se seleccionó la alternativa que mejores resultados presentó con el fin de optimizarla y encontrar resultados satisfactorios. La Tabla 19 muestra los resultados de rigidez y del factor de servicio encontrados en las simulaciones.

Tabla 19. Cuadro comparativo de las tres propuestas realizadas.

Modelo	Rigidez (K)	FS	Dif %K	Dif %FS
Actual	1,2532	0,7989	0	0
Propuesta 1	0,4177	1,1221	-66,67	N.A
Propuesta 2	0,9542	0,74363	-23,86	-6,92
Propuesta 3	0,7307	0,68622	-41,69	-14,10

La propuesta seleccionada para la optimización fue la 3, de los resultados (véase ANEXO.3 y ANEXO.4) se puede apreciar que variar la geometría presente por una que solo incluyera dos perforaciones en cada goma ayuda a concentrar en menos puntos los esfuerzos generados en condiciones de explotación. La propuesta 1 fue descartada debido a que no se pudieron encontrar resultados para la carga dada, a pesar de esto se encontró una alta concentración de esfuerzos para cargas pequeñas, lo que permite inferir que para cargas mayores el buje presentará concentración de esfuerzos muy altos reduciendo así la vida de servicio del elemento.

10.2.1. Optimización de la propuesta seleccionada.

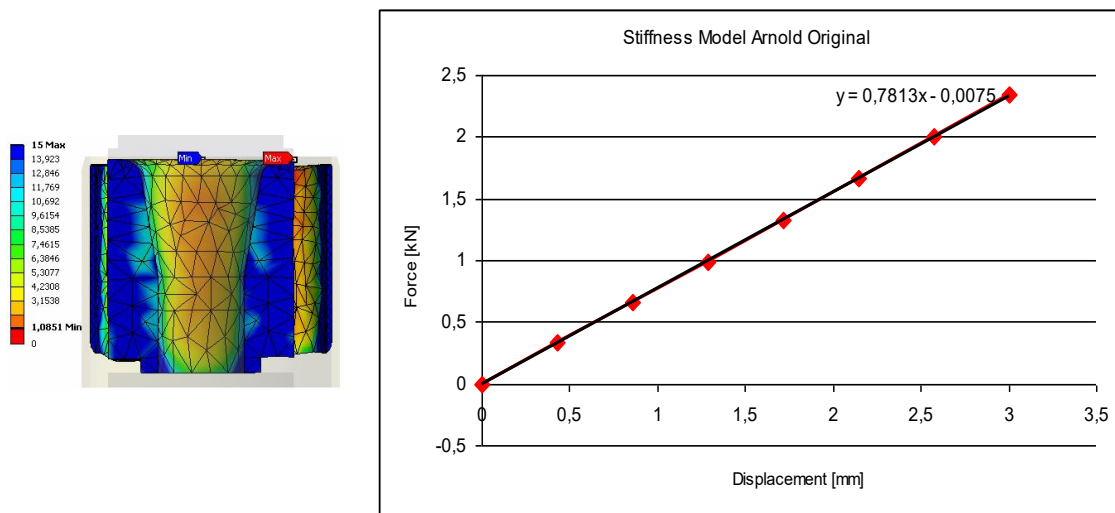
Para optimizar la propuesta 3, básicamente se realizaron variadas modificaciones a los radios de curvatura de las perforaciones, y la profundidad y curvatura general de la goma. A continuación se muestran tres de las muchas modificaciones que se le realizaron a dicha propuesta con el fin de llegar a mejorar los requerimientos de mejorar la vida útil de la goma, y en lo posible disminuir la rigidez de dicho elemento [34].

➤ *Optimización 1.*

Las principales variaciones de esta goma consisten en que la goma está compuesta por 2 perforaciones de curvatura constante, constituida por una radio de 60° y un espesor de 7mm.

Luego de someter el ensamble a las condiciones establecidas a los modelos anteriores, se obtuvieron los resultados mostrados en la Figura 75, es decir una rigidez de 1,0851 kN/mm y un factor de diseño de 0,7813.

Figura 75. Resultados de la optimización 1 para la propuesta 3

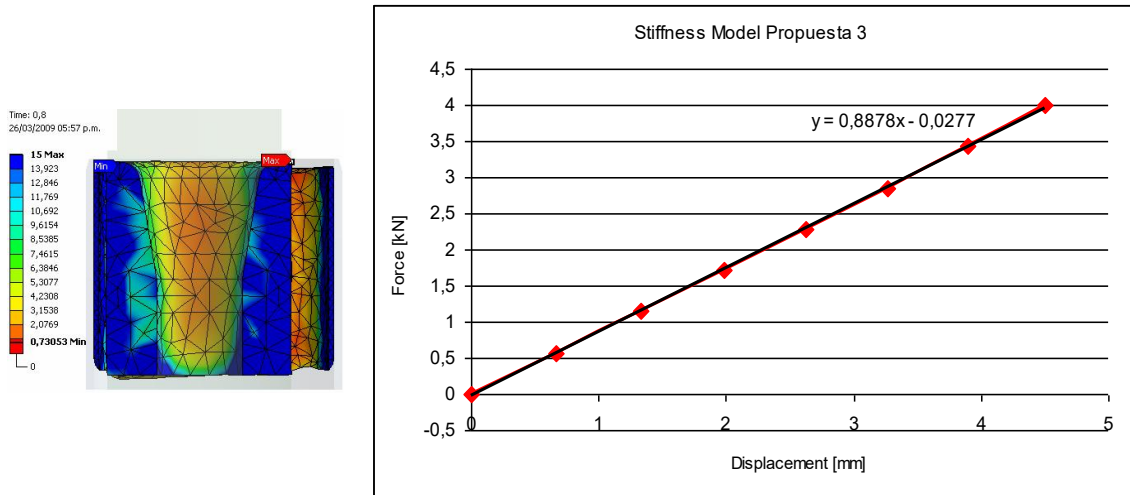


➤ *Optimización 2.*

Las principales variaciones de esta goma consisten en que la goma está compuesta por 2 perforaciones de curvatura constante, constituida por una radio de 70° y un espesor de 7mm.

Los resultados mostrados en la Figura 76 muestran los resultados de rigidez igual a 0,8878 kN/mm

Figura 76. Resultados para la optimización 2 de la propuesta 3.



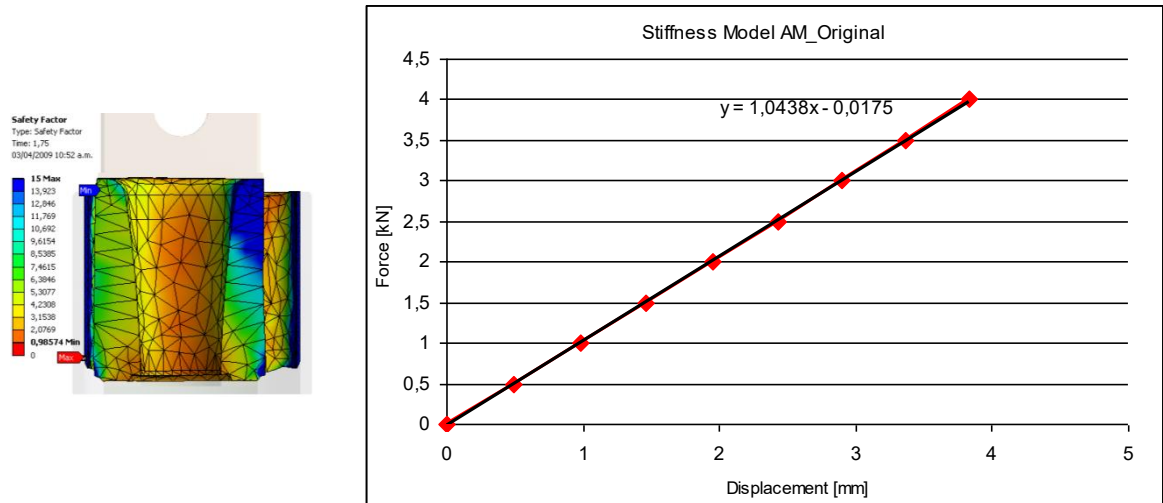
De manera análoga, se muestran los resultados obtenidos de factor de diseño, para poder comparar el factor de servicio se aplica una carga de 3kN y se obtiene finalmente un valor de 0,7305 el cual representa una disminución de la vida del componente en un 8,56% con respecto al modelo actual

➤ *Optimización 3.*

Las principales variaciones de esta goma consisten en que la goma está compuesta por 2 perforaciones de curvatura constante, constituida por una radio de 60° y un espesor de 7mm.

Los resultados mostrados en la Figura 77 muestran los resultados de rigidez igual a 1,0438 kN/mm

Figura 77. Resultados para la optimización 3 de la propuesta 3.



De manera análoga, se muestran los resultados obtenidos de factor de diseño, para poder comparar el factor de servicio se aplica una carga de 3kN y se obtiene finalmente un valor de 0,98574 el cual representa un aumento en la vida útil del componente en un 23,5% con respecto al modelo actual

Tabla 20. Resultados a la optimización de la propuesta 3

Modelo	Rigidez (K)	FS	Dif %K	Dif %FS
Actual	1,2532	0,7989	0	0
Optimización 1	0,7813	0,7813	-13,41	-2,20
Optimización 2	0,8878	0,73053	-29,16	-8,56
Optimización 3	1,0438	0,98574	-16,71	23,25

Finalmente, resumiendo se obtuvieron los resultados mostrados en la Tabla 20, para la propuesta 3, encontrando que la optimización tres es la que mejores prestaciones ofrece al nuevo buje rediseñado, mejorando los requerimiento de rigidez y factor de servicio.

10.3. SELECCIÓN DEL MODELO A REDISEÑAR.

Se describe en términos generales, el procedimiento para seleccionar la mejor alternativa a rediseñar, teniendo en cuenta los diferentes aspectos de seguridad, estabilidad, guiado, confort y vida útil del elemento.

El objetivo del proyecto de investigación es reducir el desgaste en la interfase rueda-riel y mejorar la habilidad de guiado, para obtener dichos resultados, es válido variar el comportamiento del sistema en cuanto a los criterios de seguridad y estabilidad en marcha del vehículo, obviamente, respetando los valores límite de las normas y estándares internacionales. Debido a que son múltiples parámetros, es necesario determinar un criterio de ponderación, el cual se expone en la siguiente tabla.

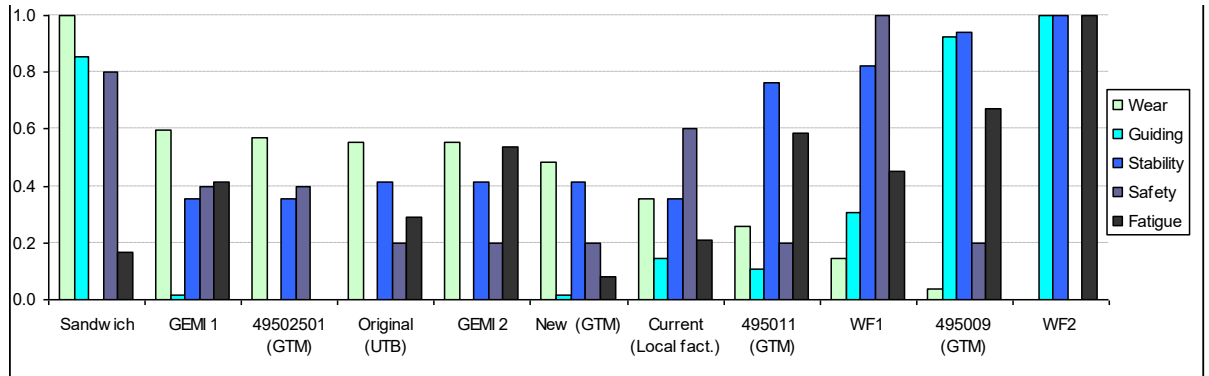
Tabla 21. Clasificación de los criterios seleccionados.

Criterio	wC_1
Vida útil	0.25
Desgaste rueda-riel	0.25
Guiado	0.20
Seguridad en marcha	0.15
Estabilidad en marcha	0.15

Los criterios poseen diferentes valores según la combinación rueda-riel en la vía. Para este proyecto se analizaron los diversos tramos en la línea A y B, tanto en sentido ascendente como descendente.

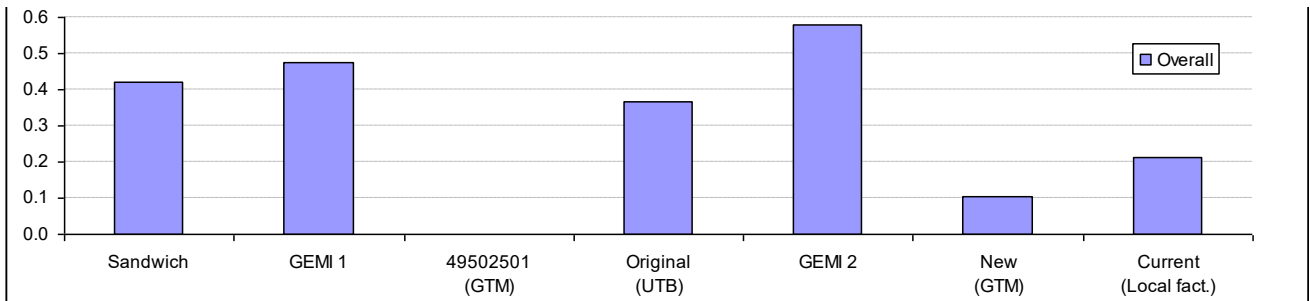
Se utiliza una metodología que permite evaluar los criterios seleccionados con respecto a un valor óptimo, la cual no es objeto de este documento. Aunque en términos generales, permite comparar el comportamiento de cada modelo evaluado con respecto al valor de óptimo y un valor de referencia establecido por el componente actual utilizado en el sistema ferroviario (véase Figura 78 y Figura 79).

Figura 78. Valores por criterio.



El valor óptimo es el máximo valor de los criterios evaluados de las distintas propuestas, es decir, el modelo GEMI 2, el cual corresponde al modelo optimizado en la sección anterior (véase Figura 79).

Figura 79. Valor óptimo global en el sistema.



11. RESULTADOS DEL BUJE REDISEÑADO

En este capítulo se presentan los resultados del nuevo buje rediseñado obtenidos virtual y experimentalmente. Para ello fue necesario someter el nuevo elemento a las mismas condiciones de laboratorio establecidas en el capítulo 0, y en el caso de las simulaciones fue necesario volver a definir algunas características tales como el material que fue empleado en la fabricación de los componentes elastoméricos.

El nuevo material utilizado fue desarrollado por un laboratorio de materiales, perteneciente a una Universidad local, basados en los requisitos de rigidez y condiciones de trabajo del elemento a rediseñar.

Figura 80. Bujes rediseñados.

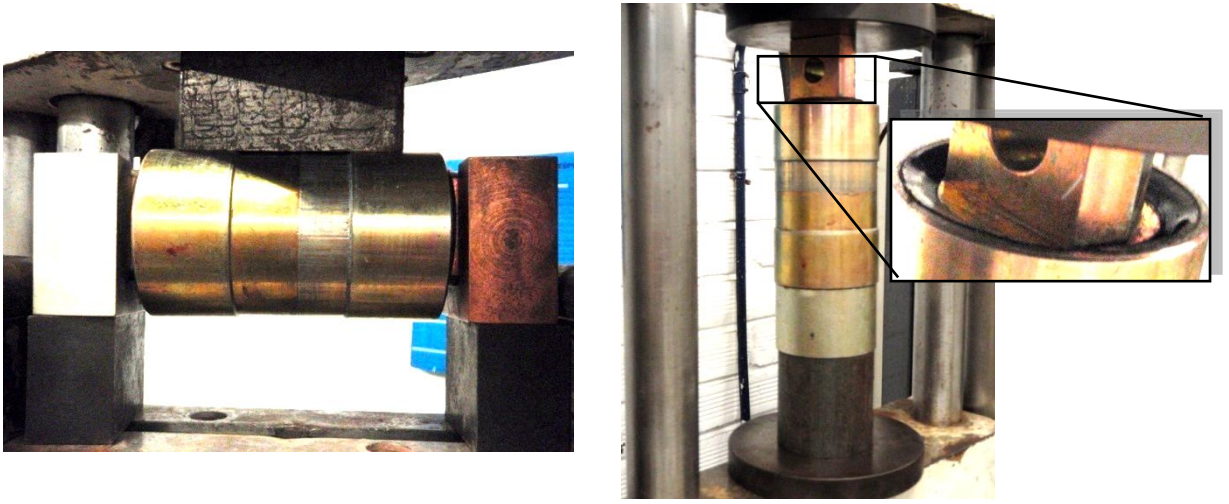


El fabricante proporcionó un conjunto de bujes (véase Figura 80) para ser ensayados y adicionalmente suministró los resultados de esfuerzo vs deformación obtenidos para los ensayos a tensión uniaxial y la prueba a cortante realizados a las probetas.

11.1. ANÁLISIS DE RIGIDEZ EXPERIMENTAL

La prueba de rigidez radial y axial para el buje rediseñado se realizó con los mismos protocolos de prueba establecidos, adicionalmente se realizó la calibración al equipo de medición y simultáneamente se efectuó el montaje del elemento sobre la maquina universal de ensayos (véase Figura 81)

Figura 81. Configuración de montajes, según dirección de carga.

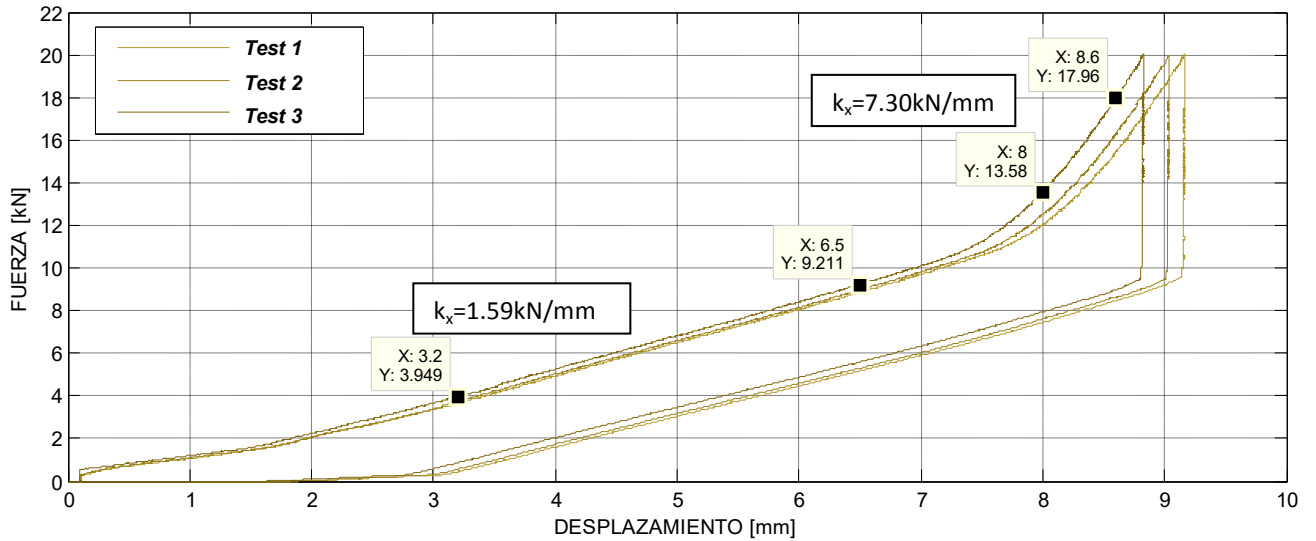


a. Carga radial, dirección x.

b. Carga axial, dirección y.

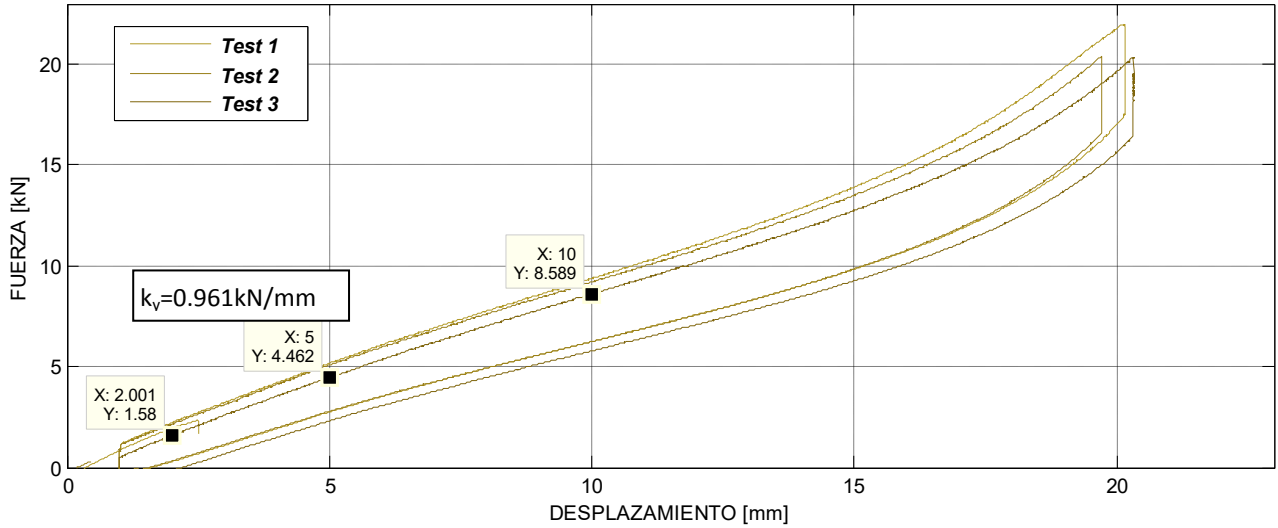
Seguido a las pruebas se procedió a encontrar los valores de rigidez asociados a la dirección radial y axial [35]. Promediando los resultados obtenidos se encontró que para la dirección radial, la rigidez fue de 1.59 kN/mm, tal como lo ilustra la Figura 82.

Figura 82. Carga radial, dirección x.



De igual modo se encontró asociado a la dirección axial una rigidez de 0.96 kN/mm tal como lo indica la Figura 83:

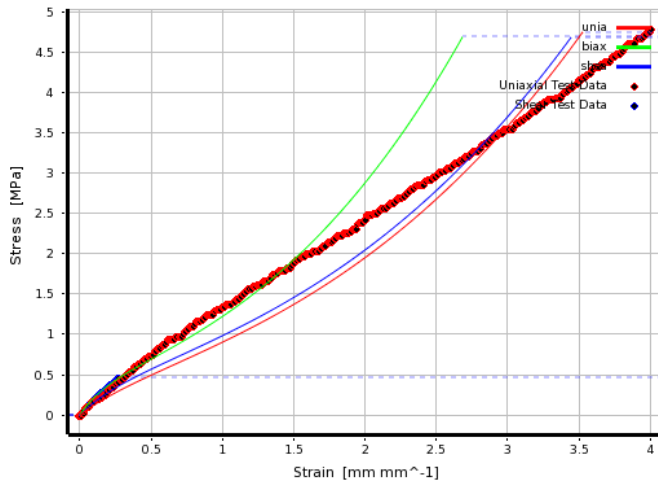
Figura 83. Carga axial, dirección y.



11.2. ANÁLISIS DE RIGIDEZ RADIAL VIRTUAL

Para caracterizar el material se realizó un ajuste de curvas similar al realizado en la sección 7.1.1 de esta tesis. Las curvas fueron suministradas por el fabricante (véase Figura 84). Nótese que la deformación unitaria máxima para el ensayo a cortante es muy pequeña, lo cual representará un ajuste del modelo con un alto grado de incertidumbre. El modelo seleccionado corresponde a un modelo hiperelástico de YEOH de 2do orden, tal como sucedió con el material seleccionado para el buje original ya mencionado.

Figura 84. Modelo elastomérico seleccionado.

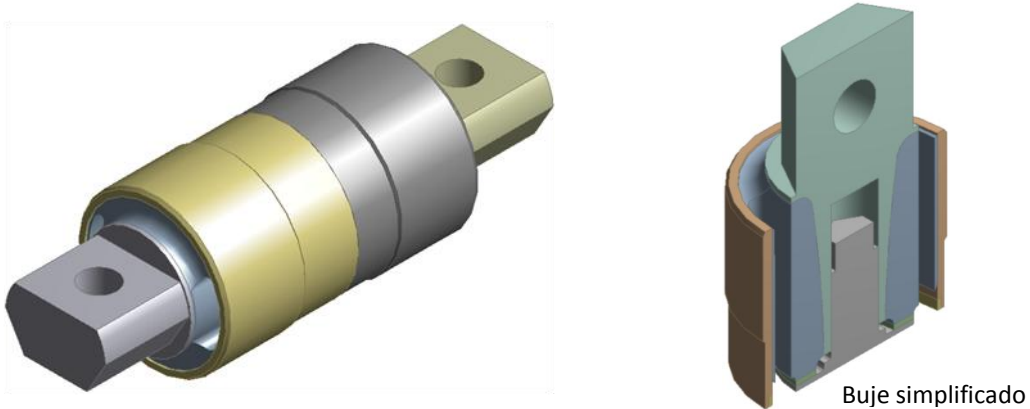


Material Constant C10 (MPa)	0.2238
Material Constant C20 (MPa)	0.0085538
Incompressibility Parameter D1 (MPa ⁻¹)	0,
Incompressibility Parameter D1 (MPa ⁻¹)	0,

11.2.1. Consideraciones del modelo

A continuación se ilustra el modelo CAD del buje blando (véase Figura 85), para efectos de análisis y aprovechando la simetría del buje con respecto a dos de sus planos se realizó un corte, tal que se analizó solamente un cuarto de la geometría.

Figura 85. Modelo CAD del buje rediseñado.



Aprovechando la simetría del elemento, se simplificó el modelo original simulando solamente un cuarto de la geometría inicial.

11.2.2. Características de la simulación

Las simulaciones fueron realizadas en el paquete computacional ANSYS™ 11, instalado en un equipo DELL Optiplex 745 con 3070 MB de memoria RAM, con un procesador Intel® core™2 6600 de 2.4GHz y con un sistema operativo Microsoft Windows XP Profesional, el cual cuenta con una tarjeta de video ATI Radeon X1300PRO de 256 MB de memoria.

Para crear la malla, primeramente se realiza el mallado de las áreas con un elemento de control (MESH200) propio del programa, el cual tiene la peculiaridad de no influir en la solución del problema; sin embargo, el mismo resulta útil para controlar el proceso de mallado de las superficies. Seguidamente, se utilizan elementos Solid186 y Solid187 para simular los componentes metálicos y elastoméricos.

Las propiedades de la simulación se listan en la Tabla 22:

Tabla 22. Resumen del modelo FEM del objeto rediseñado.

Descripción	Cantidad
Total Nodos	39915
Total Elementos	21492
Total Body Elements	17968
Total Elementos en Contacto	3524

Debido a las características del modelo se establecieron diferentes tipos de contactos, entre estos tipo “pegado” cuando las superficies deben permanecer juntas, y tipo “deslizante” en los casos donde una superficie se puede mover con respecto a otra. En ambos casos se utilizó una formulación con los tipos de elementos Conta174 y Targe170. Para realizar el análisis de rigidez radial, se procedió a aplicar las restricciones y condiciones de frontera tal que se obtenga un comportamiento similar al que estará sujeto el buje en la realidad. Estas consideraciones están basadas en las condiciones a las que fue sometido el buje blando original.

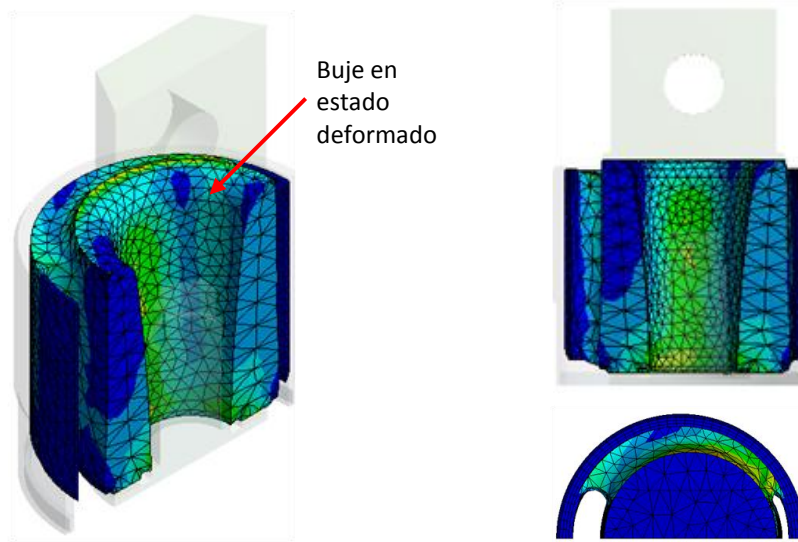
Se procedió a simular el ensamble del elemento, es decir, se desplaza la cubierta exterior del buje 3 mm en sentido axial, comprimiendo las gomas, aplicando una precarga (tal como ocurre en el ensamble del buje rediseñado) en la goma y finalmente, se aplica un desplazamiento al pasador de 3mm en sentido radial del ensamble. Se fijó la cubierta metálica del elemento simulando las condiciones de operación, de tal manera que el desplazamiento es absorbido en su totalidad por los elementos elastoméricos. Se aplicaron las condiciones de simetría al ensamble y se configuró el análisis a fin de aplicar los desplazamientos en una secuencia de pequeños pasos de carga.

11.2.3. Análisis de rigidez

Basados en las condiciones de carga y montaje planteadas en el apartado anterior, se busca determinar la rigidez asociada al modelo virtual para su posterior comparación con el modelo rediseñado probado en el laboratorio.

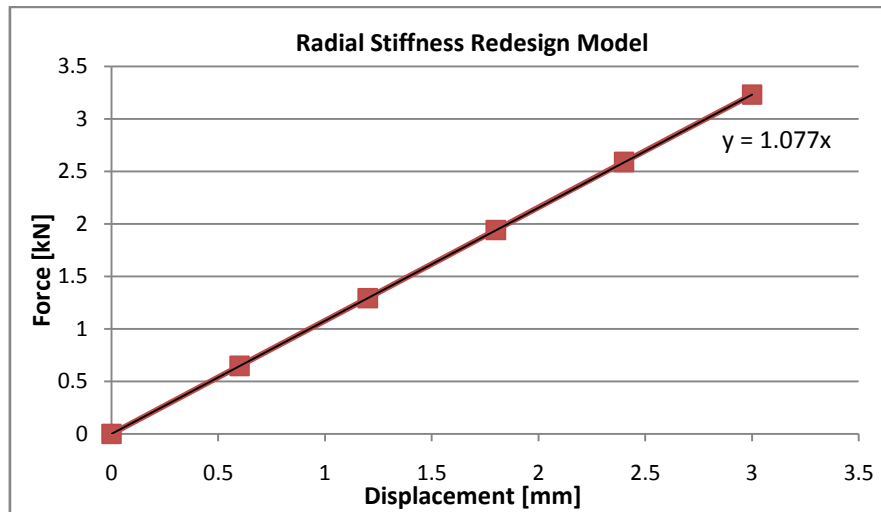
La Figura 86 muestra los resultados del análisis realizado al buje, se ilustran el modelo deformado, después de ejecutar el análisis.

Figura 86. Resultados del buje blando evaluado (carga radial)



Se encontró los valores de rigidez del elemento virtual, obteniendo una rigidez del ensamble virtual de 1,077 kN/mm (véase Figura 87) en contraste con los 1,59 kN/mm en promedio de la prueba experimental ilustrada anteriormente. La gráfica a continuación indica el valor de rigidez teniendo en cuenta la precarga inicial.

Figura 87. Comportamiento virtual del modelo rediseñado. (Radial)



Los resultados encontrados representan un error del 32%, la principal razón a quien atribuirle estas diferencias es debido a que a pesar de tener un mejor ajuste a los

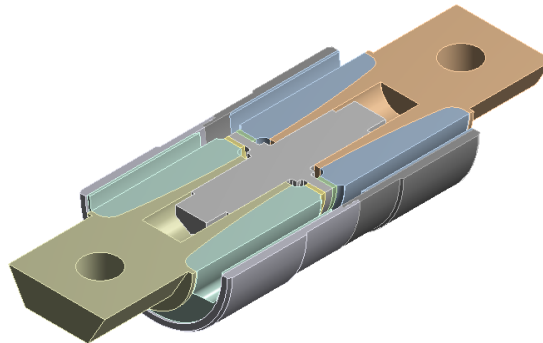
obtenidos para el buje original, aun no fue posible ajustar las dos curvas ingresadas de las pruebas experimentales en su totalidad, esto es debido a que para obtener un mejor ajuste se requieren otras pruebas tales como el ensayo biaxial, ya que la herramienta computacional trata de ajustar la curva del ensayo biaxial sin haber ingresado valores, generando errores en los resultados obtenidos.

11.3. ANÁLISIS DE RIGIDEZ AXIAL

Para el análisis de la rigidez axial, fue necesario utilizar la geometría mostrada en la Figura 88 utilizando una sección equivalente a la mitad de la geometría del buje rediseñado y se aplicaron las respectivas condiciones de simetría al modelo, esto con el fin de obtener una solución más rápida al problema evaluado.

Basados en las condiciones de carga y montaje planteadas en los protocolos de pruebas y mencionadas en el apartado anterior, se busca determinar la rigidez asociada al modelo virtual para su posterior comparación con el modelo ensayado en el laboratorio.

Figura 88. Corte de la sección del buje analizada para la carga axial.

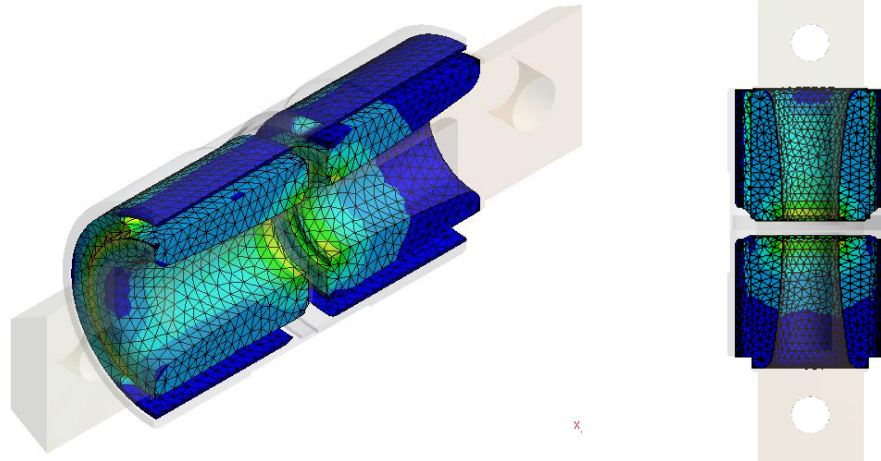


Las propiedades de la simulación se listan en la Tabla 22:

Tabla 23. Resumen del modelo FEM del objeto rediseñado.

Descripción	Cantidad
Total Nodos	54019
Total Elementos	34315
Total Body Elements	30069
Total Elementos en Contacto	4246

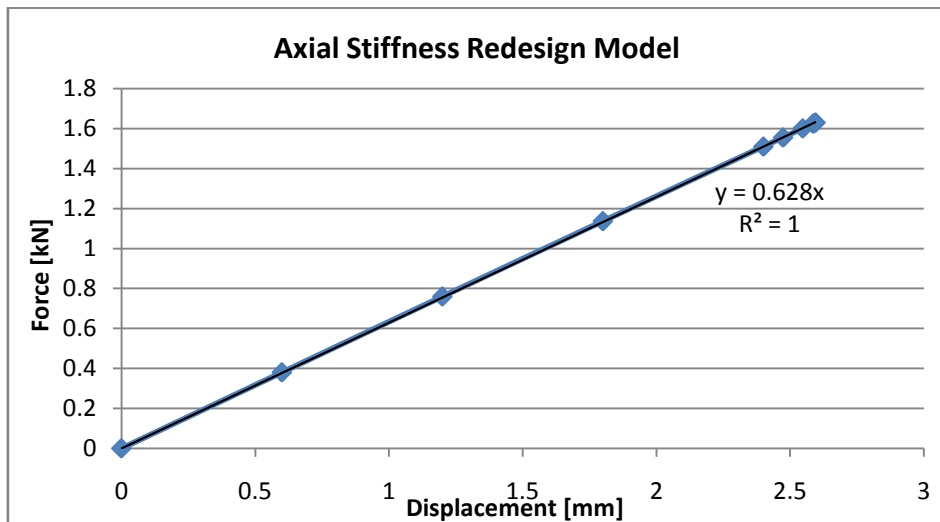
Figura 89. Resultados del buje blando evaluado (carga axial)



La Figura 89 muestra los resultados del análisis realizado al buje, se ilustra el modelo deformado, después de ejecutar el análisis.

Se encontró los valores de rigidez del elemento virtual, obteniendo una rigidez del ensamble virtual de 0.62 kN/mm (véase Figura 90) en contraste con los 0.961 kN/mm en promedio de la prueba experimental. Esta diferencia representa un error en los resultados de la rigidez axial del 34% muy similar al 32% obtenido en la dirección radial

Figura 90. Comportamiento virtual del modelo evaluado. (Axial)

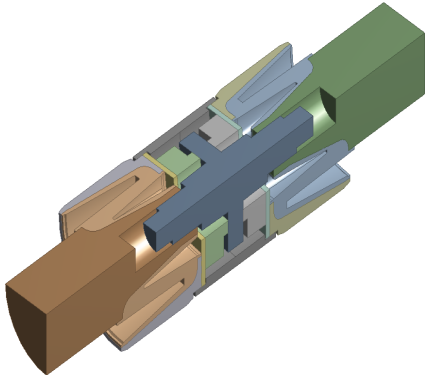
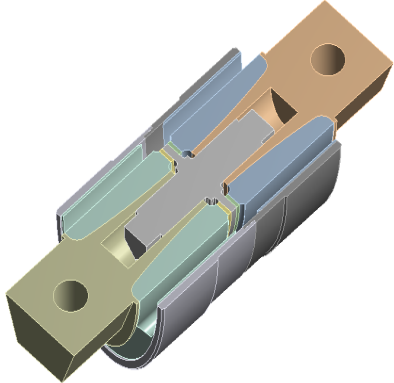


Este error es atribuible a que no fue posible ajustar las curvas experimentales en su totalidad. Se puede identificar que al tener los resultados de la prueba a cortante con

deformaciones tan pequeñas dificultan los ajustes a través de la herramienta computacional.

Nuevamente se evidencia que al no tener una prueba experimental adicional como la del ensayo biaxial no se obtiene los resultados esperados, a pesar de esto se encontró que la proporción en la que difieren las rigideces en la dirección axial y radial es la misma.

11.4. COMPARACIÓN ENTRE EL MODELO ORIGINAL Y EL REDISEÑADO

	DISEÑO ANTERIOR	NUEVO DISEÑO
DISEÑO		
GEOMETRÍA	Cuerpos de caucho: 4 Partes metálicas: 10 Agujeros: 4	Cuerpos de caucho: 2 Partes metálicas: 7 Agujeros: 2
FUNCIONALIDAD	<ul style="list-style-type: none"> - Los cuerpos de caucho se vulcanizan sobre el buje de apriete. - La goma posee 4 agujeros cónicos inferiores y 4 superiores todos no pasantes. - El eje central aloja 4 arandelas metálicas unidas de a dos a cuerpos de caucho. Se utilizan tres camisas para el exterior del ensamble.	<ul style="list-style-type: none"> - Los cuerpos de caucho se vulcanizan sobre el buje de apriete. - Cada goma posee 2 agujeros rectos pasantes - El eje central sólo aloja los cuerpos de caucho. - Se utilizan sólo dos camisas para el exterior del ensamble.
GUIADO	<ul style="list-style-type: none"> - Deflexiones máximas de hasta 4 mm - Se presenta contacto metal metal 	<ul style="list-style-type: none"> - Deflexiones por debajo de 7 mm - No se presenta contacto metal metal - Mejoramiento de 3,2% en el guiado
SEGURIDAD	Presenta un comportamiento adecuado en la distribución de cargas en el riel; inferior al límite de Nadal.	Presenta un comportamiento adecuado en la distribución de cargas en el riel; considerablemente inferior al límite de Nadal (60% menos)
CONFORT	Bajo todas las condiciones los niveles de vibración están por debajo del límite establecido por la norma UIC 518-2003, por tanto se considera que el vehículo es confortable	Bajo todas las condiciones los niveles de vibración están por debajo del límite establecido por la norma UIC 518-2003, por tanto se considera que el vehículo es confortable
ESTABILIDAD	El vehículo está dentro del límite estable.	Aumento ligero en la estabilidad en marcha en curvas de corto y mediano radio (1% y 7% respectivamente). Disminución de la estabilidad en marcha del vehículo en grandes radios y tangentes (25% aprox.). El vehículo está dentro del límite estable, incluso a una velocidad de marcha de 90km/h.

DESGASTE	Desgaste severo del conjunto eje-rueda que se ve reflejado en averías de elementos de suspensión.	Reducción del desgaste rueda-riel - Riel seco 15,8% - Riel húmedo 14,35% - Riel lubricado 15%
-----------------	---	--

12. CONCLUSIONES

Se realizó un completo estudio de las principales características del tipo de suspensión presente en los vehículos ferroviarios pertenecientes al sistema Metro de Medellín, identificando la forma en la que fluyen las cargas por los elementos que componen la suspensión de este tipo de vehículos

Se ha elaborado un estado del arte en el tema de elementos suspensión ferroviaria, permitiendo identificar las principales funciones que debe satisfacer la suspensión primaria de un vehículo ferroviario, tales como transferir carga vertical desde el bastidor del bogie al conjunto eje-rueda y proveer fuerza de guiado longitudinal y lateral para permitir que el vehículo opere seguro a través de secciones de vía curvas y tangentes.

De igual forma se ha elaborado un estado del arte en el tema de modelamiento de componentes elastoméricos empleando MEF. Identificando los principales modelos constitutivos que describen el comportamiento de este tipo de materiales. Dejando como resultado final la documentación necesaria para abordar este tipo de problemas en una futura ocasión, ya que la información disponible en el medio es muy limitada y dispersa.

Se ha implementado una metodología que permite caracterizar los materiales elastoméricos a través de pruebas de laboratorio y un ajuste de curvas experimentales con el fin de encontrar un modelo matemático que describa el comportamiento de dichos materiales.

Se caracterizó el comportamiento del buje blando actual del metro de Medellín encontrando los valores de rigidez asociados a dicho elemento, los cuales habían sido objeto de muchas discusiones debido a la variedad de valores que ha presentado históricamente.

Se elaboró una metodología de rediseño de componentes elastoméricos a través de pruebas experimentales y con el apoyo de métodos computacionales tales como el método de elementos finitos (MEF), lo que resulta en una metodología de diseño más económica por no tener que fabricar prototipos en gran escala, como era habitual en las prácticas de diseño anteriores. A demás fue posible proponer rediseños del objeto

evaluado con mejores prestaciones estructurales, respecto al modelo actual presente en el sistema Metro. Esta metodología puede ser extrapolada a sistemas similares al evaluado en esta tesis.

Se realizó la clasificación de algunas de las propuestas de diseño desarrolladas en el transcurso del proyecto de investigación, evaluando cada propuesta bajo las mismas y condiciones controladas de explotación, obtenidas mediante simulaciones numéricas. Se encontró que el diseño propuesto en este proyecto, presenta un desempeño conforme a los objetivos planteados en el proyecto, debido a que el modelo permitirá mejorar los aspectos de durabilidad, desgaste rueda-riel, guiado, seguridad en marcha y estabilidad en marcha del sistema ferroviario.

Se identificaron variaciones significativas en las rigideces de los diferentes bujes suministrados por los fabricantes locales (tanto los bujes originales, como los rediseñados) evidenciando que la fabricación de elementos de tipo elastomérico es un proceso dispendioso que requiere de habilidades del personal involucrado no sólo en el área de diseño-formulación sino en a nivel de control del proceso mismo de fabricación.

El cliente, en este caso el Metro de Medellín, tiene que estar consciente de la realidad: el nivel tecnológico de la industria cauchera en Colombia es inferior al de la industria europea, sin embargo, incentivando la fabricación de componentes y exigiendo rigurosamente el cumplimiento de las especificaciones técnicas es posible incrementar el nivel productivo, tecnológico y académico de los empresarios del caucho.

Se encontraron diferencias entre los valores de rigidez obtenidos experimentalmente con los obtenidos en las simulaciones, la principal razón a quien atribuirle estas diferencias es debido a que no fue posible ajustar las dos curvas ingresadas de las pruebas experimentales en su totalidad, esto es debido a que para obtener un mejor ajuste se requieren otras pruebas tales como el ensayo biaxial, ya que la herramienta computacional trata de ajustar la curva del ensayo biaxial sin haber ingresado valores, generando errores en los resultados obtenidos.

La mayor diferencia entre las rigideces obtenidas, se produjo en el modelo del buje blando original, esto debido a que las curvas experimentales obtenidas de los ensayos realizados

a las probetas no pudieron ser ajustadas a las curvas del modelo matemático. Esto pudo ocurrir debido a la falta de otra prueba experimental tal como se mencionó anteriormente o debido a la alta cantidad de cargas que poseía la formulación como se evidenció posteriormente.

Otra fuente posible de ocasionar algún error en los resultados es, que los experimentos apropiados no están claramente definidos aún por las organizaciones nacionales o internacionales de estándares. Esta dificultad deriva de la complejidad de los modelos matemáticos que se requieren para definir las no linealidades y los atributos de casi incompresibilidad de los elastómeros

Teniendo en cuenta todos los aspectos dinámicos evaluados en el proyecto (algunos no consignados en la presente tesis) y basados en los resultados de rigidez obtenidos para el modelo rediseñado, se encontraron ventajas tales como:

- a) Reducción del índice de desgaste de la interfase rueda-riel de alrededor del 13% en curvas de pequeño y mediano radio ($r \leq 500\text{m}$). Se aprecian valores de reducción similares para las diferentes condiciones de vía: seca, húmeda y lubricada (modificadores de fricción).
- b) Variación ligera de la fuerza en los rieles, disminución de la fuerza en curvas de pequeño radio (3%) y aumento en curvas de mediano radio (7%) con respecto a la configuración actual de suspensión primaria utilizada como referencia.
- c) Variación ligera de la fuerza en los rieles que conduce a la desalineación de la vía; aumento en curvas de corto radio (3%) y disminución en curvas de mediano radio (3%) con respecto a la configuración actual de suspensión primaria utilizada como referencia.
- d) Aumento del índice de seguridad en marcha en curvas de pequeño radio (19%). Una disminución considerable en curvas de mediano radio, sin embargo, los niveles de seguridad en curvas de mediano radio continúan siendo inferiores a los límites establecidos por la normativa internacional, el valor Y/Q del sistema evaluado es 60% inferior al límite de Nadal. Las mejoras anteriores se obtuvieron con respecto a la configuración actual de suspensión primaria utilizada como referencia.

- e) Aumento ligero en la estabilidad en marcha en curvas de pequeño y mediano radio (1% y 7% respectivamente). Disminución de la estabilidad en marcha del vehículo en grandes radios y tangentes (25% aproximadamente), sin embargo, el vehículo está dentro del límite estable, incluso la velocidad de máxima de marcha del vehículo puede ser incrementada 12.5% (según norma UIC 528) con respecto a la configuración actual de suspensión primaria utilizada como referencia.

El proyecto ha contribuido a la adquisición de habilidades técnica del equipo involucrado y a la creación de bases para futuros trabajos, ya sea para el beneficio de Metro de Medellín, u otros socios industriales.

El nuevo diseño propuesto es mucho más sencillo que el diseño ya existente, con una reducción significativa de la cantidad de piezas que lo conforman. Esto supone que conducirá a una reducción similar en el costo de componentes de fabricación.

A pesar de las diferencias encontradas entre las simulaciones y las pruebas experimentales, sigue siendo las simulaciones a través del MEF el mejor camino para obtener de manera económica un modelo cercano a la realidad, donde al menos es posible encontrar las zonas vulnerables del elemento cuando se encuentra en operación.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] MARIN, A., Implementación de la norma UIC 518 en vehículos de pasajeros para el Metro de Medellín. Tesis presentada como requisito para optar al título en Maestría en Ingeniería Mecánica. Universidad EAFIT. Medellín, Colombia. 2006.
- [2] PALACIO, M. Implementación de la norma UIC 518 en vehículos de pasajeros para el metro de Medellín con énfasis en el análisis de ruido emitido por los vehículos. Tesis presentada como requisito para optar al título en Maestría en Ingeniería Mecánica. Universidad EAFIT. Medellín, Colombia. 2006.
- [3] TORO, R. Implementación de la norma UIC 518 en vehículos de pasajeros para el metro de Medellín con énfasis en la vía permanente. Tesis presentada como requisito para optar al título en Maestría en Ingeniería Mecánica. Universidad EAFIT. Medellín, Colombia. 2006.
- [4] ÁLVAREZ, D. RODRÍGUEZ, P. Ingeniería e infraestructura de los transportes. Ferrocarriles. Universidad de Oviedo. ISBN 84-8317-365-4. España. 2003.
- [5] LÓPEZ, A. Infraestructuras ferroviarias. Temas de transporte y territorio. Ediciones UPC. ISBN-13: 9788483018538. España. 2006
- [6] WICKENS, A. Fundamentals of Rail Vehicle Dynamics. Guidance and Stability (Advances in engineering: 6). Swets & Zeitlinger Publishers. ISBN 90-265-1946-X Netherlands. 2003.
- [7] ESVELD, C. Modern Railway Track. Second Edition. ISBN 90-800324-3-3. Delft, Netherland. 2001.
- [8] KLAUSER, P. Introduction to Rail Vehicle Dynamics: Course Notes. Portion Copyright AEA Technology plc. U.K. 2006.

- [9] CASTAÑEDA, L. ZOLTOWSKI, B. Estudios de Explotación de Vehículos Ferroviarios. . Fondo Editorial Universidad EAFIT. Primera edición. ISBN 978-958-720-050-8. Medellín. Colombia. 2009.
- [10] TOURNAY, H. Supporting Technologies vehicle Track Interaction, in Guidelines to Best Practice for Heavy Haul Operations: Wheel and Rail Interface Issues, International Heavy Haul Association. USA (Virginia), 2001.
- [11] KLAUSER, Peter. Proposal for Metro de Medellín Vehicle/Track Optimization Phase II. 24 de Mayo, 2007.
- [12] METRO DE MEDELLÍN [En línea]. Medellín, Colombia : Metro de Medellín Ltda., 2010 – [Citada 1 de Marzo, 2010]. Disponible en Internet en: <http://www.metrodemedellin.gov.co/index.php?option=com_content&view=article&id=53&id_link=155&parent_link=153&Itemid=155&lang=es>
- [13] WAßMANN, Reinhold. Asesor Internacional, *Technische Universität Berlin*. (UTB). Entrevista personal con estatus técnico. Universidad EAFIT. Colombia (Med.). Enero, 2009.
- [14] KLAUSER, Peter. Metro de Medellín Vehicle/Track Optimization Project – Phase One Overview Report. Reporte 07.205 TR.01. EE.UU. (Illinois). Marzo, 2008.
- [15] EG-01 Informe. Evaluación de Guiado. Evaluación del Estado en Guiado de Vehículos Ferroviarios. . Proyecto de investigación: Optimización del desempeño de Vehículos Fase I. Desarrollo de un Prototipo. Grupo de Estudios en Mantenimiento Industrial (GEMI). Universidad EAFIT. Medellín, 2008.
- [16] ED-01, Informe. Estudio de Desgaste 01, Análisis de Desgaste en la Interfase Rueda-Riel. Proyecto de investigación: Optimización del desempeño de Vehículos Fase I. Desarrollo de un Prototipo. Grupo de Estudios en Mantenimiento Industrial (GEMI). Universidad EAFIT. Medellín, 2008.

- [17] RIESCO, Nilo. Fabricante y proveedor de elementos de caucho. Entrevista personal con estatus técnico. R&R Asociados S.A. Colombia (Med.). Diciembre, 2008.
- [18] CARNICERO, A. Introducción al método de los elementos finitos [en línea] http://www.profesores.frc.utn.edu.ar/industrial/sistemasinteligentes/FFlexible/introduccion_al_MEF.pdf [Consulta Noviembre, 2009]
- [19] GENT, A. Engineering with Rubber: How to design Rubber Components. Second edition. Hanser Publishers. New York. 1992. ISBN 1-56990-299-2.
- [20] GONZALEZ R, GARCIA E, MOYA J, ABREU K. Modelos de materiales hiperelásticos para el análisis de los elastómeros usando el MEF. Cuba. 2008.
- [21] HAKANSSON, Paul. Finite Element Modeling of a Rubber Block Exposed to Shock Loading. Master's Dissertation. Lund University, Lund, Sweden. 2000. ISSN 0281-6679.
- [22] Fundamentos teóricos del comportamiento mecánico del caucho. [en línea] <http://revista.robotiker.com/articulos/articulo12/pagina2.jsp> Revista Robotiker, 2003, [Consulta: Agosto, 2008]
- [23] Nonlinear Finite Element Analysis of Elastomers. [en línea] http://www.axelproducts.com/downloads/MARC_FEA_ELASTOMERS_2000.pdf En: MSC. Software Corporation, [s.n]: Axel Product, Inc, 2000, [Consulta: Agosto, 2008]
- [24] WADHAM M, HUBER P, SEMLER C, PAIDOUSSIS M, et al. Hyperelastic modeling of rubber in commercial finite element software (ANSYS) Canada. 2006.
- [25] ANSYS, Hyperelasticity (part of the "Advanced Analysis with ANSYS" seminar during the 2002 User's Conference). Disponible en línea en: http://ansys.net/papers/nonlinear/conflong_hyperel.pdf
- [26] Nonlinear finite element analysis of elastomers. MSC Software. http://www.axelproducts.com/downloads/MARC_FEA_ELASTOMERS_2000.pdf

- [27] MILLER K, Testing Elastomers for Hyperelastic Material Models in Finite Element Analysis. [en línea]. Axel Product Inc. 2008 [Consulta: Febrero, 2009] disponible en: <http://www.axelproducts.com/downloads/TestingForHyperelastic.pdf>
- [28] FLACHENECKER, Walter. Señor Expert Service (SES), Cámara de Industria y Comercio Colombo-Alemana. Entrevista personal con estatus técnico. Universidad EAFIT. Colombia (Med.). Noviembre, 2008.
- [29] RIESCO, Nilo. Fabricante y proveedor de elementos de caucho. Entrevista personal con estatus técnico. R&R Asociados S.A. Colombia (Med.). Diciembre, 2008.
- [30] R.K. Luo, W.X. Wu. Fatigue failure analysis of anti-vibration rubber spring. October 2004.
- [31] IWNICKI S. Handbook of Railway Vehicle Dynamics. Taylor & Francis group. ISBN 0-8493-3321-0. Boca Raton, FL. 2006.
- [32] KNOTHE K, GRASSIE S, ELKINS J. Interaction of Railway Vehicles with the Track and its Substructure. Supplement to Vehicle System Dynamics. Volume 24. Swets & Zeitlinger Publishers. Netherlands. 1995.
- [33] CE-02 Informe Características Suspensión Primaria. Proyecto de investigación: Optimización del desempeño de Vehículos Fase I. Desarrollo de un Prototipo. Grupo de Estudios en Mantenimiento Industrial (GEMI). Universidad EAFIT. Medellín, 2009.
- [34] ER-04 Informe Evaluación de las Propuestas de Rediseño. Proyecto de investigación: Optimización del desempeño de Vehículos Fase I. Desarrollo de un Prototipo. Grupo de Estudios en Mantenimiento Industrial (GEMI). Universidad EAFIT. Medellín, 2009.
- [35] RPL-01 Informe Resultado de pruebas de laboratorio. Proyecto de investigación: Optimización del desempeño de Vehículos Fase I. Desarrollo de un Prototipo.

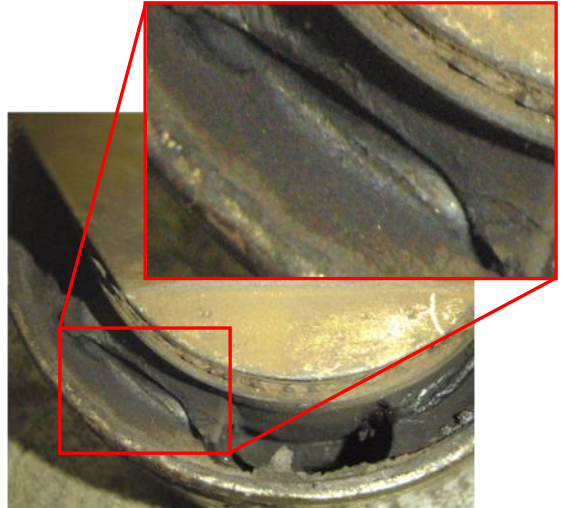
- Grupo de Estudios en Mantenimiento Industrial (GEMI). Universidad EAFIT. Medellín, 2009
- [36] ER-05, Evaluación de Propuestas de Rediseño 05. Propuestas Evaluadas del Grupo GEMI. Grupo de Investigación GEMI. Proyecto de investigación: Optimización del desempeño de Vehículos Fase I. Desarrollo de un Prototipo. Universidad EAFIT. Medellín (Col.), 2009.
- [37] ER 06 - Evaluación de las Propuestas de Rediseño 06. Grupo de Investigación GEMI. Proyecto de investigación: Optimización del desempeño de Vehículos Fase I. Desarrollo de un Prototipo. Universidad EAFIT. Medellín (Col.), 2009.
- [38] UTB, Universidad Técnica de Berlín. Mediciones experimentales de esfuerzos dinámicos en marcha. Metro de Medellín. Medellín. 1997.
- [39] PPC-01, Plan de Pruebas de Campo 01. Pruebas de Campo para la Evaluación de la Seguridad, Confort, Guiado y Estabilidad de una Unidad de Pasajeros del Metro de Medellín. Grupo de Investigación GEMI. Proyecto de investigación: Optimización del desempeño de Vehículos Fase I. Desarrollo de un Prototipo. Universidad EAFIT. Medellín (Col.), 2008.
- [40] PV-02, Prueba Virtual 02. Parámetros del Modelo Numérico. Grupo de Investigación GEMI. Proyecto de investigación: Optimización del desempeño de Vehículos Fase I. Desarrollo de un Prototipo. Universidad EAFIT. Medellín (Col.), 2009.
- [41] VT 08, Virtual Test 08. Computing k_x Via Optimum Method. Grupo de Investigación GEMI. Proyecto de investigación: Optimización del Desempeño de Vehículos Fase I. Desarrollo de un Prototipo. Universidad EAFIT. Medellín (Col.), 2009.

ANEXO.1. PROCESOS DE FALLA DEL BUJE

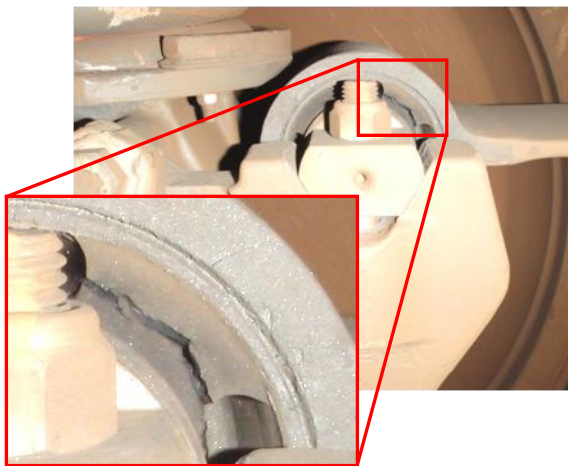
Figura 91. Proceso de fatiga en el buje.



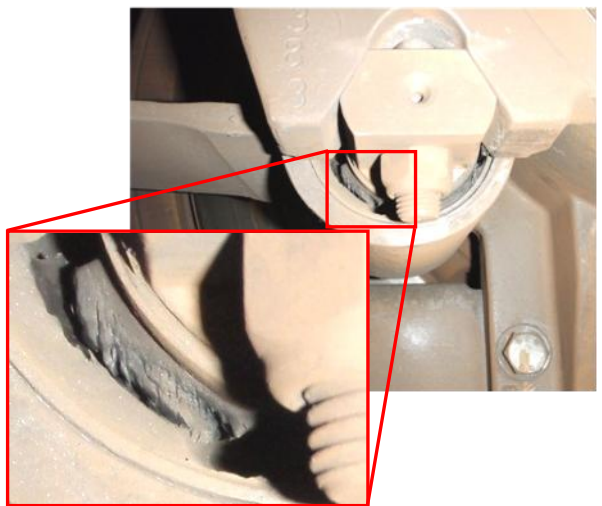
a. Buje para cambio (superior).



b. Buje para cambio (inferior)

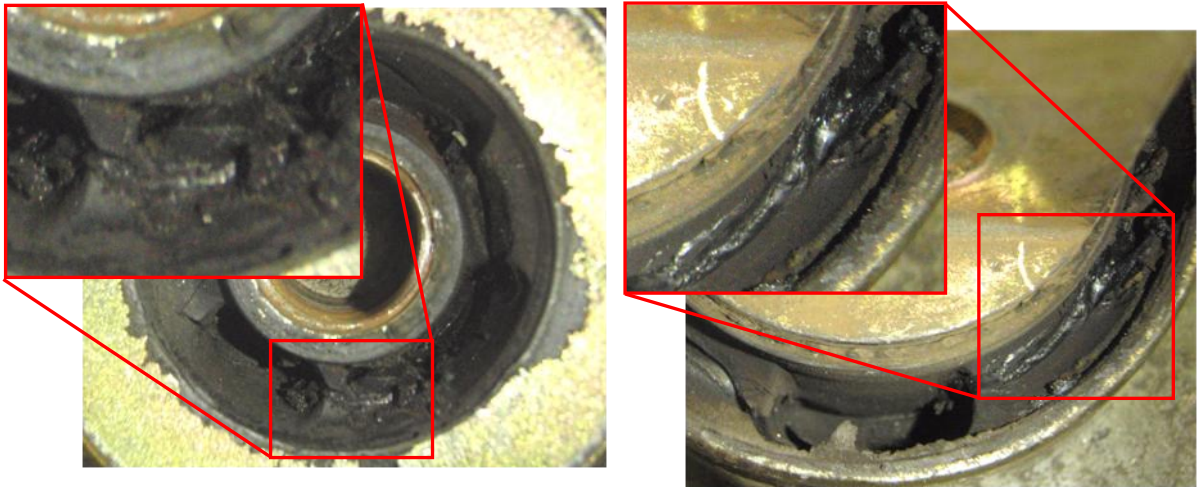


c. Buje montado (superior).



d. Buje montado (inferior).

Figura 92. Proceso de degradación térmica



a. Buje (Cara interior).

b. Buje (Cara exterior)

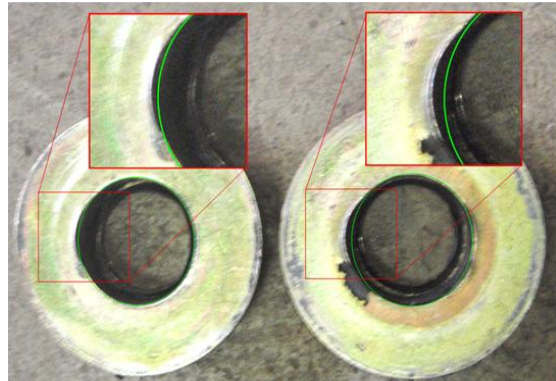
Figura 93. Efecto del contacto entre piezas metálicas.



a. Buje separador (cara exterior)



b. Buje separador (cara interior).



c. Arandela metálica.

Figura 94. Falla por adherencia de superficies (vulcanización)



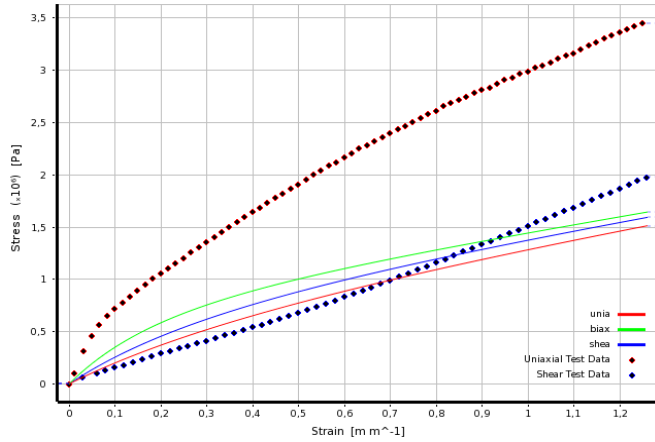
a. Adherencia (goma-anillo externo)



b. Adherencia (goma-pasador).

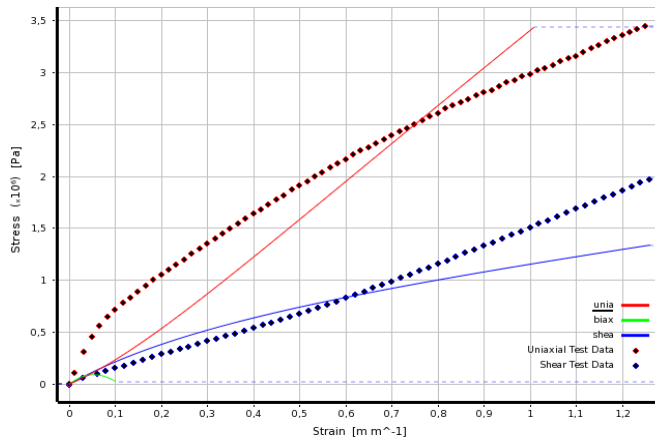
ANEXO.2. AJUSTE DE CURVAS PARA LOS MODELOS EXPERIMENTALES

Modelo Neo-Hookean



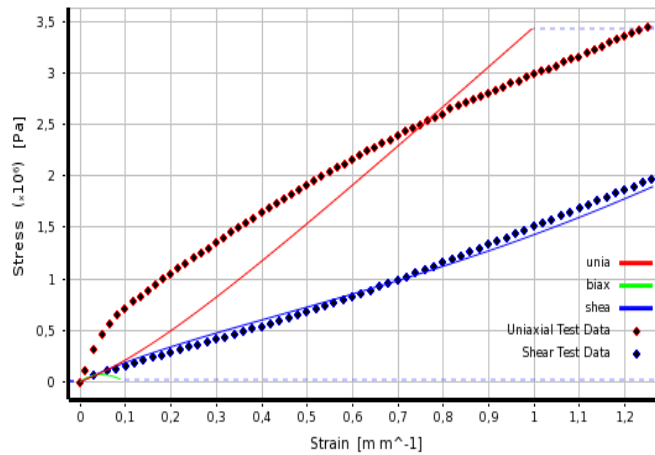
Initial Shear Modulus Mu (Pa)	7,3287E+05
Incompressibility Parameter D1 (Pa ⁻¹)	0,

Modelo Mooney-Rivlin 2 Parameter



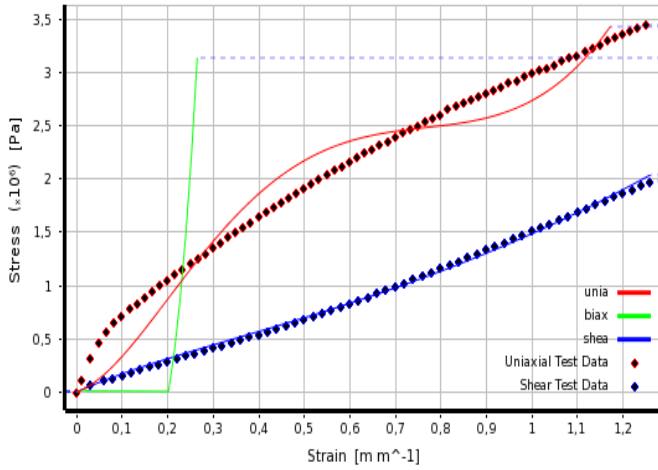
Material Constant C10 (Pa)	1,64E+06
Material Constant C01 (Pa)	-1,3319E+06
Incompressibility Parameter D1 (Pa ⁻¹)	0,

Modelo Mooney-Rivlin 3 Parameter



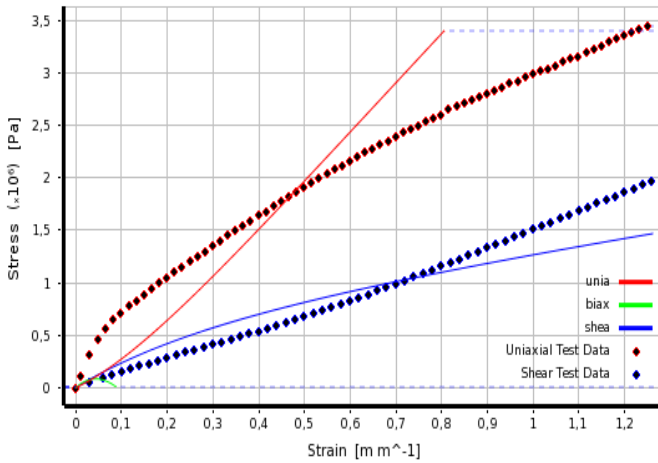
Material Constant C10 (Pa)	1,5918E+06
Material Constant C01 (Pa)	-1,3267E+06
Material Constant C11 (Pa)	25857
Incompressibility Parameter D1 (Pa ⁻¹)	0,

Modelo Mooney-Rivlin 5 Parameter



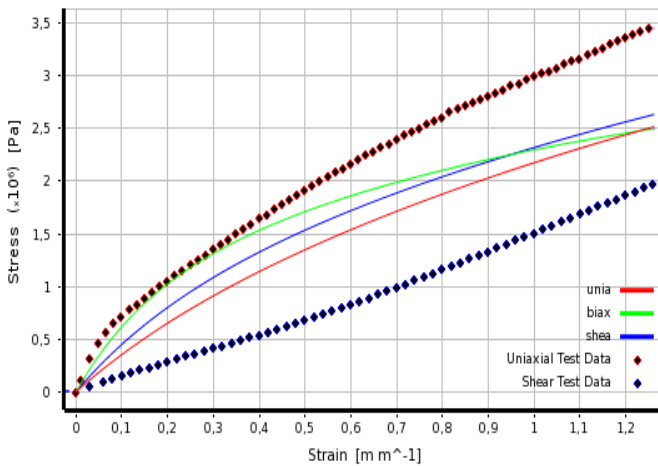
Material Constant C10 (Pa)	4,446E+06
Material Constant C01 (Pa)	-4,2042E+06
Material Constant C20 (Pa)	2,8127E+06
Material Constant C11 (Pa)	-9,3392E+06
Material Constant C02 (Pa)	6,561E+06
Inc. Parameter D1 (Pa ⁻¹)	0

Modelo Polynomial 1st order



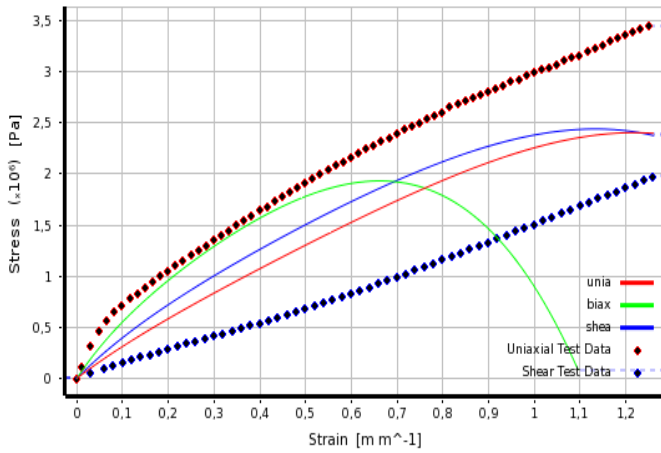
Material Constant C10 (Pa)	2,1268E+06
Material Constant C01 (Pa)	-1,7889E+06
Incompressibility Parameter D1 (Pa ⁻¹)	0,

Modelo Yeoh 2nd order



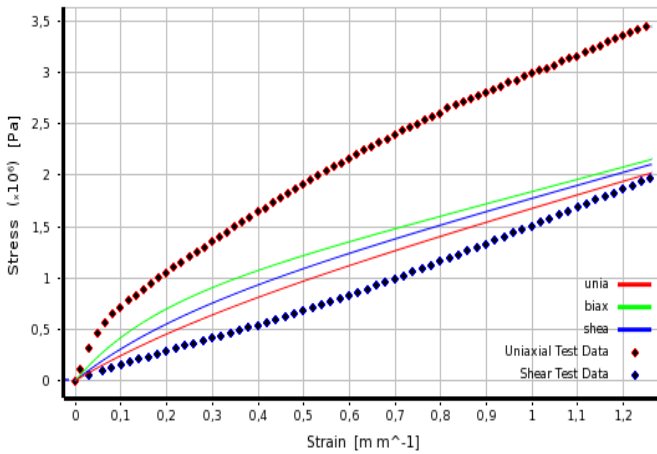
Material Constant C10 (Pa)	6,4593E+05
Material Constant C20 (Pa)	-6175
Incompressibility Parameter D1 (Pa ⁻¹)	0,

Modelo Yeoh 3rd order



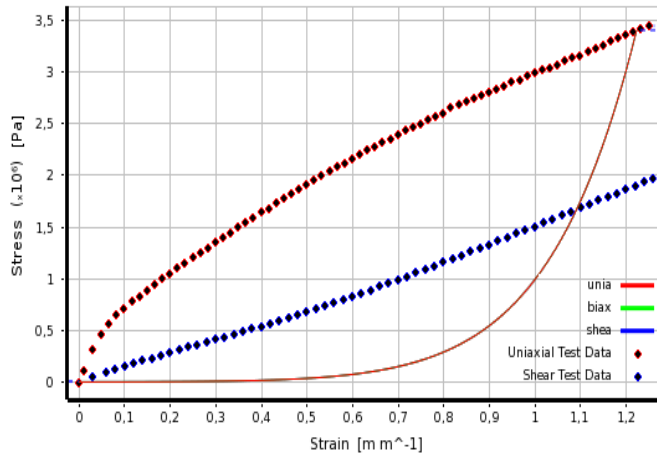
Material Constant C10 (Pa)	5,6556E+05
Material Constant C20 (Pa)	54474
Material Constant C30 (Pa)	-11571
Incom. Parameter D1, D2 y D3 (Pa ⁻¹)	0

Modelo Ogden 1st order



Material Constant MU1 (Pa)	7,9085E+05
Material Constant A1	2,2329
Incompressibility Parameter D1 (Pa ⁻¹)	0,

Modelo Ogden 2nd order



Material Constant MU1 (Pa)	77,087
Material Constant A1	12,642
Material Constant MU2 (Pa)	227,19
Material Constant A2	12,683
Incompressibility Parameter D1 y D2 (Pa ⁻¹)	0

ANEXO.3. EVALUACIÓN DE RIGIDEZ PARA LOS MODELOS EVALUADOS

Figura 95. Resultados de rigidez para la propuesta 1.

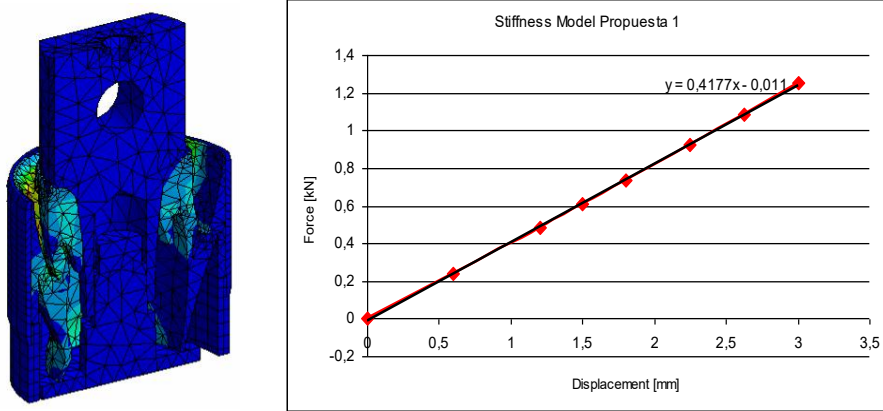


Figura 96. Resultados de rigidez para la propuesta 2.

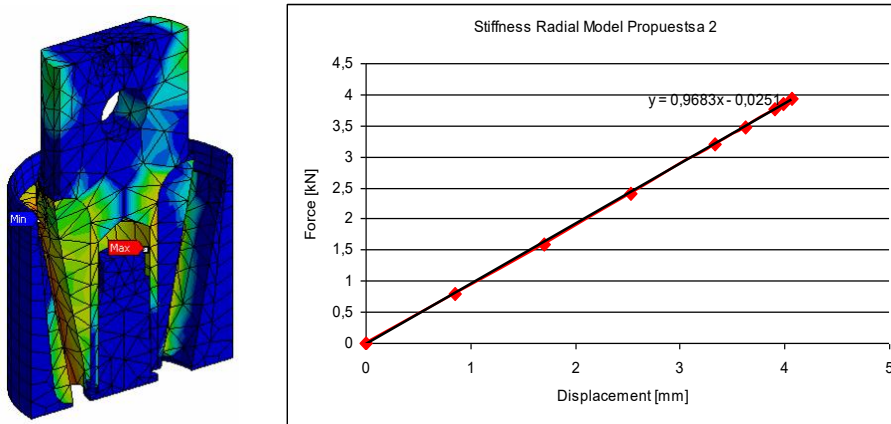
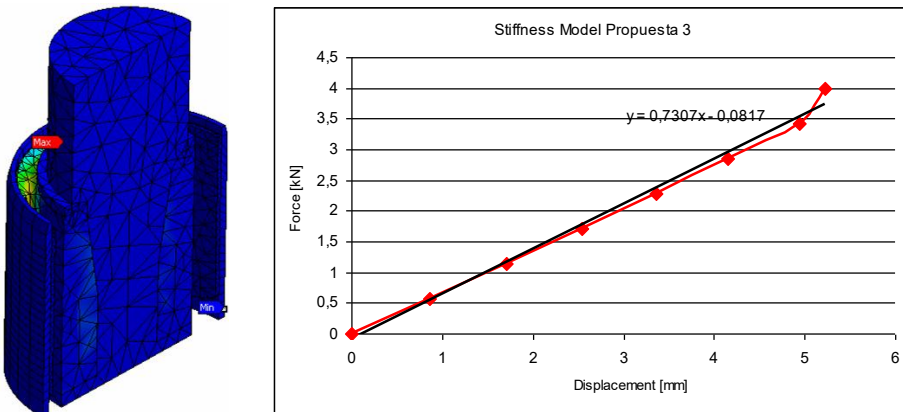


Figura 97. Resultados de rigidez para la propuesta 3



ANEXO.4. EVALUACIÓN DE VIDA DE SERVICIO PARA LOS MODELOS EVALUADOS

Figura 98. Resultado de vida de servicio para la propuesta 2

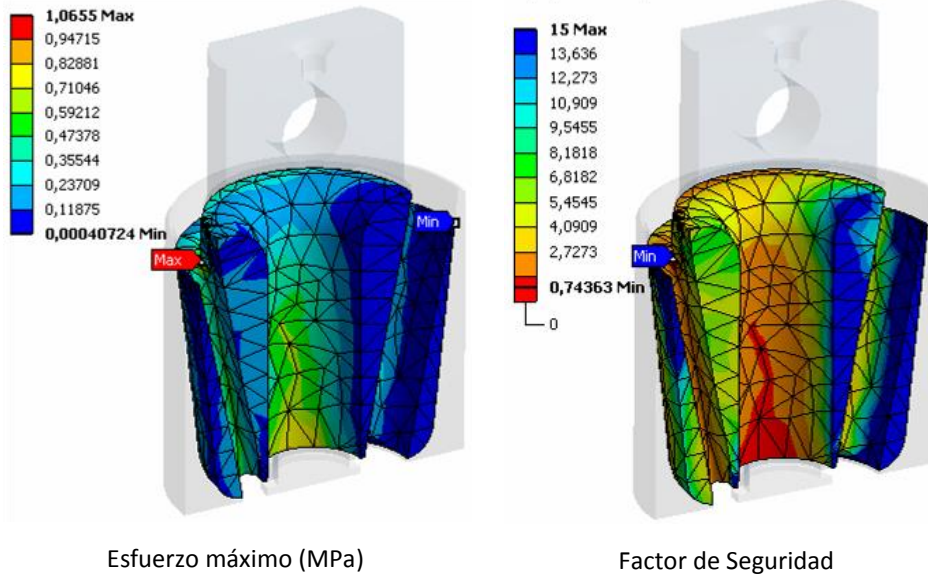
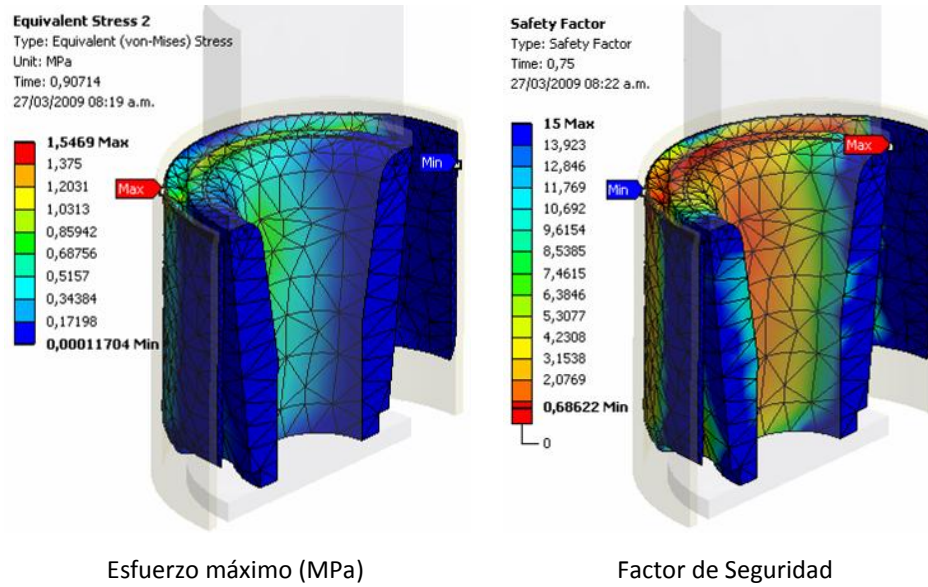


Figura 99. Resultado de vida útil para la propuesta 3



ANEXO.5. METODOLOGÍA REDISEÑO A TRAVÉS DE FEM.

Figura 100. Proceso de modelamiento y análisis por elementos finitos

