



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL SANTA FE
Departamento de ingeniería Mecánica

**CÁLCULO DE LA RESISTENCIA A LA
RODADURA DE NEUMÁTICOS MEDIANTE EL
MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS Y
VERIFICACIÓN EXPERIMENTAL**

Sabrina Inés MONTAÑO

Trabajo Final remitido
como parte de los requisitos para la obtención
del título de grado en
ingeniería Mecánica
de la
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
Facultad Regional Santa Fe

2020

Como director del Trabajo Final preparado por

Sabrina Inés MONTAÑO

Certifico que he leído este trabajo, preparado bajo mi dirección, y recomiendo que sea aceptado como parte de los requisitos para la obtención del título de GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Dr. Federico José CAVALIERI
Director

Agradecimientos

Me gustaría agradecer en estas líneas la ayuda que muchas personas me han prestado durante el proceso de investigación, realización y redacción de este trabajo.

A mi familia, en especial a mis tíos Natalia y Diego como así también a mis padres Maria del Carmen y Leandro, por el apoyo incondicional brindado durante el desarrollo de mi carrera.

Así mismo, expresar un sincero agradecimiento a mi director, Dr. Federico Cavallieri, y al Dr. Alberto Cardona, presentes durante todo este proceso, quienes con su orientación, conocimiento y colaboración permitieron el desarrollo de este trabajo.

A la empresa FATE S.A.I.C.I de Argentina, sin el apoyo de la cual no hubiera sido posible llevar a cabo el presente trabajo, en especial a el Ing. Gabriel Curtosi, Ing. Pablo Zitelli y el Ing. Jorge Kuster.

Al Centro de Investigación en Mecánica Computacional (CIMEC) por las oportunidades brindadas durante mi carrera universitaria, y a todos sus integrantes, por la excelente calidad profesional y humana.

De igual manera agradecer a la Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Santa Fe, en especial al departamento de Ingeniería Mecánica, y a mis profesores quienes con la enseñanza de sus conocimientos hicieron que pueda crecer día a día como profesional, y a los cuales agradezco por su paciencia, dedicación y apoyo.

A mis amigos y compañeros, que siempre me han prestado un gran apoyo moral y fraternal.

A todos, muchas gracias.

Índice general

1. Introducción	1
1.1. Objetivos	1
1.1.1. Objetivos generales	1
1.1.2. Objetivos particulares	2
1.1.3. Objetivos económicos y/o sociales	3
1.2. Empresa colaboradora	3
1.3. Motivación	4
1.4. Estado del arte	5
1.5. Metodología en detalle y etapas	7
1.5.1. Etapa I. Modelo constitutivo	8
1.5.2. Etapa II. Condiciones de borde	9
1.5.3. Etapa III. Validación del modelo	9
1.6. Lugar de trabajo	10
1.7. Publicaciones y congresos	10
1.8. Áreas del conocimiento que involucra	11
1.8.0.1. Materias Básicas	11
1.8.0.2. Materias Específicas	11
2. Impacto ambiental	13
2.0.1. Normativas medioambientales actuales	13
2.1. Normativas actuales sobre la eficiencia en los neumáticos	15
2.1.1. Eficiencia del combustible	16
2.1.2. Agarre sobre una superficie mojada	17
2.1.3. Nivel de ruido ambiental del neumático	17
2.2. Dinámica longitudinal del vehículo	18
2.3. Resistencia al avance	19
2.3.1. Resistencia aerodinámica	19
2.3.1.1. Resistencia a la rodadura	20
2.3.1.2. Resistencias a las pendientes	22
2.4. Potencia en el neumático para vencer la resistencia al avance	23
2.5. Procedimiento para el cálculo del CRR Numérico	23
3. Neumáticos	25
3.1. Funcionamiento de los Neumáticos	25
3.2. Estructura de un neumático	28
3.3. Construcción de los neumáticos	30

3.3.1.	Dibujo de la banda de rodadura	32
3.4.	Nomenclatura	34
3.5.	Especificaciones del neumático estudiado	35
3.6.	Generación del modelo CAD del neumático estudiado	36
3.7.	Dibujo de la banda de rodadura del neumático estudiado	38
4.	Comportamiento del material	39
4.1.	Descripción general	39
4.2.	Material	39
4.2.1.	Ensayos	40
4.3.	Viscoelasticidad del caucho	40
4.3.1.	Modelado de la Viscoelasticidad	41
4.3.2.	Ensayo del material viscoelastico	42
4.3.3.	Resultados del ensayo	43
4.4.	Caucho - Modelos constitutivos para materiales Hiperelásticos	44
4.4.1.	Hiperelasticidad Isotrópica	45
4.4.2.	Modelo Neo-Hookeano	48
4.4.3.	Aproximación del modelo Neo-Hookeano	49
4.4.4.	Validación del modelo constitutivo	50
4.4.5.	Resultados del ensayo	50
4.5.	Refuerzos	51
4.5.1.	Refuerzos del neumático estudiado	52
4.5.2.	Sistemas de coordenadas adoptado	53
4.5.3.	Estado de tensiones plano	53
4.5.4.	Análisis de la micromecánica de las láminas de refuerzo	54
4.5.5.	Determinación E_1	55
4.5.6.	Determinación E_2	56
4.5.7.	Determinación de los coeficientes de Poisson	57
4.5.8.	Determinación del módulo de corte G_{12}	57
4.6.	Valores de las propiedades mecánicas de los materiales	58
4.6.1.	Observaciones	58
4.7.	Conclusiones sobre el modelado del material	58
4.7.1.	Problemas	58
4.7.2.	Soluciones	59
5.	Efectos de la fricción	61
5.1.	Descripción General	61
5.1.1.	Medición experimental de los coeficiente de fricción	61
5.1.2.	Objetivo del ensayo experimental	62
5.1.3.	Metodología del ensayo	62
5.1.4.	Funcionamiento de la máquina de ensayos	63
5.1.5.	Resultados del ensayo	64
5.1.6.	Modelo Numérico	65
5.1.7.	Comportamiento del material para el ensayo numérico	65
5.1.8.	Contactó con fricción mediante MEF	65
5.1.9.	Simulación numérica	65

5.1.10. Discretización de la geometría	66
5.1.11. Condiciones de contorno	67
5.1.12. Resultados	68
5.1.13. Caso A	68
5.1.13.1. Caso B	70
5.1.13.2. Caso C	71
5.2. Conclusiones ensayo numérico	73
6. Contacto con fricción y grandes deformaciones mediante el MEF	75
6.1. Cinemática de contacto	75
6.1.1. Solución general del problema de contacto por fricción	76
6.2. Descripción cinemática	78
6.3. Consideraciones para el análisis numérico	79
7. Estrategia de modelado	81
7.1. Modelado del asfalto	82
7.2. Adherencia de las mallas	82
7.3. Modelado de las secciones solidas 3D de caucho, sin refuerzo	83
7.3.1. Metodología de mallado 3D	83
7.3.2. Tipo de elemento tridimensional	86
7.3.3. Refinamiento de la malla	86
7.4. Modelado de los refuerzo	88
7.4.1. Orientación del material de los elementos	89
7.5. Verificación de la adherencia de las mallas	90
7.6. Resumen de las mallas generadas	92
7.7. Observaciones del mallado	92
7.8. Conclusiones sobre mallado	92
7.8.1. Problemas	92
7.8.2. Soluciones	92
8. Mecanismo cinemático	95
8.0.1. Elementos utilizados para generar el mecanismo	95
8.0.1.1. Elemento Prismático	95
8.0.1.2. Elemento Hinge	96
8.0.2. Control de los desplazamientos del neumático mediante juntas prismáticas	97
8.0.2.1. Ubicación elemento prismático radial	98
8.0.2.2. Ubicación elemento prismático tangencial	98
8.0.3. Control de la rotación del neumático mediante elemento Hinge	98
8.0.3.1. Ubicación elemento Hinge	98
8.1. Conclusiones sobre simular contacto con fricción y grandes deformaciones	98
8.1.1. Problemas	98
8.1.2. Soluciones	99

9. Condiciones de borde utilizadas	101
9.1. Metodología de la simulación numérica	101
9.1.1. Modelado de las cargas	102
9.1.2. 1) Colocación del neumático en la llanta de servicio (cambio de llanta)	103
9.1.3. 2) Aplicación de la presión de inflado - Impronta estática.	104
9.1.4. 3) Aplicación de la carga radial (peso del vehículo)	105
9.1.5. 3) Velocidad de traslación, mediante la rotación del plano de contacto	106
9.1.6. Consideraciones	107
10.Resultados	109
10.1. Validación del modelo numérico	109
10.1.1. Ensayo experimental para la huella estática	109
10.1.2. Análisis de la distribución de las presiones de contacto en la impronta estática, experimental	111
10.1.3. Análisis de la distribución de las presiones de contacto en la impronta estática, numérica	112
10.1.4. Comparación entre resultados numéricos y experimentales	113
10.1.5. Distribución numérica de las presiones de contacto en la impronta cinemática	114
10.1.6. Cálculo del coeficiente de rodadura numérico	116
10.1.7. Comparación entre el CRR experimental y numérico	117
10.2. Conclusiones sobre la simulación cinemática	117
10.2.1. Resultados	117
10.2.2. Valor Crr numérico	117
10.2.3. Discusiones sobre la simulación cinemática	118
10.3. Características y potencial de la herramienta	118
10.3.1. Potencial de la herramienta	118
10.3.2. Optimización Crr	118
10.3.3. Caso 1) Aplicación a un automóvil estándar	118
10.3.4. Resistencia a la rodadura	118
10.3.5. Resistencia aerodinámica	118
10.3.6. Resistencia debido a las pendientes	119
10.3.7. Resistencia al avance automóvil	119
10.3.8. Potencia necesaria por neumático para vencer las resistencias al avance y consumo de combustible	119
10.3.9. Costo del consumo promedio	120
10.3.10. Ahorro económico	120
10.3.11. Potencia necesaria por neumático para vencer las resistencias al avance y consumo de combustible	121
10.3.12. Costo del consumo promedio	121
10.3.13. Caso 2) Aplicación a un semirremolque estándar	122
10.3.14. Potencia total para vencer las resistencias al avance y consumo de combustible	124

10.3.15.Costo del consumo promedio	124
10.3.16.Ahorro económico	124
10.4. Discusión general	126
11.Conclusiones	127
11.1. Objetivos futuros	128
11.2. Conocimientos adquiridos	129
11.3. Reconocimientos	129
Bibliografía	131

Índice de figuras

1.1. Fábrica Argentina de neumáticos	4
1.2. Superficie cubierta de Fate.S.A.I.C	4
1.3. Centro de Investigación de Métodos Computacionales.	10
2.1. Emisiones estándares de NOx para diferentes normativas	13
2.2. Clasificación global de países según los niveles de sulfuros en combustibles diésel y los estándares de emisiones en vehículos que están vigentes.	14
2.3. Niveles globales de sulfuros en combustibles diesel.	14
2.4. Etiqueta eficiencia neumático.	15
2.5. Neumático montado en la máquina de medición.	17
2.6. Dinámica longitudinal del vehículo.	18
2.7. (a) Coeficientes de resistencia al aire de distintos vehículos. (b) Resistencia aerodinámica dependiendo de la forma.	20
2.8. Resistencia a la rodadura.	21
2.9. Diagrama de fuerzas de un vehículo en pendiente.	23
2.10. Sistema de coordenadas [1].	24
3.1. Mecanismo de adhesión.	25
3.2. Mecanismo de histéresis.	26
3.3. Distribución cargas en el neumático.	27
3.4. Esquema de las partes de un neumático: A) Paquete de telas que forman la carcasa, B) Banda de rodamiento, C) Flanco, D) Talón, 1) Telas internas de la carcasa, 2) Telas externas de la carcasa, 3) Surcos de la banda de rodamiento, 4) Goma de base, 5) Relieves de la banda de rodamiento, 6) Capas de rodamiento 7) Cordón de centrado, 8) Tela del borde, 9) Extremos vueltos de las telas internas de la carcasa, 10) Tela de refuerzo del talón, 11) Goma de aislamiento del cerco metálico (13), 12) Cerco metálico, 13) Punta del talón, 14) Estribo del talón, 15) Cavidad del talón.	28
3.5. Tipos de construcción: 1) Diagonal o convencional 2)Radial o cinturado. 3)Diagonal con cinturón o cinturado.	30
3.6. Estructura Diagonal.	30
3.7. Estructura radial.	31
3.8. Dibujo del rodado.	32
3.9. Dibujo simétrico del rodado.	33

3.10. Dibujo asimétrico del rodado.	33
3.11. Dibujo direccional del rodado.	34
3.12. Parámetros del neumático y llanta	34
3.13. Parámetros del neumático.	35
3.14. Perfil del neumático estudiado.	36
3.15. Geometría generada.	37
3.16. Corte del neumático estudiado.	37
3.17. Dibujo del rodado.	38
4.1. Esquema representativo de los refuerzos del neumático.	40
4.2. Respuesta del modelo del material luego de la calibración.	44
4.3. Relación tensión deformación en un material elástico	48
4.4. Calibración del modelo de Neo-Hooke.	50
4.5. Tipos de fibras de refuerzo.	51
4.6. (a) Espaciado entre fibras de refuerzo consecutivas. (b) Orientación de las fibras de refuerzo del neumático estudiado.	52
4.7. Sistema de coordenadas global.	53
4.8. (a) Tensiones actuando sobre un elemento de material reforzado con fibras en un estado de tensión triaxial. (b) Estado de tensión plana.	54
4.9. Representación del comportamiento serie-paralelo de los constituyentes del material compuesto. Se asume una condición de isodeformación en la dirección paralela y una condición de isotensión en la dirección serie.	54
4.10. (a) Representación de las cargas aplicadas sobre una lámina unidireccional. (b) Analogía con circuito eléctrico conectado en paralelo.	55
4.11. (a) Representación de las cargas aplicadas transversalmente. (b) Analogía con circuito eléctrico conectado en serie.	56
5.1. Maquina ensayos para la medición de coeficientes de fricción, tribotech 300.	62
5.2. Sustratos de asfalto usado para el ensayo de las probetas FT 2662 y FT683.	62
5.3. Esquema de la instalación experimental para medición del coeficiente de fricción.	63
5.4. Probeta de caucho adherida a la placa metálica superior de la máquina de ensayos.	63
5.5. Resultados experimentales para un coeficiente de fricción máximo $\mu = 1.12$, correspondiente a una velocidad de 0.4 m/s.	64
5.6. Malla de elementos hexaédricos y condiciones de borde aplicadas.	67
5.7. Ejemplos numéricos seleccionados.	68
5.8. Variación del coeficiente de fricción para una presión de 0,05 MPa y una velocidad de 0,3 m/s y un $\mu_{Contacto}=1,03$	69
5.9. Distribución de tensiones para una presión de 0,05 MPa y una velocidad de 0,3 m/s.	69
5.10. Variación del coeficiente de fricción para una presión de 0,05 MPa, velocidad de $v=0,0040$ m/s y un $\mu_{Contacto}=1,7$	70

5.11. Distribución de tensiones para una presión de 0,05 MPa y una velocidad de 0,0040 m/s.	71
5.12. Variación del coeficiente de fricción para una Presión constante de 0,05 MPa y una Velocidad de 0,0020 m/s.	71
5.13. Distribución de tensiones para una presión de 0,05 MPa y una velocidad de 0,0020 m/s.	72
6.1. Deformación finita para cuerpos en contacto.	76
7.1. Esquema de la metodología de mallado.	81
7.2. Ubicación del plano rígido de contacto.	82
7.3. Esquema representativo de la adherencia de las mallas	83
7.4. Imagen experimental de la sección trasversal del neumático Eximia. 185/R60-15	84
7.5. Malla 2d de elementos cuadrangulares generada sobre el perfil trasversal del neumático	84
7.6. Malla 3D de elementos hexaédricos.	85
7.7. Mallas generadas por pares.	85
7.8. Detalle espesor rodado.	86
7.9. Tamaño de la malla generada en la región de contacto.	87
7.10. Tamaño de la malla generada en la región de no contacto.	87
7.11. Ubicación supuesta de un refuerzo.	88
7.12. Irregularidades geométricas del perfil del neumático.	89
7.13. Esquema indicativo de la orientación original y corregida del material para las mallas de refuerzo	89
7.14. (a) Modo de vibración N° 4, para una frecuencia de 600 [Hz]. (b) Modo 5 frecuencia 700[Hz].	90
7.15. (a) Modo de vibración N° 10, para una frecuencia de 864 [Hz]. (b) Corte del neumático.	91
7.16. (a) Modo de vibración N° 10, para una frecuencia de 920 [Hz]. (b) Corte del neumático.	91
8.1. Esquema indicativo de una junta cinemática prismática	95
8.2. Esquema indicativo de una junta cinemática tipo bisagra.	96
8.3. Posición de las juntas cinemáticas rígidas en el neumático.	97
9.1. Neumático con condiciones de borde aplicadas.	101
9.2. Funciones lineales utilizadas.	103
9.3. (a) Restricción de los desplazamientos sobre talón del neumático. (b) Detalle del desplazamiento impuesto.	104
9.4. Evolución del desplazamiento impuesto aplicado en el talón del neumático.	104
9.5. (a) Condición: Aplicación de la presión de inflado. (b) Detalle colocación presión inflado.	105
9.6. Evolución de la presión de inflado.	105
9.7. Evolución del desplazamiento impuesto, aplicado a la junta radial.	106
9.8. Evolución de la rotación impuesta, aplicada en la junta tipo bisagra.	107

10.1. Componentes del sistema CrossDrive.	110
10.2. Ubicación del sistema CrossDrive.	110
10.3. Neumático EXIMIA 185/60R15.	111
10.4. Fotograma del neumático EXIMIA 185/60R15.	111
10.5. Huella numérica del neumático EXIMIA 185/60R15.	113
10.6. Comparaciones entre huellas experimental y numérica.	114
10.7. Ubicación de la huella cinemática en el tiempo total de simulación.	115
10.8. (a) La escala utilizada es la misma que la aplicada en el análisis estático. (b) Tiempo 0,041 s (c) Tiempo 0,045 s. (d) Tiempo 0,0506 s	115
10.9. Curvas características de los motores térmicos.	120
10.10 Comparación ahorro combustible para el caso de un vehículo promedio.	122
10.11 Distribución de los neumáticos en el semirremolque.	123
10.12 Área frontal del semirremolque.	123
10.13 Comparación ahorro combustible para el caso semirremolque.	125

Índice de Tablas

2.1. Valores típicos de CRR.	22
4.1. Características de los materiales adoptados para los refuerzos.	58
5.1. Condiciones para la evaluación experimental	64
5.2. Parámetros del material Hiperelástico usado.	65
5.3. Condiciones de borde.	67
7.1. Datos de las mallas generadas.	92
8.1. Grados de libertad elemento prismático.	96
8.2. Grados de libertad elemento Hinge.	97
10.1. Característica de la solución.	116
10.2. Resultados de ensayo y simulación	117

Capítulo 1

Introducción

1.1. Objetivos

1.1.1. Objetivos generales

Globalmente, alrededor de un 60 % del transporte de personas y mercaderías se lleva a cabo en vehículos que utilizan ruedas neumáticas para transmitir movimiento.

El neumático se considera un elemento muy complejo debido a las diversas características de los materiales que lo conforman, así como a su compleja estructura.

Existen diferentes tipos de neumáticos: con cámara de inflado, sin cámara de inflado y los denominados runflat, de perfiles reforzados, que son anti pinchazos. Desde un punto de vista estructural, los neumáticos generalmente tienen hilos de aceros que lo refuerzan. Dependiendo de la orientación de estos hilos, los neumáticos se clasifican en diagonales o radiales. Los del tipo radial son el estándar para casi todos los automóviles modernos. El número de capas de refuerzo dependen del tipo de neumático, de la presión de inflado, la resistencia, la rigidez que se necesite.

La función de los neumáticos, es la de permitir un contacto adecuado por adherencia y fricción con el pavimento, posibilitando el arranque, el frenado y la guía del vehículo. Como el neumático es el único punto de contacto con el suelo, este debe cumplir con estrictas especificaciones para que el vehículo tenga el comportamiento dinámico deseado. Las funciones principales que debe cumplir son:

- soportar y transmitir la carga vertical,
- desarrollar esfuerzos longitudinales y laterales, necesarios para la tracción y la estabilidad lateral respectivamente,
- actúa como un amortiguador, frente a las irregularidades del suelo.

Actualmente, las compañías fabricantes de neumáticos están poniendo un mayor esfuerzo en aumentar la durabilidad del neumático y generar diseños adaptados a un modelo de vehículo específico para mejorar su performance bajo un contexto de restricciones ambientales cada vez más exigente. Los objetivos generales que quieren lograr los fabricantes de neumáticos son:

- reducir el nivel de ruidos, disminuyendo la contaminación sonora,

1. INTRODUCCIÓN

- generar una mayor adherencia con el pavimento, aumentando la seguridad de los pasajeros del vehículo,
- reducir la resistencia a la rodadura, disminuyendo el consumo de combustible,
- mejorar el diseño de sus neumáticos, aumentando su durabilidad

Restricciones ambientales y de diseño cada vez más exigente implican un aumento en el número de ensayos experimentales, demandantes de costos y tiempo.

Bajo las necesidades existentes de las empresas fabricantes de neumático, surge el objetivo de este proyecto. **El objetivo de este trabajo fue desarrollar modelos de elementos finitos que permitan predecir la resistencia a la rodadura, con la mayor precisión posible, de manera de poder estudiar todos los factores que intervienen en el mecanismo de disipación de energía y así lograr tener una herramienta más para el diseño de neumáticos.**

El objetivo general del proyecto consiste en la mejora de la calidad de los neumáticos, buscando obtener nuevos diseños de alta calidad, con una reducción de la cantidad de ensayos experimentales, durante la etapa de diseño.

Desde un punto de vista tecnológico, el objetivo principal de este proyecto consiste en obtener un modelo numérico que permita analizar el comportamiento de un neumático por medio del estudio de fuerzas que actúan sobre él. Por lo tanto, se pretende que, a partir de los resultados que surjan de la investigación de este proyecto final, se pueda:

- comprender la influencia del neumático en el funcionamiento de un automóvil teniendo en cuenta: el peso del automóvil, su presión de inflado, su velocidad de traslación y su coeficiente de fricción;

1.1.2. Objetivos particulares

El objetivo específico de este trabajo final de grado es desarrollar un modelo numérico, mediante el Método de Elementos Finitos (MEF), que permita predecir, con la mayor precisión posible.

El modelo numérico generado permitirá estudiar todos los factores que intervienen en el mecanismo de disipación de energía y la variación de las presiones de contacto, como así también predecir el nivel de fricción de un compuesto de caucho. De esta manera, el modelo constituirá una herramienta más para el diseño de neumáticos.

Para ello, los siguientes objetivos específicos, tuvieron que ser alcanzados:

- validar los coeficientes de fricción entre el neumático y una superficie de asfalto;
- predecir la distribución de las presiones de contacto;
- analizar las fuerzas por corte;
- analizar las tensiones y deformaciones que sufren los hilos de refuerzo del neumático;

- analizar la influencia del dibujo del rodado sobre las presiones de contacto.
- generar un modelo geométrico 3D completo de un neumático usado en un automóvil estándar;
- modelar materiales hiperelásticos, viscoelásticos y compuestos;
- validar los resultados obtenidos de las simulaciones numéricas con ensayos experimentales existentes.

1.1.3. Objetivos económicos y/o sociales

El objetivo económico principal del proyecto consiste en generar herramientas computacionales y conocimiento tecnológico, lo que permitirá a las empresas fabricantes de neumáticos desarrollar y mantener condiciones ventajosas para la negociación de nuevos contratos de provisión de neumáticos con las principales corporaciones de automotrices del mercado mundial. En este trabajo en particular, se contó con la colaboración de la empresa fabricante de neumáticos Fate.S.A.I.C. donde se destaca lo siguiente

- En su planta de personal cuenta con más de dos mil empleados argentinos;
- Adicionalmente, y en forma independiente de los contratos cuya obtención requiera en forma directa la utilización de la herramienta computacional propuesta, la disponibilidad de este recurso será un elemento de gran significancia, que le permitiría a la empresa mantener su carácter de proveedor a la industria automotriz.

1.2. Empresa colaboradora

La empresa Fate.S.A.I.C es una fábrica argentina de neumáticos. Comenzó sus actividades en 1940, produciendo telas impermeables, bandas de rodadura de neumáticos para reparación y otros componentes de caucho. En 1945, comienza la producción de neumáticos y cámaras para automóviles y camiones. En la actualidad emplea directamente a más de 2000 personas ver Fig.1.1.

La fábrica cubre 40 hectáreas, y la superficie cubierta es de más de 100.000 m^2 , ver Fig.1.2. La capacidad productiva supera los 5.000.000 de neumáticos por año.



Figura 1.1: Fábrica Argentina de neumáticos



Figura 1.2: Superficie cubierta de Fate.S.A.I.C

1.3. Motivación

Actualmente los fabricantes de neumáticos intentan satisfacer las demandas de un mercado que requiere generar una mayor adherencia del neumático con el pavimento a modo de disminuir la distancia de frenado; incrementar la duración de sus productos considerando la economía del combustible del automóvil, la reducción de ruidos, el mayor confort y la trasmisión de potencia, bajo restricciones ambientales cada vez más rigurosas.

Estos factores impulsan la fabricación de neumáticos con restricciones ambientales y de diseño cada vez más exigentes que, a su vez, se complementan con diseños adaptados a un modelo de vehículo específico para mejorar su performance.

Las empresas fabricantes de neumáticos, basan hoy un 50 % de su facturación en el mercado nacional y el 50 % restante de su producción está orientada a la exportación. Por lo tanto, para mantener e incrementar su presencia en estos mercados, deben asegurar una capacidad y una ventaja tecnológica para poder responder a las mayores exigencias que se producen en este rubro competitivo.

Frente a este paradigma la empresa Fate.S.A.I.C de Argentina, como empresa fabricante de neumáticos para uso de vehículos, camionetas, camiones y maquinaria pesada, no se encuentra exenta, y es por esta razón es que en el año 2017 comienza a trabajar en conjunto con el Centro de Investigación en Métodos Computacionales (CIMEC), el cual depende de CONICET y de la Universidad Nacional del Litoral. Esta asociación surge con el objetivo de generar modelos computacionales que simulen las condiciones de trabajo de los neumáticos, con el fin de obtener mayor información y comprender en mayor detalle los procesos y condiciones de servicio a los que este componente está sujeto, y así poder trasladar este conocimiento a la optimización de diseños existentes o nuevos.

Dicha empresa cuenta con: equipos de medición, laboratorios destinados a ensayos de materiales y herramientas de simulación numérica, las cuales permiten evaluar el comportamiento de un neumático bajo distintas condiciones de uso. Dentro de los principales trabajos de investigación realizados por la empresa se destacan los siguientes:[2], [3], [4],[5], [6].

Las actividades en las que se enmarca el presente proyecto comenzaron bajo un primer Proyecto de Investigación y Desarrollo (PID) de la Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Santa Fe presentado por el director de este proyecto, en el año 2017 y continuaron con un segundo PID en los años 2018 y 2019.

1.4. Estado del arte

Un neumático, también conocido como cubierta, es una pieza toroidal constituida mayormente de caucho que se coloca en las ruedas de diversos vehículos y máquinas. Su función principal es la de permitir un contacto adecuado por adherencia y fricción con el pavimento, posibilitando el arranque, frenado y guía del vehículo. Desde un punto de vista estructural, presentan refuerzos compuestos de hilos de acero, cuya orientación permite la clasificación de los neumáticos en radiales o diagonales.

Un neumático es un compuesto donde los materiales constituyentes son elastómeros reforzados. Respecto al estudio analítico de un neumático, se pueden destacar los trabajos [7], [8],[9], [10], [11],[12].

Una descripción adecuada de los elastómeros debe considerar los siguientes aspectos:

- Grandes deformaciones elásticas. Los elastómeros se caracterizan por una respuesta elástica marcadamente no lineal al en grandes deformaciones. Resultados de ensayos indican deformaciones de rotura a esfuerzo cortante en el orden del 440 % y mayores al 800 % en el caso de tracción [13];

1. INTRODUCCIÓN

- Cuasi-incompresibilidad. La deformación volumétrica de los elastómeros es prácticamente nula aun cuando están sometidos a grandes deformaciones, según se puede observar en ensayos uniaxiales y biaxiales [14];
- El tipo de elemento utilizado debe ser adecuado para materiales incompresibles.

Por lo antes mencionado existen una serie de dificultades para describir numéricamente el comportamiento real de los elastómeros. Por esta razón, **una de los desafíos de este trabajo es realizar una correcta descripción del modelo hiperelástico utilizado para el elastómero y proponer una teoría de mezclas para el análisis de elastómeros reforzados con láminas metálicas para comportamiento en serie.**

Cuando un vehículo se encuentra en movimiento, sus neumáticos están sujetos a una deformación que genera una disipación de energía en forma de calor. La flexibilidad del neumático absorbe la irregularidad del pavimento, generando una superficie de contacto donde se disipa la energía por deformación viscoelástica además de la producida por la fricción, causando finalmente resistencia a la rodadura.

La resistencia a la rodadura está definida como la energía que consume un neumático por unidad de distancia recorrida. En un automóvil la energía es suministrada por el combustible, por lo tanto, tiene una relación directa con el consumo del mismo. Si consideramos el amplio espectro de vehículos que hay actualmente en el mercado, podemos decir que una reducción de la resistencia a la rodadura en un 30 % llevaría a obtener una reducción de un 3 % y 6 % del consumo de combustible y emisiones de dióxido de carbono (CO₂) sin modificar el diseño del vehículo, ver [2]. Por lo tanto, para obtener un valor preciso de esta energía de disipación que finalmente produce un aumento en el consumo de combustible, es necesario caracterizar el comportamiento viscoelástico del caucho y el proceso de contacto con el pavimento correctamente.

El proceso de contacto mecánico entre el neumático y la superficie de asfalto es complejo, pues interactúan un número significativo de mecanismos microscópicos, tales como la rugosidad, las fuerzas de adhesión, viscoelasticidad, entre otros, que producen un comportamiento macroscópico complejo que resulta difícil de ser analizado ya sea por medio de ensayos experimentales, ecuaciones analíticas o modelos computacionales. En formulaciones teóricas tales como las que se presentan en los trabajos de [15], [16], [17] y [18] los autores estudian el contacto entre dos cuerpos. Desde el punto de vista de la mecánica del caucho se pueden encontrar trabajos relacionados con el desgaste de neumáticos en [19] o en la publicación de [20].

Si bien los procesos y efectos de la fricción han sido ampliamente investigados, el comportamiento de los cuerpos relacionado con los efectos de la fricción no ha sido completamente entendido aún. Esto se debe al hecho de que la fricción toma lugar a escalas muy pequeñas con una fuerte dependencia de la rugosidad de las superficies en contacto, de la presión normal, de la velocidad tangencial y de la temperatura de los cuerpos que se encuentran en contacto; entre otros factores que pueden aparecer aún a escalas atómicas [21].

En la mayoría de las aplicaciones técnicas que tienen en cuenta el contacto entre componentes, los efectos de fricción juegan un rol central en la respuesta del sistema.

Para estudiar las fuerzas de contacto normales y tangenciales desde un punto de vista macroscópico y, además para conocer cuál es la relación que existe entre ellas, uno de los modelos más utilizados proviene de la ley de Coulomb [22].

Un trabajo que presenta un estudio exhaustivo de contacto con fricción en materiales de caucho puede ser encontrado en [20], también los trabajos de [23] y [24] analizan la variación del coeficiente de fricción respecto a la velocidad, rugosidad, entre otros. La realización de ensayos experimentales resulta de gran utilidad, pero presentan la desventaja de ser caros y demandantes en tiempo. Para facilitar la comprensión del comportamiento de las variables de interés y poder predecir el comportamiento mecánico para distintas condiciones de uso, una opción frecuentemente utilizada es realizar un análisis por el MEF.

A diferencia de los ensayos experimentales y las soluciones analíticas, la simulación numérica permite separar y analizar con relativa facilidad los diferentes procesos y parámetros que intervienen en el contacto, y ofrecer una visión detallada de los factores más influyentes donde las soluciones analíticas o experimentales resulten limitadas o inaplicables. Sin embargo, en el caso de que se desee estudiar macroscópicamente el contacto mecánico considerando la rugosidad, efectos de lubricación, etc., resulta una tarea compleja de ser modelada debido a que el sistema de ecuaciones resultante es altamente no lineal y puede estar mal condicionado.

Además, el uso de técnicas numéricas, en especial a través del MEF, se hace cada vez más popular en aplicaciones ingenieriles, provocando un aumento en la demanda de aplicaciones con requerimientos más exigentes en la descripción del comportamiento constitutivo de los materiales, como así también en el funcionamiento de componentes mecánicos.

Por lo tanto, el modelo numerico generado en este trabajo debe **describir correctamente el proceso de contacto con el pavimento y lograr comprender la ley de evolución de las variables de interés como ser el coeficiente de fricción, las presiones de contacto, el coeficiente de resistencia de rodadura, entre otros.**

1.5. Metodología en detalle y etapas

El modelo de procesos físicos - matemáticos intenta predecir qué sucederá con cierto proceso ante una situación concreta. Desde el punto de vista conceptual, el modelado demanda de un análisis crítico de los fenómenos asociados, con la consecuente generación de conocimiento que ello produce. El problema físico - matemático se plantea mediante una serie de ecuaciones diferenciales acopladas y queda completamente definido cuando se fija el dominio de aplicación y las condiciones de borde. La simulación computacional es una herramienta ampliamente difundida que permite mejorar la eficiencia de los sistemas. En primer lugar, cuando se buscan innovaciones para una determinada aplicación, el cálculo con prototipos numéricos permite realizar ensayos pseudo - experimentales, con el consiguiente ahorro de tiempo y recursos. Una vez concebido el diseño, se pueden evaluar diferentes situaciones operacionales hasta encontrar un resultado óptimo en geometría, materiales y rendimiento.

Desde un punto de vista numérico, se pretende estudiar mediante la aplicación del MEF las presiones de contacto, los efectos de la fricción entre un caucho utilizada en neumáticos de automóviles y el pavimento, teniendo en cuentas las características viscoelásticas del material.

Para modelar y resolver las ecuaciones del modelo del neumático, se implementará el software NX - Siemens, Samcef y el código Oofelie, que comprende distintas herramientas de programación implementadas en el lenguaje de programación C++.

En forma global, el trabajo final comenzará con el revelamiento del material bibliográfico más reciente relacionado con los modelos de materiales no lineales: modelos hiper-elásticos y visco-elásticos, materiales compuestos, efectos de la fricción y contacto mecánico. Luego, se procederá al modelado del neumático por medio del MEF. Finalmente, los resultados numéricos que se obtengan serán validados. Adicionalmente, será necesario recurrir a ensayos experimentales para la caracterización de las constantes de los materiales.

1.5.1. Etapa I. Modelo constitutivo

El trabajo comienza, generando la geometría del neumático, en un modelo 3D, mediante el módulo de diseño asistido por computadora (CAD), del software NX-Samcef. La geometría del neumático fue aportada por el grupo de investigación de FATE S.A.I.C. Luego, se continuó caracterizando los materiales que constituyen al neumático. Como se mencionó anteriormente, un neumático se encuentra constituido, mayormente de caucho con refuerzos de hilos de acero.

Dependiendo de la orientación de estos hilos los neumáticos adquieren sus propiedades mecánicas de resistencia global. Podemos decir entonces, que un neumático está constituido por dos tipos de materiales, por un lado, caucho que es un material hiperelástico y viscoelástico y por el otro lado por hilos de acero, que conforman refuerzos que son materiales isotrópicos.

La interacción entre el neumático y el pavimento está influenciada, entre otros factores, por la respuesta del caucho, el cual está caracterizado por leyes no lineales, sujeto a grandes deformaciones y efectos dependientes del tiempo debido a la visco-elasticidad, siendo esta la responsable del consumo de energía de deformación que luego se disipa en forma de calor. Por esta razón, es muy importante que se caracterice correctamente el material. Para los cálculos numéricos relacionados con la descripción del material tipo caucho, se utilizó un modelo tridimensional visco elástico capaz de reproducir comportamientos no lineales geométricos y materiales tales como los que se presentan en [25]. Para caracterizar los parámetros del material es inevitable realizar ensayos experimentales. En ese sentido, el laboratorio de desarrollo de materiales de FATE S.A.I.C.I tiene la capacidad de realizar diferentes ensayos físicos y mecánicos y proporcionó estos datos.

Finalmente, para representar la geometría se realizó la discretización del neumático por medio de una malla de elementos finitos y para describir la interacción del neumático con una superficie de asfalto, se utilizó un algoritmo de contacto del tipo flexible - rígido. Para describir el movimiento del neumático se utilizaron tres juntas cinemáticas rígido

1.5.2. Etapa II. Condiciones de borde

En el caso bajo estudio en este trabajo se realizaron simulaciones con el neumático inflado a 35 PSI, bajo una carga radial de 4480 N y con una velocidad de traslación de 80 Km/h. Las condiciones de borde mencionadas se extraen del funcionamiento de un vehículo promedio.

Se analizó primero la colocación de la llanta, luego el inflado, después la aplicación de una carga radial, que equivale a un cuarto del peso de un vehículo promedio y por último se incorporó la velocidad de rotación y traslación.

1.5.3. Etapa III. Validación del modelo

Finalmente, con los resultados numéricos obtenidos, se procedió a la validación de los mismos por medio de mediciones experimentales. Los ensayos experimentales necesarios fueron realizados en el laboratorio de materiales de Fate S.A.I.C.

En resumen, el procedimiento general para obtener el modelo completo de un neumático a partir del MEF, puede ser descrito en los pasos que se indican a continuación.

1. Búsqueda bibliográfica, para conocer el estado del arte en los temas que se van a abordar para desarrollar este trabajo como ser, contacto mecánico, materiales viscoelásticos, hiperelásticos compuestos, entre otros. Luego el trabajo comienza generando la geometría del neumático. Esto se desarrolla en el Capítulo 2.
2. Caracterización del material de las distintas partes del neumático. Este tema se desarrolla en el Capítulo 3.
3. Discretización del modelo, por medio de una malla de elementos finitos. Este tema se desarrolla en el Capítulo 4.
4. Utilización de un algoritmo de contacto del tipo Rígido-Flexible para describir la interacción del neumático con el suelo. Ese tema se desarrolla en el Capítulo 5.
5. Implementación de las condiciones de borde del problema al modelo numérico generado.
6. Validación de las soluciones numéricas obtenidas, con resultados experimentales disponibles por Fate. Este tema se desarrolla con detalle en el Capítulo 6 del presente trabajo.
7. Conclusiones de los resultados obtenidos, este tema se desarrolla en el Capítulo 7.

1.6. Lugar de trabajo

Las principales tareas de simulación se realizaron en el Centro de Investigación de Métodos Computacionales (CIMEC), ver Fig.1.3



Figura 1.3: Centro de Investigación de Métodos Computacionales.

En CIMEC se generan conocimientos y tecnologías en métodos para simulación computacional de sistemas diversos en ingeniería, con aplicación a problemas de ingenierías mecánica, civil, de materiales, aeronáutica, nuclear, bioingeniería, y demás. Se realiza transferencia al sector productivo en áreas metalmeccánica, maquinaria agrícola, turbomaquinaria, vehículos, petróleo y energía, entre otras, y se forman recursos humanos de excelencia a nivel de grado y posgrado.

Los investigadores que conforman el CIMEC, cuentan con una gran experiencia en el desarrollo de métodos numéricos, especialmente en el área de MEF. El CIMEC lleva treinta años desde su constitución, y desde entonces ha realizado importantes contribuciones en la disciplina de métodos numéricos destinados a resolver problemas de interés ingenieril.

1.7. Publicaciones y congresos

Durante el desarrollo de este trabajo se consiguieron las siguientes presentaciones en congresos.

- "Modelo Numérico de Contacto con Fricción Aplicado a un Ensayo de Tribología para Compuestos de Goma." (Póster) 2017 Sabrina I. Montaña, Federico Cavalieri, Alberto Cardona, Pablo Zitelli. Mecánica Computacional, Volumen XXXV. Número 45. Póster Sección (A), pags. 2575-2575, XXIII Congreso de Métodos Numéricos y sus Aplicaciones (ENIEF 2017). Universidad Nacional de La Plata.
- "Modelo Numérico de Contacto con Fricción Aplicado a un Neumático de Automóvil." (Póster) 2019 Sabrina I. Montaña, Federico Cavalieri, Alberto Cardona, Pablo Zitelli, Gabriel Curtuzi. Mecánica computacional, Volumen XXXVII.

Número 2. Concurso de Póster (B), XXIV Congreso de Métodos Numéricos y sus Aplicaciones (ENIEF 2019). CIMEC (Universidad Nacional del Litoral - CONICET).

- "Simulación numérica de neumáticos - Estudio de las presiones de contacto" JIT19 Jóvenes Investigadores Tecnológicos. 2019. Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Rosario. 26 y 27 de septiembre del 2019. Póster, Expositor Trabajo completo

Todos estos trabajos y sus disertaciones fueron evaluados por pares revisores.

1.8. Áreas del conocimiento que involucra

1.8.0.1. Materias Básicas

- Física I: Capítulo 3. Para el cálculo de las reacciones y modelado del problema (cálculo del coeficiente de fricción).
- Química Aplicada: Capítulo 5. Para el modelado de los materiales viscoelásticos, hiperelásticos.
- Álgebra y Geometría Analítica: Capítulos 3, 4 y 5. El problema discretizado por MEF es un problema algebraico que involucra operaciones de matrices, vectores obtener autovalores y realizar un cambio de base si es necesario.
- Cálculo: Capítulos 3, 4, 5 y 6. Operaciones con integrales y derivadas. Análisis de curvas.
- Fundamentos de Informática: Capítulo 3 y 6 en la generación de las curvas de los materiales ensayados, y el cálculo del coeficiente de fricción mediante código en Octave. Uso de diferentes herramientas informáticas a lo largo del desarrollo del proyecto.
- Economía: Capítulo 7 en el análisis económico del proyecto.

1.8.0.2. Materias Específicas

- Estabilidad I y II: Capítulos 3, 5 y 6 en modelados con conceptos de elasticidad. Análisis de ecuaciones de equilibrio, cálculo de tensiones y desplazamientos.
- Cálculo avanzado: Capítulos 3, 4, 5 y 6 cálculos y operaciones con operadores y ecuaciones en derivadas parciales. Aproximaciones de curvas.
- Mediciones y ensayos, ensayos de tracción para el cálculo de las constantes del material.
- Diseño Mecánico, se utilizó para el desarrollo de la geometría del neumático.

1. INTRODUCCIÓN

- Teoría y Aplicación del Método de Elementos Finitos: Capítulos 3, 4, 5 y 6. Planteo de problemas en el continuo a través del Método de los Elementos Finitos. Uso de diferentes Software específicos para el cálculo por dicho método.

Capítulo 2

Impacto ambiental

2.0.1. Normativas medioambientales actuales

Las normativas medioambientales actuales y las que están en vías de aplicarse, tanto en el exterior como en el país, imponen fuertes restricciones a las emisiones de NO_x como puede verse en la Fig. 2.1.

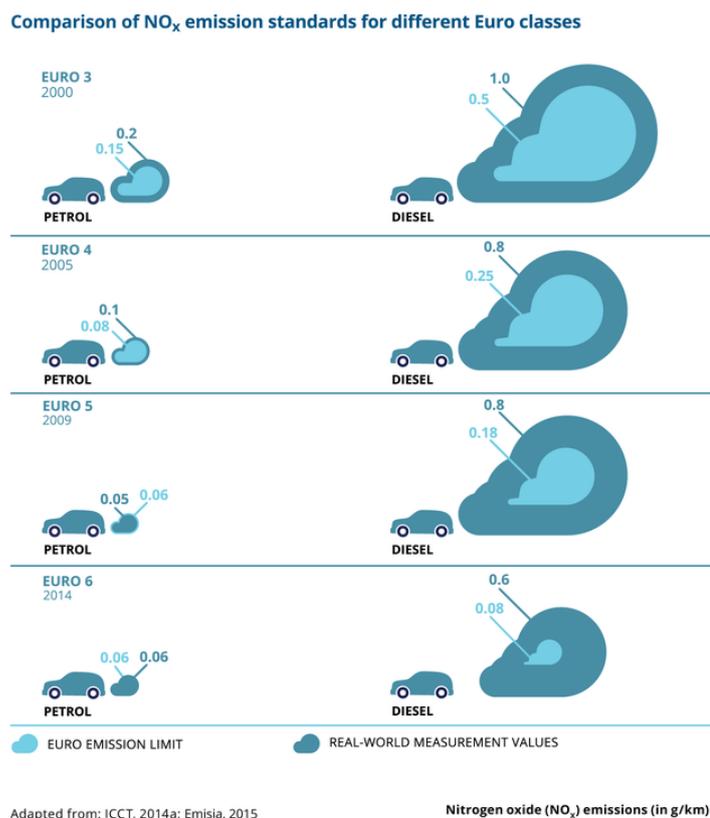


Figura 2.1: Emisiones estándares de NO_x para diferentes normativas

Además, en particular para motores diésel, los requerimientos de la normativa ASTM-D975 incluye la remoción de gran parte de sulfuros. Esto último va de la

2. IMPACTO AMBIENTAL

mano con el programa ambiental de naciones unidas y con las estrategias de la coalición por el clima y el aire limpio para reducir los contaminantes climáticos de corta duración (CCAC). El grado de acatamiento global de las medidas propuestas se ilustra en la Fig. 2.2

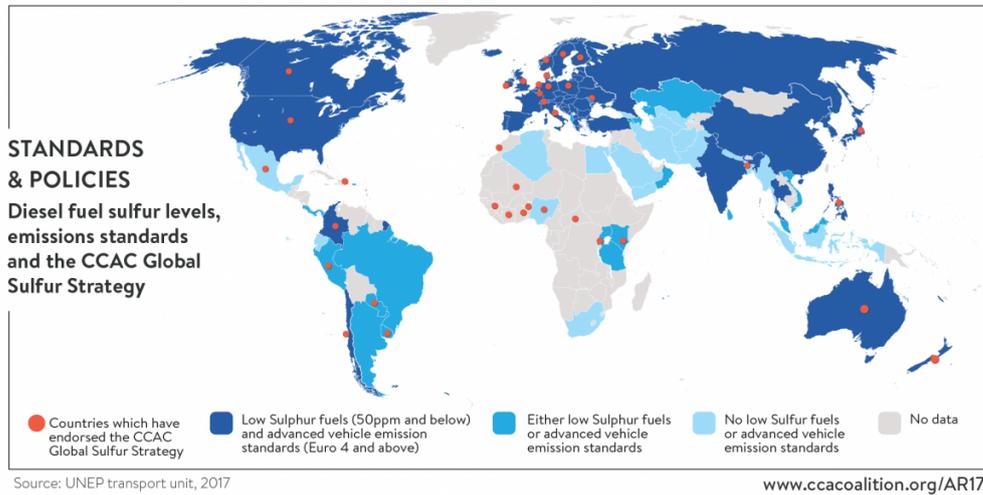


Figura 2.2: Clasificación global de países según los niveles de sulfuros en combustibles diésel y los estándares de emisiones en vehículos que están vigentes.

y los niveles de sulfuros en combustibles diésel a nivel global se visualizan en la Fig. 2.3

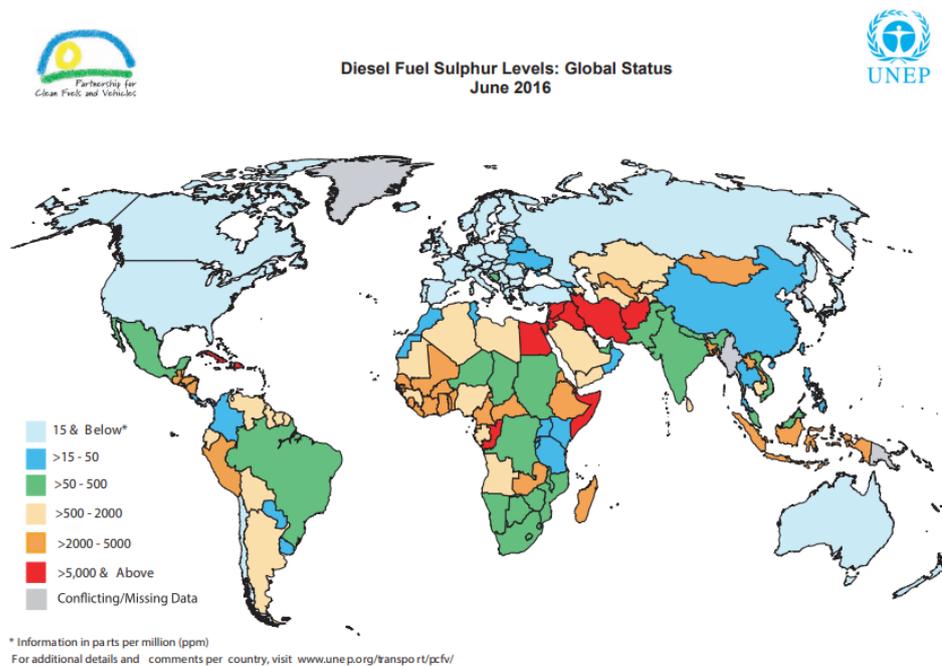


Figura 2.3: Niveles globales de sulfuros en combustibles diésel.

2.1 Normativas actuales sobre la eficiencia en los neumáticos

Estas leyes conducen, en resumen, a el re-diseño de muchos componentes mecánicos y de los procesos de manufactura involucrados. El camino buscado específicamente para los neumáticos, se orienta a disminuir el coeficiente de resistencia a la rodadura. La resistencia a la rodadura está definida como la energía que consume un neumático por unidad de distancia recorrida. En un automóvil la energía es suministrada por el combustible, por lo tanto, tiene una relación directa con el consumo del mismo. Si consideramos el amplio espectro de vehículos que hay actualmente en el mercado, podemos decir que reduciendo la resistencia a la rodadura un 30 % llevaría a obtener una reducción entre un 3 % y 6 % del consumo de combustible y emisiones de CO_2 sin modificar el diseño del vehículo.

El impacto social de estos re-diseños y modificaciones es el de disminuir los gases nocivos tanto para las personas como para el medioambiente y aumentar la durabilidad de los mismos.

2.1. Normativas actuales sobre la eficiencia en los neumáticos

El desarrollo moderno de neumáticos implica la evaluación de los mismos tanto de manera subjetiva, llevada a cabo por un piloto profesional, como objetiva, mediante la utilización de instrumentos de medición que permitan evaluar variables de desempeño de interés como ser: la evolución de las presiones de contacto, la adherencia con el pavimento, la resistencia a la rodadura, el desgaste, el nivel de ruidos que genera, entre otros. Estas variables en su conjunto determinan la calidad del neumático.

Actualmente, existe un sistema de etiquetados de neumáticos, ver Fig.2.4 surgido en Europa en noviembre del 2012, que clasifica la eficiencia de los mismos.



Figura 2.4: Etiqueta eficiencia neumático.

Desde esta fecha y según el Reglamento (CE) n°1222/2009, todos los neumáticos destinados a turismos (C1), vehículos de transporte ligero (C2) y vehículos de transporte pesado (C3) que se vendan en la Unión Europea deberán llevar una etiqueta normalizada.

El nuevo etiquetado de los neumáticos incluye, en la parte superior, dos clasificaciones, que van desde la letra “A” (máxima valoración) hasta la letra “G” (la peor valoración), y que representan consumo y seguridad. Un neumático con un valor que no llegase a los índices establecidos para la letra G en un criterio determinado, no podría venderse en la Unión Europea. Por debajo se establece el ruido de rodadura. Los fabricantes e importadores son los que tienen que declarar los valores de estos parámetros, en base a métodos de ensayo definidos por la normativa.

La etiqueta informativa de los neumáticos está compuesta por: eficiencia en el agarre durante el frenado sobre asfalto mojado, en el consumo de combustible y en el ruido generado.

La combinación de las tres clases nos brinda un indicador de su calidad global, ver Fig.2.4.

Por ello, es una herramienta que contribuye a la mejora de la seguridad vial y el medio ambiente, y que genera transparencia al ofrecer de forma clara la información de los fabricantes de neumáticos a los automovilistas y profesionales de los talleres mecánicos y consumidores, ayudándolos a reconocer la diferencia entre neumáticos de calidad superior e inferior.

2.1.1. Eficiencia del combustible

Este bloque de la etiqueta de los neumáticos, ver Fig.2.4, muestra su resistencia a la rodadura y a la deformación. Y eso está estrechamente ligado a la eficiencia de combustible: a menor resistencia, mayor optimización de la fuente de energía empleada por el vehículo (combustible) y, por tanto, menor es el nivel de emisiones de gases contaminantes.

En este apartado los neumáticos se clasifican desde la letra A (más eficiente) a la E (menos eficiente), tras la prohibición de vender los de las letras F y G. De forma aproximada, los neumáticos de clase A permiten un ahorro de unos 240 euros en combustible durante toda su vida útil con respecto a uno de clase E.

Respecto a emisiones, la Comisión Europea estima que las mejoras de los neumáticos respecto a la resistencia a la rodadura que se alcanzarán a partir de la introducción de la etiqueta, tienen el potencial de reducir las emisiones de CO_2 en 20 millones de toneladas al año (European Commission Impact Assessment SEC (2008)2860)

El valor de la Resistencia a la Rodadura(CRR) de un neumático tiene un impacto directo en el consumo de combustible de un automóvil y, por ende, en el medio ambiente. Dicha resistencia se mide en el ensayo correspondiente [26], que consiste en inflar el neumático a una determinada presión, apoyarlo en un tambor con una carga vertical determinada y hacerlo girar a una velocidad angular equivalente a una de traslación de 80[Km/h]. En esa condición, sin torque aplicado en su eje de giro, se dice que está en rodadura libre y luego de que su temperatura se estabilice, se efectúa la medición de la resistencia, ver Fig.2.5.



Figura 2.5: Neumático montado en la máquina de medición.

Es importante mencionar que la disminución del CRR, no implica que la adherencia disminuya. En la actualidad gracias a las nuevas tecnología y a la mezcla de materiales se puede lograr el equilibrio entre ambas características.

2.1.2. Agarre sobre una superficie mojada

Este bloque de la etiqueta de neumáticos europea expresa el comportamiento de éstos es una frenada sobre un pavimento mojado. Es la segunda columna vertical, la de la derecha, se identifica por el dibujo de un neumático y el símbolo de una nube con lluvia. La escala también tiene letras de la A a la G, pero no hay colores. Los neumáticos se clasifican según su índice de adherencia en superficie mojada, y por tanto su menor distancia de frenado. Entre la A y la G la diferencia en la distancia de frenado es de unos 18 m. O sea que un neumático G necesitaría 18 m más para frenar, el mismo coche, a la misma velocidad (85 km/h), sobre un suelo mojado, que un neumático A.

Se busca aumentar la adherencia de los neumáticos, para incrementar la distancia de frenado, haciendo de esta manera más seguro a los vehículos. Es importante destacar que disminuir la resistencia a la rodadura no implica que el neumático pierda adherencia. En la actualidad gracias a las tecnologías modernas y las mezclas de caucho avanzadas adaptadas a los productos de baja resistencia eliminan los efectos negativos, asegurando una alta adherencia y durabilidad del neumático. Otro objetivo que se persigue es disminuir el nivel de ruido generado por el neumático, para bajar la contaminación sonora.

2.1.3. Nivel de ruido ambiental del neumático

Este tercer bloque indica el ruido de rodadura exterior, expresado en decibelios (dB), que genera cada modelo de neumático. También se muestra gráficamente en

número de ondas de un altavoz: 1 onda (ruido mínimo, 3 dB o más por debajo del límite), 2 ondas (entre 3 dB y el límite permitido) y 3 ondas (un valor que se prevé quede prohibido en el futuro, por generar hasta 4 veces más de ruido).

2.2. Dinámica longitudinal del vehículo

Las fuerzas que actúan en el desplazamiento longitudinal son las siguientes, ver Fig.2.6:

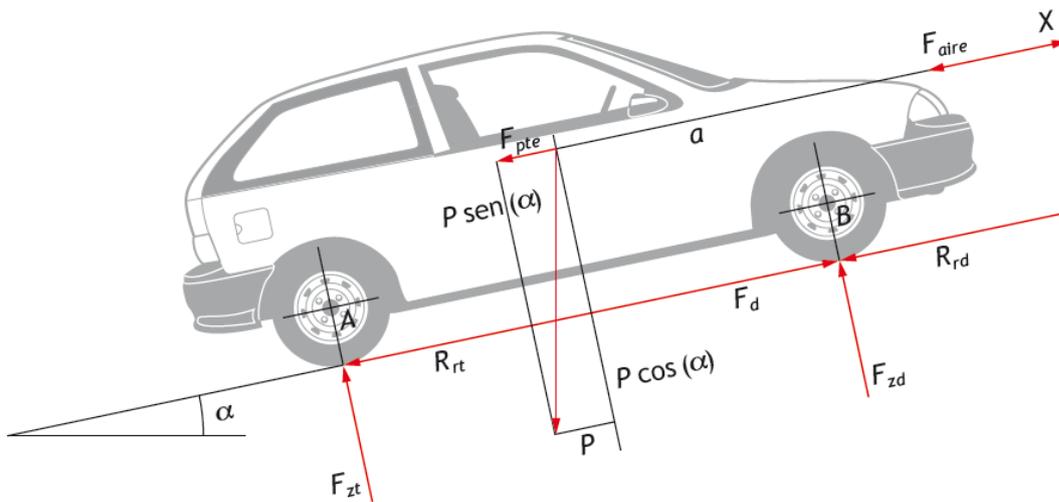


Figura 2.6: Dinámica longitudinal del vehículo.

donde:

- F_d : es el esfuerzo de tracción de las ruedas motrices.
- F_{z_t} y F_{z_d} : fuerzas de reacción en las ruedas delanteras y traseras, perpendiculares al terreno y de igual magnitud que el peso que gravita, sobre cada rueda.
- F_{aire} : fuerza de resistencia aerodinámica.
- F_{pte} : fuerza de resistencia debida a la pendiente.
- $R_{r_{ry}}$ y R_{r_t} : resistencia a la rodadura de las ruedas delanteras y traseras, respectivamente.

La potencia y el par de giro suministrados por el motor del vehículo se transmiten a las ruedas y producen una fuerza de impulsión que da lugar al desplazamiento del vehículo. Esta fuerza de impulsión tiene que vencer las fuerzas resistentes que se oponen al desplazamiento del vehículo para conseguir que este avance.

2.3. Resistencia al avance

Analizando el diagrama de fuerzas de un vehículo en pendiente, ver Fig.2.6, si aplicamos la segunda ley de Newton para el eje X de desplazamiento longitudinal, tenemos la siguiente fórmula:

$$\sum F_x = ma_x. \quad (2.1)$$

Para calcular el desplazamiento del vehículo, se suman las fuerzas que producen el avance del vehículo y al resultado se le restan las que se oponen. Si el resultado final es positivo, el vehículo se desplazará con una determinada aceleración. Analizando el diagrama de fuerzas del vehículo en pendiente, tenemos entonces que las fuerzas que se oponen al avance son:

$$\sum F_R = FR_r + F_{aero} + F_{pte}. \quad (2.2)$$

2.3.1. Resistencia aerodinámica

El aire ejerce una fuerza de oposición al ser atravesado por los vehículos. Esta fuerza viene dada matemáticamente por la siguiente fórmula:

$$F_{aero} = P_S A_f C_x, \quad (2.3)$$

donde,

- P_s , es la presión superficial del aire, que se calcula con la fórmula:

$$P_s = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot (V \mp V_0)^2 \quad (2.4)$$

- ρ , es la densidad del aire en $[kg/m^3]$. En condiciones normales de temperatura y presión vale $1,225 [kg/m^3]$.
- V es la velocidad de marcha del vehículo en $[m/s]$ y V_0 es la velocidad del viento en $[m/s]$. El signo positivo indica que el aire sopla en contra de la marcha del vehículo y el negativo que sopla a favor,
- A_f es el área frontal del vehículo en $[m^2]$. Se calcula con la fórmula $A_f = 0,85 \cdot b \cdot h$, (siendo b el ancho y h el alto).
- C_x es el coeficiente de resistencia al aire de la superficie frontal del vehículo, existen tablas donde se dan aproximación del mismo dependiendo del modelo del vehículo, ver Fig.2.7.

En función de la forma y dimensiones de la superficie frontal del vehículo y la superficie de penetración del aire, se producirá una mayor o menor resistencia del aire. Esta resistencia aumenta si se generan turbulencias o remolinos, ver Fig.2.7.

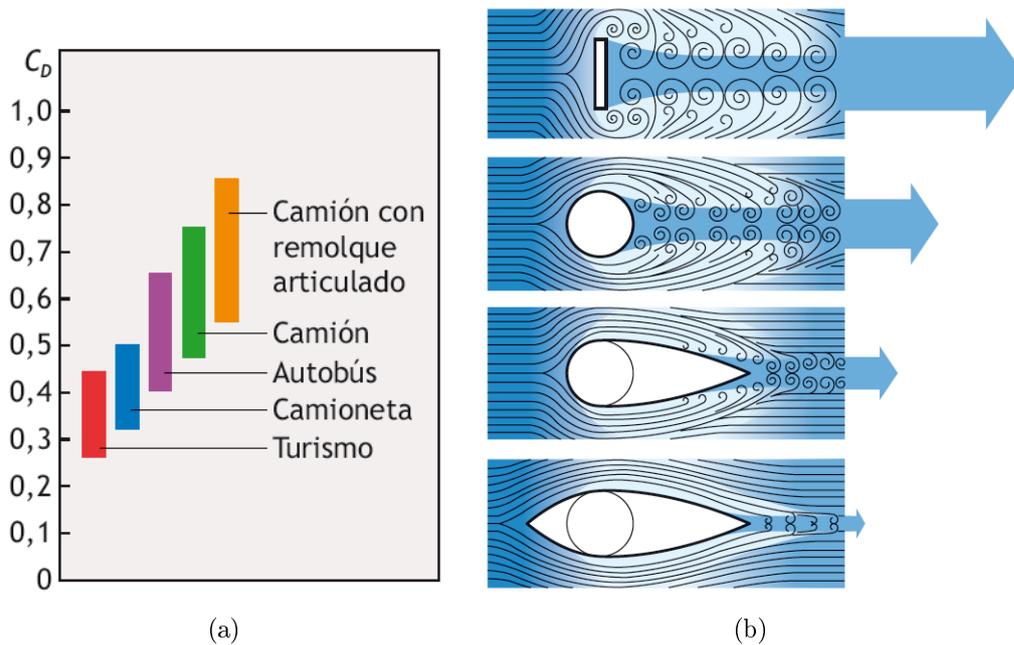


Figura 2.7: (a) Coeficientes de resistencia al aire de distintos vehículos. (b) Resistencia aerodinámica dependiendo de la forma.

También, como se ve en la ecuación (2.4), la resistencia aumenta de forma cuadrática con el crecimiento de la resultante de la velocidad del vehículo y del aire.

Actualmente se están introduciendo en el diseño de los vehículos los últimos avances en aerodinámica con el fin de reducir la resistencia del aire y rebajar el consumo de combustible.

2.3.1.1. Resistencia a la rodadura

El neumático, en función del material con el que está construido y su propio peso, además del de la carga que soporta, sufre una deformación que al rotar provoca repetidos ciclos de deformación y recuperación, estos ciclos propician la disipación de energía por calor. Para cada ciclo el neumático tiene que "vencer" continuamente un pequeño obstáculo que se le presenta por delante y que se opone a su rodadura, ver Fig.2.8.

Además, esta deformación supone que no apoye una línea únicamente sobre el piso, sino una superficie. El contacto no se realiza entonces a lo largo de una generatriz (desde un punto de vista estrictamente geométrico) sino a lo largo de una estrecha banda AB, como se muestra en la Fig.2.8. Ello da lugar a que aparezcan reacciones en los apoyos; reacciones que dan lugar a la aparición de un par que se opone a la rodadura.

En cada instante el neumático debe rotar sobre la generatriz que pasa por B para poder rodar superando el pequeño obstáculo que se opone a ello. Eso equivale a considerar desplazada la línea de acción de la reacción normal N una distancia que designaremos por Rr , como se muestra en la Fig.2.8.

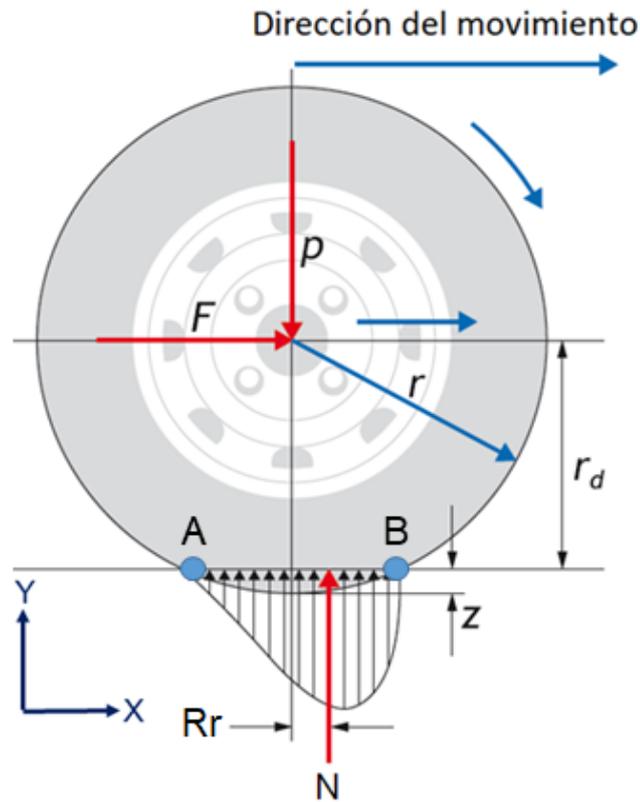


Figura 2.8: Resistencia a la rodadura.

El par de resistencia a la rodadura y el par aplicado valen, respectivamente

$$\begin{aligned} M_{\text{aplicado}} &= F \cdot r_d, \\ M_{\text{resistente}} &= N \cdot R_r. \end{aligned} \quad (2.5)$$

En las condiciones críticas, cuando comienza la rodadura, el par aplicado o de arranque será mayor que el par resistente, de modo que

$$M_{\text{aplicado}} \geq M_{R_{\text{rodadura}}} \implies F r_d \geq N R_r, \quad (2.6)$$

de modo que el neumático comenzará a rodar si

$$F \geq \frac{R_r N}{r_d} = CRR N, \quad (2.7)$$

que nos da el valor de la fuerza mínima necesaria para el arranque. El CRR es el llamado coeficiente de resistencia a la rodadura. De las expresiones anteriores se deduce que el par de arranque es proporcional a la reacción normal N y que la fuerza de tracción necesaria para el arranque es inversamente proporcional al radio del neumático; esa es la ventaja de los neumáticos grandes sobre las pequeñas.

El valor del coeficiente de resistencia a la rodadura está condicionado por la deformación de los cuerpos en contacto y tiene su origen en:

2. IMPACTO AMBIENTAL

- la histéresis de los materiales que componen el neumático y las flexiones sucesivas a las que están sometidos al rodar (90-95 %),
- el rozamiento entre el neumático y la carretera (2-10 %),
- efectos aerodinámicos del neumático (1.5-3.5 %).
- estructura del neumático. Los radiales tienen menor CRR que los diagonales,
- perfil. Los neumáticos con perfil bajo tienen menor CRR,
- características de los compuestos de caucho, número de capas, material fibras de refuerzo, desgaste banda de rodadura,
- estado y características de la superficie de rodadura. Si la superficie es dura el CRR es menor, si en cambio es blanda el CRR es mayor,
- presión de inflado. La presión baja hace aumentar CRR (en superficies de rodadura duras) ,
- velocidad. El CRR aumenta con la velocidad, es directamente proporcional,
- temperatura. El CRR es mayor en un neumático frío.

Se pueden encontrar valores de referencia del CRR, en distintas bibliografías. [Wong](#) menciona algunos valores típicos para el CRR estos son:

Tabla 2.1: Valores típicos de CRR.

Valores típicos CRR	
Automóviles	0,015
Camiones	0,012
Tractores	0,02

Si bien existen tablas y fórmulas empíricas que dan un valor de CRR, las mismas solo contemplan como variable la velocidad. Considerar solo la velocidad para el cálculo del CRR es una simplificación muy fuerte, ya que por los motivos antes mencionados el CRR depende de muchos otros procesos físicos.

2.3.1.2. Resistencias a las pendientes

La resistencia debida a la pendiente dificulta la ascensión del vehículo por un plano inclinado a causa de la oposición de una componente de su peso. Esta fuerza de resistencia se aplica en el centro de gravedad del vehículo.

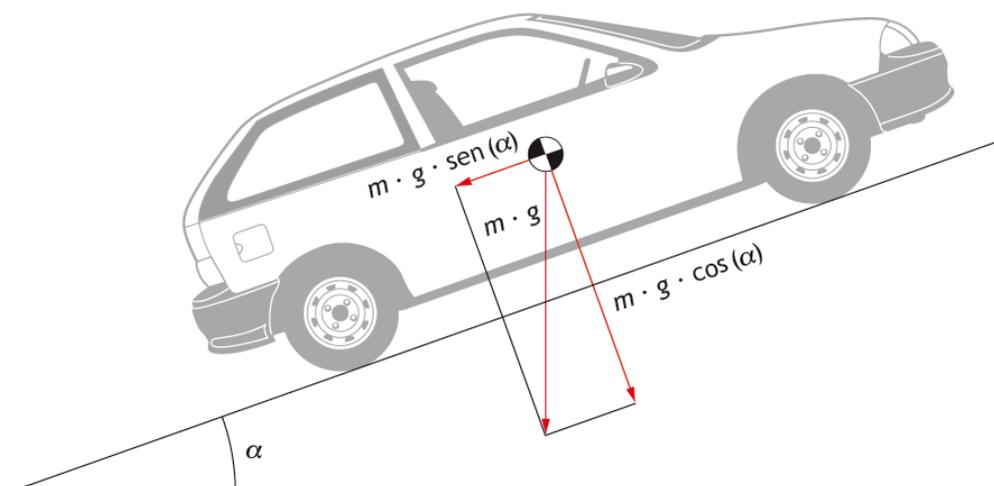


Figura 2.9: Diagrama de fuerzas de un vehículo en pendiente.

La fuerza de resistencia debido a la pendiente (F_{pte}) viene dada por la siguiente fórmula:

$$Pte = m g \operatorname{sen}(\alpha), \quad (2.8)$$

donde, m es la masa del vehículo y g , la gravedad.

2.4. Potencia en el neumático para vencer la resistencia al avance

La potencia (P) necesaria para vencer las resistencias que se oponen a la marcha del vehículo para que este se desplace longitudinalmente viene dada por la siguiente ecuación:

$$P(W) = R_t V \quad (2.9)$$

donde, R_t es la suma de todas las fuerzas de resistencia y V es la velocidad del vehículo.

2.5. Procedimiento para el cálculo del CRR Numérico

En primer lugar, para calcular el CRR del neumático, de las simulaciones numéricas realizadas se obtuvo el valor del momento aplicado que tiene el neumático al rodar sobre una superficie de asfalto. Utilizando la ecuación (2.5) se obtuvo el valor de la reacción en el eje de giro del neumático (F), ver Fig.2.8.

En segundo lugar se despejo de la ecuación (2.7) la variable CRR, la cual quedo definida como:

$$CRR = 1000 \frac{F}{p} \quad (2.10)$$

2. IMPACTO AMBIENTAL

donde F es la reacción en eje de giro del neumático y p es la carga vertical aplicada, se sustituyó el valor de la fuerza F obtenidos numéricamente y se obtuvo el CRR.

Finalmente, se compararon los valores del CRR obtenido numéricamente con valores experimentales disponibles, aportados por el grupo de investigación de Fate.

La revisión bibliográfica señala que, a lo largo de la historia, se han empleado diferentes sistemas coordenados para referir las fuerzas y momentos de los neumáticos. En el presente trabajo se utilizan la convención TYDEX [28] y en particular, el sistema de ejes ISO de la rueda TYDEX-C (“Wheel Axis System”), [29].

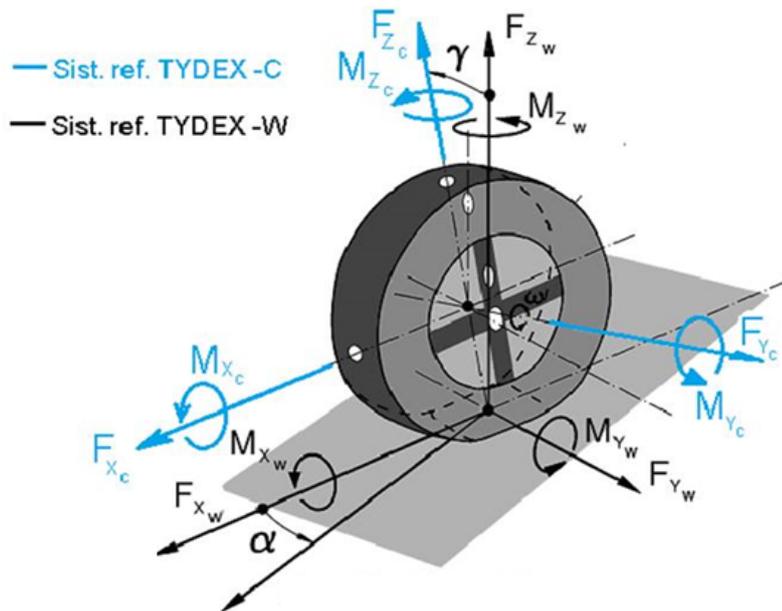


Figura 2.10: Sistema de coordenadas [1].

Capítulo 3

Neumáticos

3.1. Funcionamiento de los Neumáticos

El neumático está sujeto a grandes deformaciones producto de las elevadas cargas que tiene que soportar. Como se sabe, las características de las presiones de contacto están relacionadas con las propiedades de la compleja textura de las interfaces en contacto del neumático y del pavimento [23].

La manejabilidad y estabilidad de un automóvil dependen de las características, tanto de los neumáticos como de la estructura intrínseca del vehículo y del pavimento. Todas las interacciones vehículo-camino se realizan a través de los neumáticos, los que permiten generar fuerzas y momentos mediante los cuales se logra el control direccional del vehículo. La dependencia no lineal de las fuerzas y momentos con la carga normal del neumático ejerce una marcada influencia en las características de manejabilidad.

Los principales mecanismos físicos por los que un neumático proporciona su capacidad e adherencia con el suelo son dos: adhesión e histéresis. Ambos son descritos a continuación para el caso de una pieza cualquiera de caucho apoyada sobre una superficie rugosa.

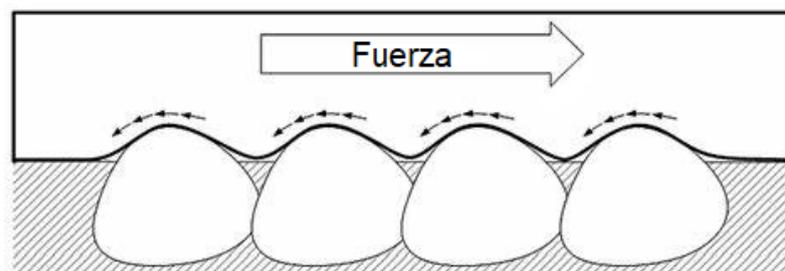


Figura 3.1: Mecanismo de adhesión.

Por **adhesión** se denomina al fenómeno por el que los átomos de dos cuerpos en contacto, sean rígidos o no, desarrollan una pequeña fuerza electromagnética de atracción mutua. La resistencia a la ruptura de estas fuerzas provoca la aparición de

3. NEUMÁTICOS

otras paralelas a la superficie de contacto, que se opondrán a cualquier movimiento relativo entre los dos cuerpos, ver Fig.3.1.

El segundo mecanismo por el cual el neumático desarrolla su adherencia y que diferencia al caucho de otros muchos materiales es la **histéresis**. El fenómeno de histéresis está presente en el caucho por su comportamiento visco-elástico.

El deslizamiento de una pieza de este material sobre una irregularidad en la superficie de contacto provoca una deformación. Cuando esta irregularidad se ha superado, el caucho tiende a recuperar su forma original y su contacto con la superficie, pero, debido a la histéresis, no lo hace de manera inmediata.

Este desfase entre causa (presión o tensión aplicada) y efecto (deformación) hace que el neumático apoyado sobre una superficie rugosa como es el asfalto —*abrace*— las irregularidades de manera asimétrica, más por delante de esa rugosidad que por detrás, en el sentido de la marcha, ver Fig.3.2. Esto genera una distribución de presiones orientada en sentido contrario al deslizamiento, lo que contribuye a la fuerza de fricción total.

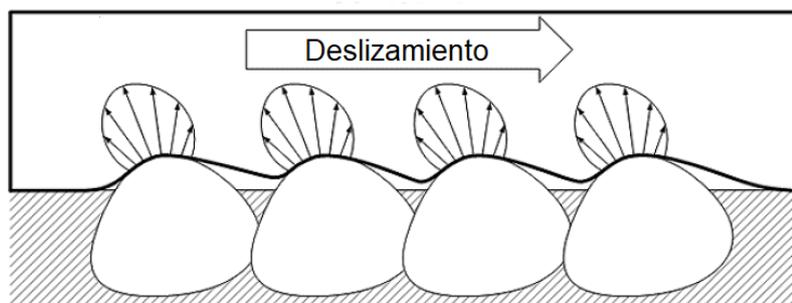


Figura 3.2: Mecanismo de histéresis.

A este fenómeno se debe que un neumático —*blado*— tenga mejor agarre que uno —*duro*—, y que la mayor tracción se obtenga cuando la rueda está sufriendo un cierto deslizamiento.

El área de la superficie de contacto entre un neumático y el suelo queda definida en gran medida por la presión de inflado y el peso que recae sobre él, y no es por lo tanto responsable de la mayor adherencia que un neumático ancho puede proporcionar.

Sin embargo, cuanto mayor es la anchura de un neumático más ancha y corta es la huella. Como se verá al describir la resistencia a la rodadura, esto reduce la magnitud de la deformación que sufre el neumático en contacto con el asfalto, lo que redundará en una distribución de presiones más homogéneas y por lo tanto más propicia para desarrollar una mayor adherencia.

Esta menor deformación permite además el empleo de compuestos más blandos en neumáticos anchos. El grado de histéresis aceptable está limitado en la última instancia por la generación de calor asociada a la deformación cíclica del caucho, que puede degradar las prestaciones del neumático y en última instancia distribuirlo. La disminución en la generación de calor debida a las menores deformaciones que sufre un neumático ancho permite el empleo de compuesto más blandos, que proporcionan una mayor adherencia. La histéresis tiene, por lo tanto, un efecto provechoso, la

3.1 Funcionamiento de los Neumáticos

adherencia con el asfalto y uno negativo, la resistencia a la rodadura, pero, como contrapartida, también su adherencia.

Sobre asfalto seco, un neumático de turismo tiene un coeficiente de rozamiento en torno a 0,8-1. Es decir, puede desarrollar una fuerza (lateral, longitudinal, combinada) entre el 80 % y el 100 % del peso que recae sobre él. Un neumático de competición puede fácilmente suplicar esos valores.

Al girar, sucesivas secciones del neumático son deformadas al entrar en contacto con el suelo, pero no recuperan de forma inmediata su forma original. Esto se traduce en una distribución de presiones desigual en la huella, más intensas en la parte delantera.

Esta distribución de presiones puede ser resumida en una única fuerza resultante, que a efectos de análisis dinámicos cause el mismo efecto sobre la rueda. Dicha fuerza tendrá una dirección vertical, y su punto de aplicación estará ligeramente desplazado por delante del eje vertical del neumático.

Como toda fuerza cuya dirección de aplicación no pase por el centro de rotación de un objeto, imprimirá al mismo un momento angular o par. En el caso del neumático, este par se opondrá a su rodadura y deberá ser vencido por la energía proveniente del motor, incrementado por tanto el consumo de combustible y reduciendo la velocidad máxima ver Fig.3.3.

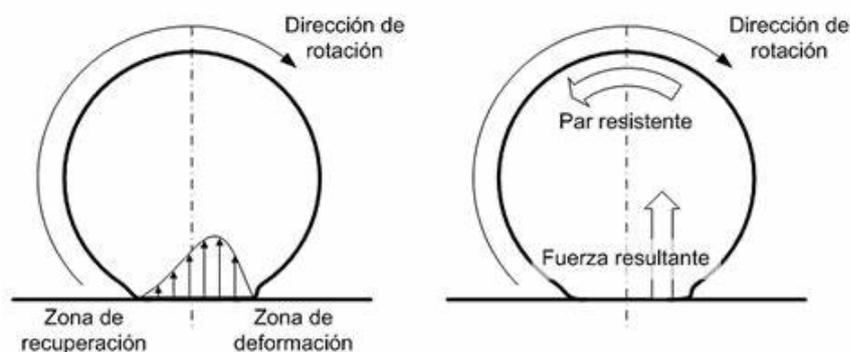


Figura 3.3: Distribución cargas en el neumático.

La resistencia a la rodadura crece con la velocidad, pero de manera reducida siempre que no se sobrepase aquella para la que el neumático fue diseñado. En tales circunstancias se puede cuantificar entre el 1 % y el 1,5 % del peso que recae sobre ella. A velocidades reducidas como las alcanzadas en tráfico urbano su valor es netamente superior a la resistencia aerodinámica, que crece con el cuadrado de la velocidad. A las velocidades desarrolladas en carretera la resistencia aerodinámica es el factor dominante de la resistencia al avance.

La resistencia a la rodadura de un neumático no es propiamente una fricción. Una fuerza de fricción tiene dirección paralela a la superficie de contacto entre dos objetos; en el caso que nos interesa, paralela al suelo. Por el contrario, la distribución de fuerzas responsable de la resistencia a la rodadura tiene una dirección normal al asfalto.

Cuando un neumático rueda sobre el asfalto seco, el contacto entre la banda de

3. NEUMÁTICOS

rodadura y el pavimento se produce en toda la superficie de la huella. Cuando lo hace sobre el asfalto lo suficientemente mojado como para que exista una película de agua sobre él, es necesario que los canales tallados sobre el neumático evacuen el agua hacia los laterales. La consecuencia de todo esto es que el área sobre la que efectivamente se genera adherencia es mucho más educida en mojado que en seco, por lo que el agarre es más reducido.

3.2. Estructura de un neumático

Básicamente, un neumático es un material compuesto cuya matriz son distintos tipos de polímeros en los que se encuentran embebidos una serie de refuerzos a través de los que se consiguen las características geométricas y mecánicas deseadas, ver Fig.3.4.

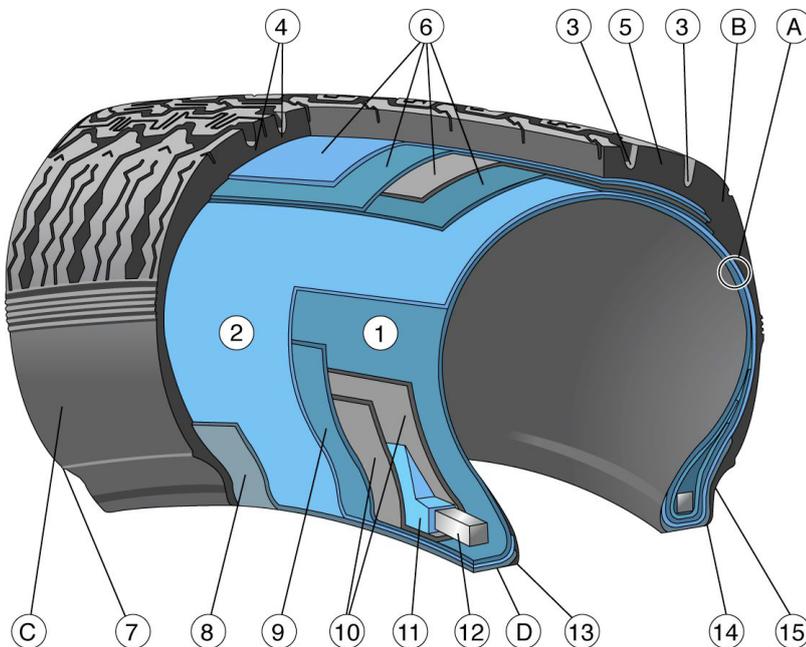


Figura 3.4: Esquema de las partes de un neumático: A) Paquete de telas que forman la carcasa, B) Banda de rodamiento, C) Flanco, D) Talón, 1) Telas internas de la carcasa, 2) Telas externas de la carcasa, 3) Surcos de la banda de rodamiento, 4) Goma de base, 5) Relieves de la banda de rodamiento, 6) Capas de rodamiento 7) Cordón de centrado, 8) Tela del borde, 9) Extremos vueltos de las telas internas de la carcasa, 10) Tela de refuerzo del talón, 11) Goma de aislamiento del cerco metálico (13), 12) Cerco metálico, 13) Punta del talón, 14) Estribo del talón, 15) Cavidad del talón.

En un neumático la parte de caucho blando que se infla y llena de aire es la cámara. La cámara es un tubo con forma toroidal que se infla y va entre el neumático y la llanta o rim, es una cámara de aire. Hay neumáticos que no llevan cámara, es decir, que el aire a presión está contenido directamente por el neumático y la llanta. En los vehículos modernos, utilizan neumáticos denominados tubeless, ya que no

necesitan de cámara de aire interna para su inflado. También existen otros tipos de neumáticos, llamados runflat, de perfiles reforzados, que son anti-pinchazos.

Observando la Fig.3.4, podemos identificar las partes más importantes del neumático las cuales son:

- **Banda de rodamiento:** la banda de rodamiento es la mayor región del neumático que se encuentra en contacto con el suelo. Esta aporta adherencia y tracción al neumático cuando este se encuentra en funcionamiento. Está diseñada para resistir el desgaste, la abrasión y el calor. Una parte importante que conforma la banda de rodadura es el dibujo. El dibujo del rodado es muy importante para la distribución de los esfuerzos y deformaciones.
- **Cinturones de la cubierta:** determinan en gran medida la resistencia del neumático. Están hechos de cables de acero muy finos y resistentes, amalgamados con la goma. Esto significa que el neumático puede resistir la tensión de los giros, y no se expande debido a la rotación del neumático. Es además lo suficientemente flexible para absorber las deformaciones causadas por los obstáculos del suelo.
- **Cinturón de tapa:** esta importante capa de seguridad reduce la fricción causada por el calor y ayuda a mantener la forma del neumático cuando se maneja a alta velocidad. Para evitar el estiramiento centrífugo del neumático, se utilizan cables reforzados a base de nylon incrustados en una capa de la goma y alrededor de la circunferencia del neumático.
- **Cinturón de corona (o lonas de cima):** ofrecen una base rígida para la banda de rodamiento.
- **Sellante:** el Sellante es una capa hermética de caucho, el cual reemplaza la función de las cámaras.
- **Capa radial:** la capa radial, junto con los cinturones, contienen la presión del aire. Esta capa se ubica sobre el Sellante, está constituida por cables de fibra textil, amalgamada en la goma. Estos cables determinan en gran medida la resistencia del neumático y le ayudan a resistir la presión. Los neumáticos estándar contienen cerca de 1.400 cables, y cada uno puede resistir una fuerza de 15 kg.
- **Costado(pared):** el caucho, que constituye el Costado(pared), está especialmente compuesto para resistir la flexión y la intemperie proporcionando al mismo tiempo protección a la capa radial.
- **Relleno:** son piezas de caucho, con características seleccionadas, se usan para llenar el área de la ceja (talón) y la parte inferior del costado (pared) para proporcionar una transición suave del área rígida de la ceja, al área flexible del costado.
- **Área del talón inferior:** es allí donde el neumático se adhiere al aro de metal.

3. NEUMÁTICOS

- **Talones:** Es un cuerpo de alambres de acero de alta resistencia utilizado para formar una unidad de gran robustez. Se ajustan con firmeza en contra del aro del neumático para garantizar un calce hermético y mantener el neumático ubicado correctamente en el aro. Cada cable puede resistir una carga de hasta 1.800 kg sin comprometer el frenado. Existen ocho en el auto, dos por neumático. Equivalen a un total de 14.400 kg de fuerza de resistencia. Un auto promedio pesa cerca de 1.500 kg.

3.3. Construcción de los neumáticos

Dependiendo de la orientación de los hilos que conforman los refuerzos, los neumáticos se clasifican en diagonales o radiales, ver Fig 3.5..

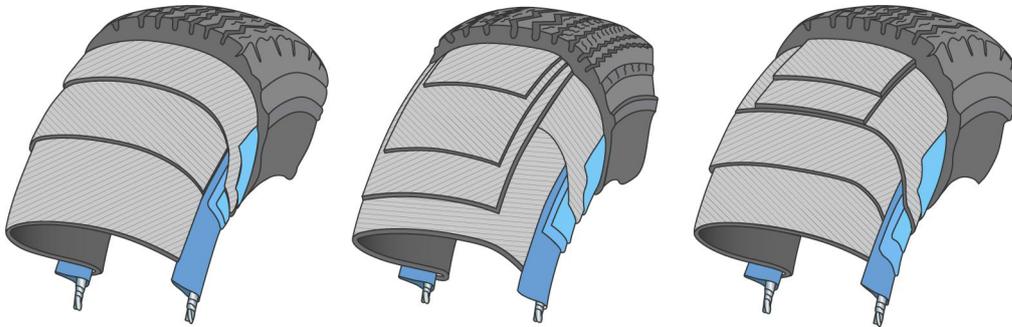


Figura 3.5: Tipos de construcción: 1) Diagonal o convencional 2)Radial o cinturado. 3)Diagonal con cinturón o cinturado.

La carcasa de un neumático diagonal está constituida de capas de lonas de cables dispuestas en diagonal, ver Fig 3.6.

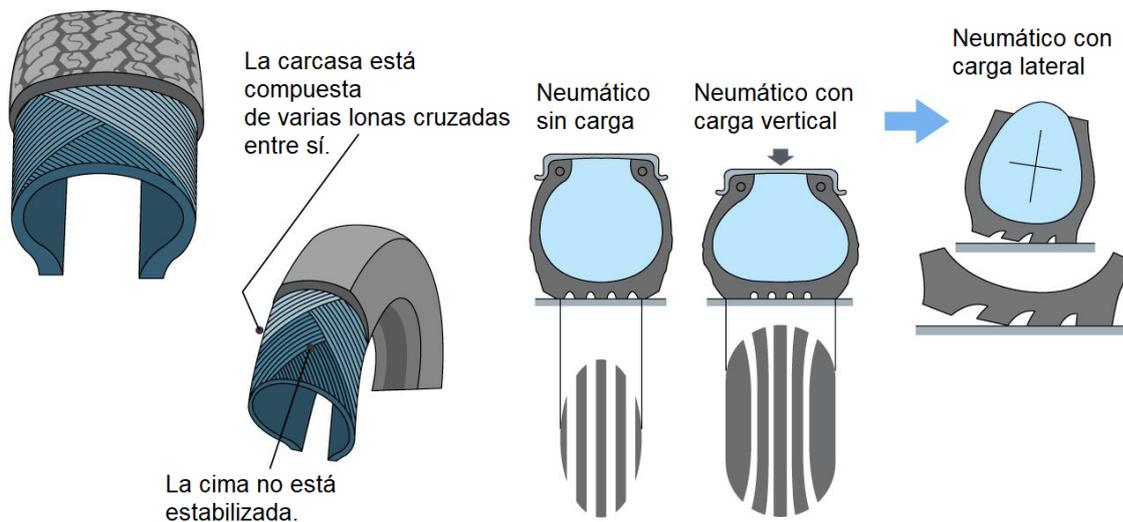


Figura 3.6: Estructura Diagonal.

3.3 Construcción de los neumáticos

Las capas se apilan de manera que crean un patrón entrecruzado (formas rómbicas). La estructura es uniforme por todas partes. La cima y los flancos del neumático poseen propiedades mecánicas similares. Era el tipo de neumáticos más usado hasta la aparición de los neumáticos radiales. Al trabajar bajo carga, se deforman los elementos rómbicos y el caucho que los tiene embebidos, provocando calentamientos y micro deslizamientos entre banda de rodamiento y la superficie de asfalto, lo que constituye una de las principales causas del desgaste y resistencia a la rodadura, ver Fig 3.6.

Los de tipo radial son el estándar para casi todos los automóviles modernos. Siendo los neumáticos radiales los más usados. En el diseño radial, la carcasa está formada por cordones que van de talón a talón en ángulo recto respecto a la banda de rodamiento. Por este motivo, la banda de rodamiento está dotada de mayor rigidez, lo que hace disminuir sus deformaciones, aumentando la superficie de contacto con el suelo, presentando las siguientes ventajas: i) menor generación de calor y, como consecuencia, menor disipación de energía.ii) menor desgaste y más uniforme.iii) mayor adherencia longitudinal y transversal.iv) mayor rigidez de deriva, ver Fig3.7.

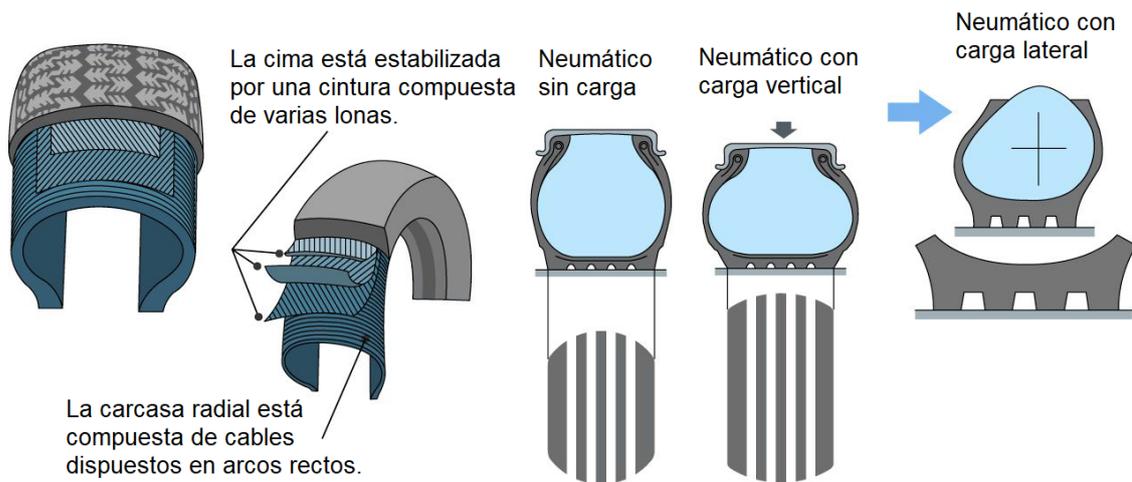


Figura 3.7: Estructura radial.

Debido a sus flancos laterales más blandos, la cima de los neumáticos radiales se adhiere a la carretera al establecer contacto. Su huella, más corta pero más ancha que la de los neumáticos diagonales, proporciona un mayor agarre durante las inclinaciones pronunciadas en las curvas. La presión del aire en contacto con la superficie del neumático, se distribuye más eficazmente en los neumáticos radiales, lo que permite un desgaste más uniforme de la banda de rodadura con el paso del tiempo, ver Fig3.7.

Los neumáticos radiales también proporcionan un mayor confort a velocidades más altas, gracias una vez más a sus flancos más blandos, que absorben mejor los impactos contra las irregularidades de la carretera. Por otro lado, los neumáticos diagonales son capaces de transportar una carga más pesada, porque sus paredes

3. NEUMÁTICOS

laterales son más rígidas. A velocidades altas, los neumáticos diagonales pueden deformarse tanto que sus prestaciones se pueden ver afectadas. En última instancia, los neumáticos diagonales son apropiados para vehículos que se desplazan a velocidades moderadas, con motores de pequeña o mediana cilindrada, y con chasis flexibles. También son adecuados para motos pesadas o para las que van muy cargadas. Los neumáticos radiales son necesarios en vehículos más potentes, de chasis muy rígido, y para fines más deportivos. Permiten alcanzar índices de velocidad (ZR), por encima de los 240 km/h.

3.3.1. Dibujo de la banda de rodadura

La interacción entre el neumático y el camino está directamente relacionada con el dibujo del rodado. En términos generales se puede decir que un patrón o dibujo de rodado de neumático consiste en formar canales longitudinales, y oblicuos en la periferia del mismo ver Fig.3.8.

Esto trae aparejados notables cambios, como ser la modificación de las zonas de contacto, variaciones en la rigidez del rodado y cambios en las distribuciones de esfuerzos y deformaciones [30]. La única razón técnica de la existencia del dibujo de rodado es mejorar la tracción y manejabilidad ante la presencia de agentes contaminantes como agua, hielo, nieve, barro, etc. [31]. En un camino totalmente libre de estos contaminantes el patrón del dibujo de rodado sería innecesario. El patrón de rodado es una necesidad de ingeniería para la tracción y manejabilidad.



Figura 3.8: Dibujo del rodado.

En base a lo expresado anteriormente, se puede decir que se producirán cambios en las características de un neumático con dibujo de rodado frente a su contraparte lisa, estos cambios son una disminución de un 20 % en los indicadores de desempeño como ser: el coeficiente de rigidez de virado, el coeficiente de autoalineación, la rigidez lateral y la rigidez torsional, [2]. El número de costillas y la separación entre canales (grooves) afectan principalmente las características de evacuación de agua. El ancho

de canales, la relación lleno vacío, las dimensiones de las ranuras de los hombros y su orientación impactan sobre la tracción, la manejabilidad y las direcciones de evacuación de agua [31].

Existen tres tipos de dibujo para el rodado. Por un lado, están los simétricos, ver Fig.3.9, estos tienen un menor nivel de avance tecnológico, menores costos de diseño, dos mitades en las que el neumático tiene el mismo dibujo, independientemente de la posición o el sentido en que giren los neumáticos presentan los mismos parámetros. Son habituales en los autos antiguos y modelos de autos actuales económicos.



Figura 3.9: Dibujo simétrico del rodado.

Por otro lado, están los asimétricos, estos presentan un dibujo diferente a ambos lados, buena adherencia al tomar curvas a alta velocidad, efectividad para expulsar agua. La Fig.3.10 muestra como el agua escurre. Actualmente son los más utilizados y recomendables. Tiene bloques para tracción en seco y pequeños para tracciones en pisos mojados. Si no dice: este lado afuera, no es asimétrico.



Figura 3.10: Dibujo asimétrico del rodado.

Finalmente, se encuentra el dibujo direccional. Estos tienen una mayor efectividad en expulsar el agua, un alto índice de protección ante el efecto de aquaplaning. La figura 3.11 derecha, muestra como el agua escurre. Este tipo de dibujo tiene buenas propiedades de tracción, se utilizan para zonas de mucha lluvia y/o nieve. Llevan una flecha en el perfil (talón), que indica la dirección de giro. Si no la tiene, no es direccional. En la zona del rodado, el dibujo forma flechas apuntando la dirección de desplazamiento. Son neumáticos especialmente diseñados para pisos mojados.



Figura 3.11: Dibujo direccional del rodado.

3.4. Nomenclatura

Existen neumáticos para muchos tipos de vehículos terrestres tales como para automóviles, camionetas, maquinas especiales, entre otros.

Los parámetros principales a tener en cuenta en lo que a sus dimensiones refiere se muestran en la Figura 3.12.



Figura 3.12: Parámetros del neumático y llanta .

Las unidades en la que se expresan dependen de cada parámetro, por ejemplo, el diámetro de la llanta se expresa en pulgadas mientras que el ancho del neumático en milímetros. La capacidad de carga, y la velocidad máxima del neumático se expresa mediante números normalizados, que tienen asociado un valor numérico con su respectiva unidad. Por ejemplo 87 indica que soporta 600 Kg, mientras que la letra

3.5 Especificaciones del neumático estudiado

"W" significa que la velocidad máxima que puede alcanzar es 240 Km/h. La relación altura/ancho, conocida como relación nominal de aspecto (RNA), es un parámetro que se define como:

$$RNA = \frac{\text{Altura}}{\text{Ancho}} * 100 \quad (3.1)$$

Para poder identificarlos es necesario definir características mediante parámetros geométricos y de prestaciones que deben ser comunes a todos ellos. Existen varios estándares para su designación y asociación como ser: The Tire and Rim Association (TRA) y la European Tyre and Rim Technical Organisation (ETRTO), los cuales se encargan de generalizar y orientar para conseguir una designación en común dentro de su ámbito. En la Fig. 3.13 se presenta una designación típica utilizada para automóviles de pasajeros.

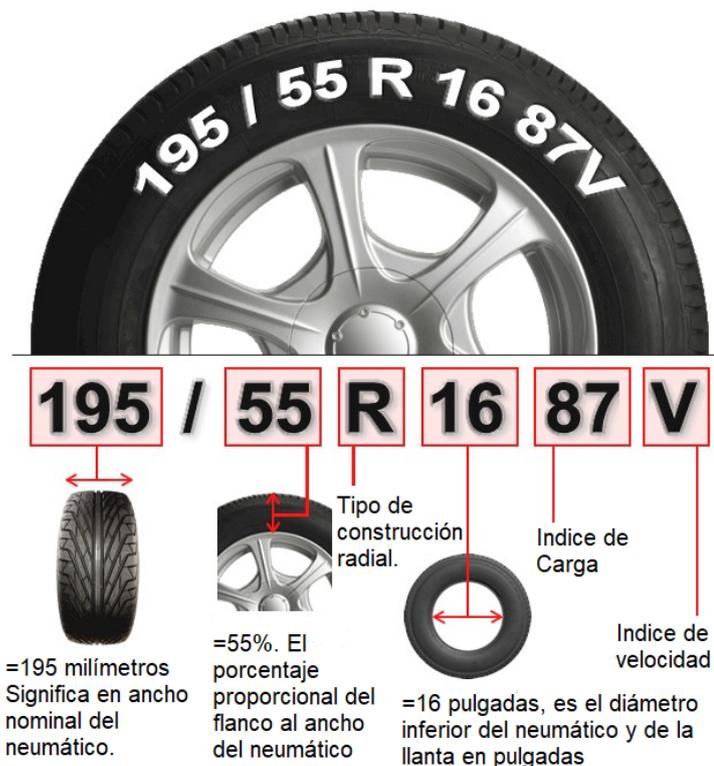


Figura 3.13: Parámetros del neumático.

3.5. Especificaciones del neumático estudiado

Para el estudio desarrollado en este trabajo, se utiliza el neumático modelo Eximia 185/65R15, el cual se utiliza en automóviles de pasajeros. El ancho nominal del neumático es de 185 [mm], el RNA es 65% y el diámetro de la llanta es de 16". Este neumático es de construcción radial y es fabricado por la empresa FATE S.A.I.C.I.

El modelo del neumático adoptado, cuenta con cuatro lonas de refuerzo, las cuales están distribuidas estratégicamente en el neumático, para lograr la resistencia

y rigidez necesaria.

Los sólidos de caucho que llevan refuerzos de fibras se llaman:

- Cap.
- Absorbedor 2.
- Absorbedor 1.
- Pliego.

La ubicación exacta de estas regiones en el neumático, como así también sus dimensiones son datos confidenciales de la empresa.

3.6. Generación del modelo CAD del neumático estudiado

La geometría del neumático estudiado se generó con el modulo CAD del software Nx-Samcef. Las curvas de la geometría fueron aportadas por el grupo de investigación de FATE S.A.I.C.

En la Fig.3.14 podemos ver el perfil del neumático, mediante un perfilometro se obtuvieron las curvas 2D de la geometría.

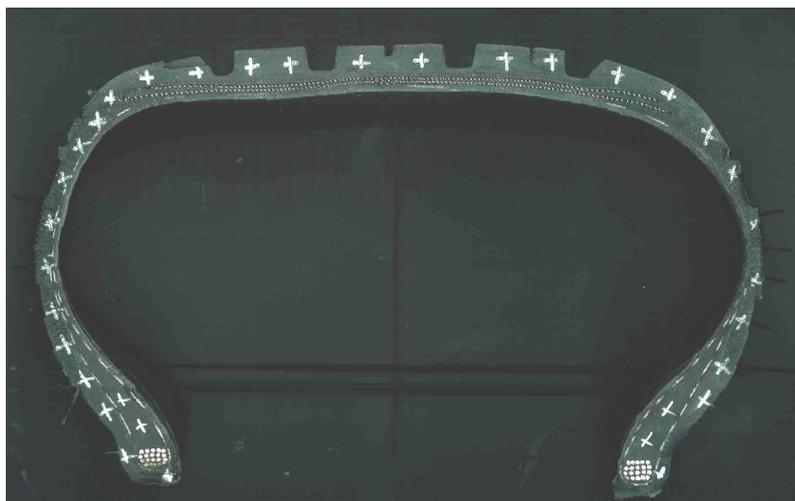


Figura 3.14: Perfil del neumático estudiado.

Mediante distintas operaciones de revolución, se generó el modelo 3D completo del neumático. Las geometrías generadas tienen una tolerancia de 0.010 [mm], ver Fig.3.15.



Figura 3.15: Geometría generada.

Luego de tener generado el modelo del neumático cerrado, se realizó una división de geometría. Se separó el neumático en dos partes iguales, completamente simétricas, para facilitar la generación de las mallas, ver Fig.3.16.

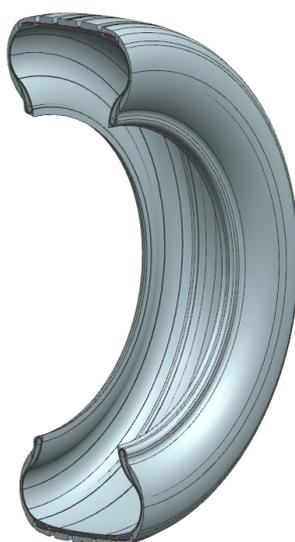


Figura 3.16: Corte del neumático estudiado.

3.7. Dibujo de la banda de rodadura del neumático estudiado

El rodado tiene un dibujo que presenta cuatro canales circunferenciales. En este trabajo no se modelan los canales transversales ya que los mismos solo tienen la función de escurrir el agua que llega a los neumáticos. En la Fig.3.17 se puede observar el dibujo del rodado del neumático estudiado.

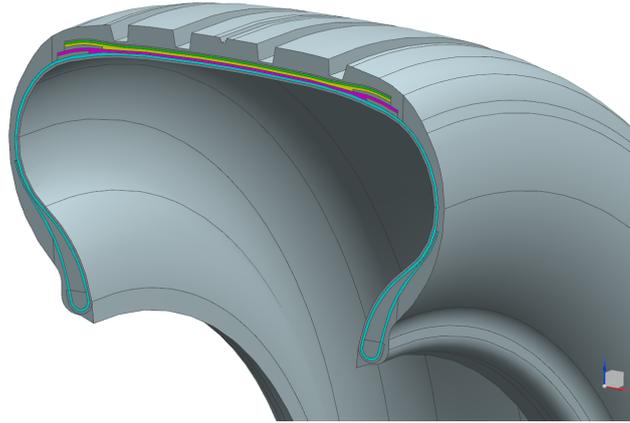


Figura 3.17: Dibujo del rodado.

Se puede observar en la Fig.3.17 que en canal central el rodado tiene un pequeño canal, esto se hizo para aliviar las tensiones de contacto en los primeros instante donde el neumático entra en contacto con la superficie de asfalto.

También es importante destacar que se trabajó la geometría del neumático, para que esta resulte más fácil de mallar los refuerzos. todas las modificaciones se hicieron respetando los ángulos de las curvas exteriores, ya que estas influyen en los resultados. Se trabajó puntualmente en la terminación de los cauchos que llevan refuerzos. Inicialmente, estos terminaban en "punta", esta situación hacia muy difícil realizar la discretización los refuerzos en esos puntos. Por lo cual, se decido que la terminación se haga en un ángulo recto facilitando de esta manera el mallado de la región. Es importante destacar que cada modificación de la geometría se hizo paulatinamente. Cada uno de los cambios implicó, actualizar las restricciones de acople, mallas, y realizar un respectivo análisis modal.

Capítulo 4

Comportamiento del material

4.1. Descripción general

Cuando un vehículo se encuentra en movimiento, sus neumáticos están sujetos a una deformación que genera una disipación de energía en forma de calor. La flexibilidad del neumático absorbe la irregularidad del pavimento generando una superficie de contacto donde se disipa la energía por deformación viscoelástica además de la producida por la fricción, causando finalmente resistencia a la rodadura (CRR) [5].

La resistencia a la rodadura está definida como la energía que consume un neumático por unidad de distancia recorrida. El valor de la Resistencia a la Rodadura de un neumático tiene un impacto directo en el consumo de combustible de un automóvil y, por ende, en el medio ambiente [29].

Es fundamental conocer las propiedades de los materiales que constituyen al neumático, pues su comportamiento hiper-viscoelástico es el responsable del consumo de energía de deformación en forma de calor que se disipa. Éste es el motivo por el cual se realizaron ensayos a los diferentes compuestos para poder caracterizar los modelos constitutivos a utilizar en los modelos.

En este capítulo se propone una formulación para caracterizar el comportamiento hiper-viscoelástico del neumático.

4.2. Material

Un neumático es una pieza toroidal formada por un material compuesto cuya matriz comprende distintos tipos de cauchos, en los que se encuentran embebidos distintos tipos de refuerzos como ser fibras de acero, nylon, poliéster entre otros.

El neumático estudiado en este trabajo final de grado, está constituido por un total de nueve tipos de cauchos distintos y tiene cuatro refuerzos de fibras de acero, nylon y poliéster. Al ser de construcción radial los refuerzos se encuentran en la región del rodado.

Los materiales tipo caucho que integran el neumático, son elastómeros con un comportamiento no lineal, isotrópico, hiperelástico y cuasi-incompresible, para modelar este material se utilizó un modelo constitutivo del tipo NeoHookeano.

4. COMPORTAMIENTO DEL MATERIAL

Los refuerzos, son materiales ortotrópicos [32] y fueron modelados como laminas unidireccionales. Estas láminas de refuerzo se colocaron debajo del solido de caucho en el cual físicamente se encuentran embebidas (están embebidas en el sólido que refuerzan). En la Fig.5.3, se muestra un esquema de la ubicación del solido NeoHookeano y la lámina de refuerzo.

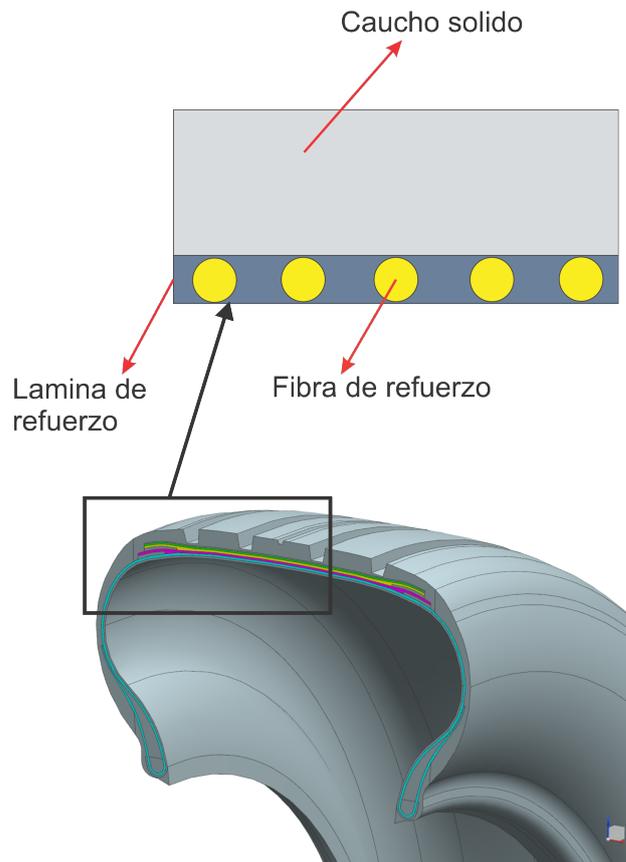


Figura 4.1: Esquema representativo de los refuerzos del neumático.

4.2.1. Ensayos

El Laboratorio de Desarrollo de Materiales de FATE S.A.I.C.I tiene la capacidad de realizar ensayos físicos y mecánicos. Uno de ellos es el de DMA (Dynamic Mechanical Analysis), el cual resulta muy útil para obtener el módulo de almacenamiento y el módulo de pérdida de un material viscoelástico, como funciones de la frecuencia de deformación [33].

4.3. Viscoelasticidad del caucho

La resistencia a la rodadura, la amortización interna y el comportamiento térmico de un neumático están influenciados por la viscoelasticidad del caucho. [33] señalan que la propiedad de viscoelasticidad del caucho tiene una influencia significativa en

la performance de los neumáticos, como ser: la resistencia a la rodadura, la tracción, la respuesta de dirección [34].

Las propiedades del material viscoelástico, como la tensión de relajación y la fluencia, dependen del tiempo y la temperatura, así como de la frecuencia. Por lo tanto, es esencial caracterizar correctamente la propiedad viscoelástica del caucho, para dar una predicción realista del rendimiento de los neumáticos.

Los diferentes métodos de prueba disponibles para la caracterización de la propiedad viscoelástica del material son: el ensayo de relajación de tensiones y el ensayo de deformación, por deformación en el dominio del tiempo o el Análisis mecánico dinámico (DMA) en el dominio de la frecuencia.

4.3.1. Modelado de la Viscoelasticidad

Para modelar el comportamiento de un material viscoelástico, utilizando los coeficientes de una Serie de Prony [35], se utiliza la siguiente expresión:

$$\mathbf{S} = \int_0^t g(t - \tau) \frac{\partial^2 W}{\partial E^2} \dot{E} d\tau, \quad (4.1)$$

esta ecuación se puede re-escribirse como:

$$\mathbf{S} = \int_0^t g(t - \tau) \frac{\partial^2 \dot{W}}{\partial E} d\tau, \quad (4.2)$$

donde, \mathbf{S} es el segundo tensor tensión de Piola-Kirchhoff, E la tensión de Green y W es una energía de deformación. La ecuación 4.2 es una formulación integral hereditaria.

Realizando una integración por partes tenemos entonces:

$$\begin{aligned} \mathbf{S} &= \left[g(t - \tau) \frac{\partial W(\tau)}{\partial E} \right]_0^t - \int_0^t \frac{\partial g(t - \tau)}{\partial \tau} \frac{\partial W(\tau)}{\partial E} d\tau, \\ \mathbf{S} &= \frac{\partial W(t)}{\partial E} + \int_0^t \dot{g}(t - \tau) \frac{\partial W(\tau)}{\partial E} d\tau, \end{aligned} \quad (4.3)$$

donde, la primera derivada de W con respecto a E es igual a 0, en el tiempo 0, y la función g es igual a 1 en el tiempo 0. Si introducimos el tiempo relativo como, $\tau' = t - \tau$ finalmente encontramos:

$$\mathbf{S} = \frac{\partial W(t)}{\partial E} + \int_0^t \dot{g}(\tau') \frac{\partial W(t - \tau')}{\partial E} d\tau'. \quad (4.4)$$

Respecto, a la ecuación 4.4 se puede decir que la formulación integral no es adecuada para el análisis numérico ya que se debe mantener en memoria todo el historial de las deformaciones desde el tiempo 0 para todos los puntos de Gauss. Una solución, es adoptar funciones en serie para g . Utilizamos para describir esta parte de la ecuación la llamada serie Prony:

$$g = 1 - \sum_i W_I (1 - e^{-\frac{t}{\tau_i}}), \quad (4.5)$$

4. COMPORTAMIENTO DEL MATERIAL

donde τ_i son los tiempos característicos y W_i son los coeficientes de ponderación.

Finalmente, reemplazando la ecuación 4.5 en la ecuación 4.4 se puede calcular la tensión del material en cualquier momento. La tensión instantánea \mathbf{S}_0 se calcula a partir de la primera derivada de la energía de deformación W , con respecto a la deformación, entonces se define como:

$$\mathbf{S} = \frac{\partial W}{\partial E} [1 - \sum W_I (1 - e^{-\frac{t}{\tau_i}})]. \quad (4.6)$$

Después de un tiempo muy largo (mucho mayor que los tiempos característicos del material), la tensión se vuelve igual a:

$$\mathbf{S}_\infty = \frac{\partial W}{\partial E} [1 - \sum W_I]. \quad (4.7)$$

A partir de la ecuación 4.7, podemos definir las propiedades elásticas a largo plazo como:

$$\mathbf{S}_\infty = \frac{\partial W_\infty}{\partial E}. \quad (4.8)$$

La ecuación 4.8 hace referencia que para un tiempo infinito, el material viscoelástico se amortigua como un material lineal elástico

Analizando la ley que describe al material viscoelástico, la cual depende de la velocidad de deformación, se tomaron las siguientes consideraciones.

- Se implementará un paso de tiempo automático. Los tiempos característicos τ_i indican que tan rápido se va a amortiguar el material. Por lo cual, el paso de tiempo utilizado en la simulación del modelo debe ser ajustado constantemente. Una solución es usar un paso de tiempo automático, donde el intervalo de tiempo se ajusta para mantener el error local por debajo del límite establecido.
- Se utilizará el método de convergencia de Ricks. Los materiales viscoelásticos son compatibles con este método, el cual facilita la convergencia del problema.

4.3.2. Ensayo del material viscoelástico

Para calcular las propiedades viscoelásticas del caucho, el Laboratorio de Desarrollo de Materiales de FATE S.A.I.C.I tiene la capacidad de realizar ensayos físicos y mecánicos. Uno de ellos es el análisis mecánico dinámico (DMA).

El DMA es una técnica útil para la caracterización experimental del material viscoelástico que va a sufrir deformaciones pequeñas. El DMA mide la rigidez y las propiedades de amortiguación viscoelástica, bajo una vibración dinámica, cargando la probeta a diferentes temperaturas. La técnica es aplicable a prácticamente todos los polímeros, incluidos elastómeros, termoplásticos, termoestables, películas y fibras de estos materiales. Este análisis, es una técnica interesante por su facilidad de uso y su capacidad de extraer grandes cantidades de datos experimentales de unos pocos experimentos, esto prueba que es también uno de los análisis más sensibles para determinar, por ejemplo, los coeficientes de la serie de Prony.

En los experimentos DMA, una máquina de prueba especializada aplica una fuerza sinusoidal o un desplazamiento a una muestra de prueba y se mide la respuesta

resultante. Para materiales viscoelásticos la respuesta medida se retrasa con respecto a la onda de tensión de entrada y este retraso se conoce como el ángulo de fase, δ .

Del ensayo DMA se pueden obtener los valores del módulo de almacenamiento y pérdida del material y con ello el módulo efectivo del material.

El módulo efectivo, llamado módulo complejo, E^* puede obtenerse dividiendo la amplitud de la tensión con la amplitud de la deformación. El módulo complejo puede ser descompuesto adicionalmente en un módulo de almacenamiento E' , que está en fase con la carga aplicada y un módulo de pérdida E'' , que está fuera de fase con la carga aplicada. El módulo de almacenamiento es directamente relacionado con las capacidades de almacenamiento de energía del material, y el módulo de pérdida está relacionado con el calor disipado (histéresis). Otro valor comúnmente utilizado es $\tan(\delta)$, que es la relación de la pérdida del módulo de almacenamiento, es decir $\tan(\delta) = E''/E'$. Estas variables son dependientes de la temperatura y la frecuencia de carga. El objetivo de los experimentos de DMA es determinar cómo estas cantidades viscoelásticas dependen de la temperatura y frecuencia de carga.

Los módulos de almacenamiento y pérdida se pueden calcular de forma analítica según las siguientes expresiones:

$$E'(\omega) = E_\infty \left(1 - \sum_{i=1}^N \bar{g}_i^P\right) + E_\infty \sum_{i=1}^N \frac{\bar{g}_i^P \tau_i^2 \omega^2}{1 + \tau_i^2 \omega^2}, \quad (4.9)$$

$$E''(\omega) = E_\infty \sum_{i=1}^N \frac{\bar{g}_i^P \tau_i \omega}{1 + \tau_i^2 \omega^2}, \quad (4.10)$$

donde, E_∞ es el módulo infinito, \bar{g}_i^P son los coeficientes de Prony, τ_i son los tiempos de relajación y ω es la frecuencia.

El procedimiento experimental para realizar DMA se describe tanto en las normas ASTM [36] e ISO [37]. Los experimentos de DMA se puede realizar en muchos modos diferentes de carga, por ejemplo, tensión uniaxial, compresión, cizallamiento, flexión o torsión. El modo de carga y el enfoque que se usa en el experimento lo determina la máquina de prueba DMA particular que se usa. Para los Cauchos, el enfoque experimental más común es seleccionar una frecuencia y amplitud de vibración constante, y luego medir la respuesta del material en función de la temperatura. Siguiendo las pautas estándar [37], [36], la temperatura se barre de manera escalonada con incrementos constantes de temperatura que se mantienen durante un cierto tiempo.

Para conocer el valor de las constantes viscoelasticas de los cauchos que constituyen el neumático analizado se tomaron muestras de cada uno de ellas y se realizó un ensayo DMA para una frecuencia baja de unos 11 Hz, está en la frecuencia para un neumático que está girando a una velocidad de 80 Km/h. Durante las pruebas realizadas, se usaron las mismas muestras que el ensayo realizado para caracterizar las propiedades del material hiperelásticos.

4.3.3. Resultados del ensayo

Mediante los ensayos realizados por el grupo de investigación de FATE S.A.I.C.I en el Laboratorio de Desarrollo de Materiales, se obtuvieron los E'' y E' . Utilizando

4. COMPORTAMIENTO DEL MATERIAL

las ecuaciones 4.9 y 4.10 se obtuvieron los tiempos característicos y los coeficientes de Prony para todos los materiales. Se barrieron temperaturas desde los 254 ° C hasta los 60 ° C, con una variación de 5° C, por medición realizada. Se realizó un ajuste de los coeficientes de la serie que se obtuvieron, este se realizó utilizando una herramienta de optimización [38], ver Fig.4.2. Dichos valores, quedan resguardados, ya que son datos confidenciales de la empresa.

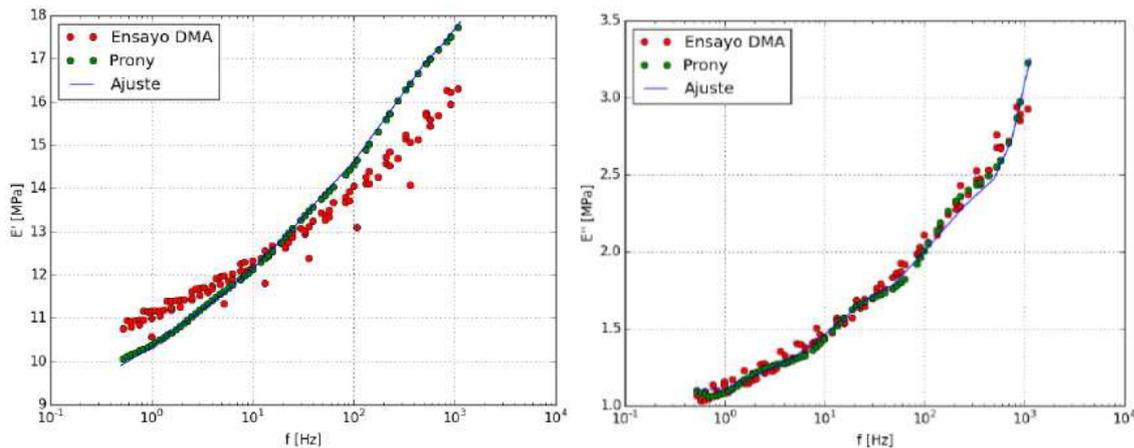


Figura 4.2: Respuesta del modelo del material luego de la calibración.

En la Fig.4.2 se observa la respuesta de los modelos de los materiales luego de la calibración correspondiente. El ajuste de la curva respecto a los datos de ensayo para el módulo de pérdidas es muy preciso, pero no es así para el módulo de almacenamiento. Sin embargo, en el rango de frecuencias de deformación en el que trabaja la cubierta (aproximadamente 10 – 300 Hz) se tiene un error menor al 10 % en el ajuste del módulo de almacenamiento.

Para el objetivo propuesto, se puso más énfasis en que esté mejor ajustado el módulo de pérdidas para tener una representación de la energía disipada por la deformación de la estructura debida a fenómenos viscoelásticos.

4.4. Caucho - Modelos constitutivos para materiales Hiperelásticos

Para muchos materiales, los modelos elásticos lineales no describen con precisión el comportamiento del material observado. El ejemplo más común de este tipo de material es el caucho, cuya relación tensión-deformación puede definirse como no elástica, isotrópica, incompresible y generalmente dependiente de la velocidad de deformación. La hiperelasticidad proporciona un medio para modelar el comportamiento de la relación tensión-deformación de dichos materiales, mediante una función de densidad de energía de deformación [32].

Ronald Rivlin y Melvin Mooney desarrollaron los primeros modelos hiperelásticos, siendo los más difundidos el modelo Neo-Hookeano (NH) y Mooney-Rivlin.

Desde entonces, se han desarrollado muchos otros modelos hiperelásticos. Otros modelos de material hiperelástico ampliamente utilizados incluyen el modelo Ogden y el modelo Arruda-Boyce.

Según experiencia propia del grupo de investigación de FATE S.A.I.C.I, el modelo NH arroja muy buenos resultados ya que los valores de tensiones están bien representados en el rango de deformaciones al cual se ven sometidos los neumáticos en condiciones de trabajo. Por otro lado, este modelo solamente necesita de una sola constante del material, para caracterizar el comportamiento, que se obtiene experimentalmente del módulo de almacenamiento a baja frecuencia de la Serie de Prony[35].

Un sólido NH es un modelo de material hiperelástico, similar a la ley de Hooke, que puede usarse para predecir el comportamiento no lineal de la relación tensión-deformación de los materiales que sufren grandes deformaciones. El modelo NH no tiene en cuenta la liberación disipativa de energía en forma de calor.

A diferencia de los materiales elásticos lineales, la curva de tensión-deformación de un material NH no es lineal. El comportamiento de un sólido NH, inicialmente es lineal, luego el material se ablanda y finalmente se vuelve más rígido, ver Fig. 4.3. Mientras que, bajo compresión, tienen una respuesta bastante rígida.

Antes de describir la ley constitutiva del modelo NH, se van a desarrollar brevemente algunos conceptos importantes.

4.4.1. Hiperelasticidad Isotrópica

Un cuerpo hiperelástico genérico \mathcal{B} se caracteriza por la existencia de un potencial escalar $W(\mathbf{F}, \mathbf{p})$ donde el primer tensor de Piola-Kirckhofstress se puede obtener como:

$$\mathbf{P}(\mathbf{F}, \mathbf{p}) = \frac{\partial W(\mathbf{F}, \mathbf{p})}{\partial \mathbf{F}}, \quad (4.11)$$

donde $\mathbf{p} \in \mathcal{B}$ denota puntos materiales de \mathcal{B} y el tensor de segundo orden \mathbf{F} es el correspondiente gradiente de deformación. La función escalar W se denomina función de energía de tensión o energía almacenada.

El requisito de la invariabilidad del marco de W junto con el supuesto de la isotropía material introduce simplificaciones en la representación de la función de la energía de la tensión. En ese caso la energía de la tensión puede expresarse como una función de los principales invariantes $I_i(\mathbf{B})$ del tensor de tensión Cauchy-Green izquierdo $\mathbf{B} := \mathbf{F}\mathbf{F}^T$. Por lo tanto,

$$W(\mathbf{F}) = \tilde{W}(\mathbf{B}) = \bar{W}(I_1, I_2, I_3), \quad (4.12)$$

donde,

$$I_1 = \text{tr}[\mathbf{B}], \quad I_2 = \frac{1}{2}[I_1^2 - \text{tr}[\mathbf{B}^2]], \quad I_3 = \det[\mathbf{B}]. \quad (4.13)$$

Empleando la representación 4.12, la función constitutiva del tensor de tensión de Kirckof, $\boldsymbol{\tau} = \mathbf{P}\mathbf{F}^T$, puede escribirse como

$$\boldsymbol{\tau} = 2 \frac{\partial \tilde{W}}{\partial \mathbf{B}} \mathbf{B}. \quad (4.14)$$

4. COMPORTAMIENTO DEL MATERIAL

La respuesta de la tensión de un sólido hiperelástico isotrópico puede refundirse en la forma

$$\boldsymbol{\tau} = \mathbf{J}(\beta_0 \mathbf{I} + \beta_1 \mathbf{B} + \beta_{-1} \mathbf{B}^{-1}), \quad (4.15)$$

donde $J = \det[\mathbf{F}]$ y los coeficientes escalares $\beta_\Gamma = \beta_\Gamma(I_1, I_2, I_3)$ ($\Gamma = 0, 1, -1$) son las funciones de la respuesta elástica que, en términos de la función de energía de tensión 4.12, se expresan como

$$\begin{aligned} \beta_0 &= \frac{2}{\sqrt{I_3}} \left[I_2 \frac{\partial \bar{W}}{\partial I_2} + I_3 \frac{\partial \bar{W}}{\partial I_3} \right] \\ \beta_1 &= \frac{2}{\sqrt{I_3}} \frac{\partial \bar{W}}{\partial I_1} \\ \beta_{-1} &= -2\sqrt{I_3} \frac{\partial \bar{W}}{\partial I_2} \end{aligned} \quad (4.16)$$

Una forma importante para W , es la representación en términos de los estiramientos principales (valores propios de \mathbf{U}), es decir.

$$W(\mathbf{F}) = \hat{W}(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3), \quad (4.17)$$

En ese caso, los valores propios τ_i del tensor de tensiones de Kirchhoff están dados por

$$\tau_i = \lambda_i \frac{\partial \hat{W}}{\partial \lambda_i} \quad (4.18)$$

Con la función constitutiva 4.18, desarrollada en términos de las tensiones principales de Kirchhoff, el tensor de tensión de Kirchhoff puede ser fácilmente calculado a través de la siguiente expresión:

$$\boldsymbol{\tau}_i = \sum_1^3 \tau_i \mathbf{M}_i = \sum_1^3 \lambda_i \frac{\partial \hat{W}}{\partial \lambda_i} \mathbf{M}_i \quad (4.19)$$

donde \mathbf{M}_i son las proyecciones propias de \mathbf{B} , es decir, los tensores de segundo orden definidos por

$$\mathbf{M}_i = \mathbf{e}_i \otimes \mathbf{e}_i \quad (4.20)$$

con \mathbf{e}_i , que es el vector propio unidad de \mathbf{B} . Las fórmulas explícitas para el cálculo de los valores propios y los tensores de proyección propia se dan en las expresiones de [39].

El modelo de material hiperelástico más simple es el de Saint Venant-Kirchhoff [32], que es solo una extensión del modelo de material elástico lineal al régimen no lineal. Este modelo se describe mediante la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} \mathbf{S} &= \mathbf{C} : \mathbf{E}, \\ \mathbf{S} &= \lambda \text{tr}(\mathbf{E}) \mathbf{I} + 2\mu \mathbf{E}, \end{aligned} \quad (4.21)$$

donde, \mathbf{S} es el segundo tensor tensión de Piola-Kirchhoff, \mathbf{C} es el tensor deformación de Cauchy Green, y \mathbf{E} es el tensor de deformación Lagrangiana-Green, dichos

4.4 Caucho - Modelos constitutivos para materiales Hiperelásticos

tensores están dados por:

$$\mathbf{C} = \mathbf{F}^T \mathbf{F}, \quad (4.22)$$

$$\mathbf{E} = \frac{1}{2}[(\nabla \mathbf{xu})^T + \nabla \mathbf{xu} + (\nabla \mathbf{xu})^T \nabla \mathbf{xu}], \quad (4.23)$$

donde, \mathbf{F} es el gradiente de deformación, μ y λ son el primer y segundo parámetro de lame y I es el invariante del tensor unitario de deformación.

Los invariantes de un tensor son muy importantes para muchas teorías constitutivas de la mecánica de los elastómeros. Los invariantes de \mathbf{C} se usan en las expresiones para la función de densidad de energía de deformación. Los invariantes convencionales de un tensor de segundo orden, tiene tres invariantes principales I_1, I_2, I_3 que están relacionados con los valores propios definidos por los estiramientos principales. Los invariantes se definen como:

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2, \quad (4.24)$$

$$I_2 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \lambda_1^2, \quad (4.25)$$

$$I_3 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2, \quad (4.26)$$

donde, λ es la relación principal de los estiramientos.

Siendo, $J = \det \mathbf{C}$, que es el el determinante del gradiente de deformación, se puede demostrar que:

$$\begin{aligned} I_1 &= 3 + 2J_1, \\ I_2 &= 3 + 4J_1 - 4J_2, \\ I_3 &= 3 + 2J_1 - 4J_2 + 8J_3. \end{aligned} \quad (4.27)$$

Para materiales incompresible se utiliza un conjunto de invariantes diferentes, los cuales se definen teniendo en cuenta a la ecuación 4.27 como:

$$\bar{I}_1 = J^{\frac{2}{3}} I_1, \quad (4.28)$$

$$\bar{I}_2 = J^{-\frac{4}{3}} I_2, \quad (4.29)$$

$$J = 1. \quad (4.30)$$

Teniendo en cuenta que la función de densidad de tensión-energía para el modelo Saint Venant-Kirchhoff es:

$$W(\mathbf{E}) = \frac{\lambda}{2} [tr(\mathbf{E})]^2 + \mu tr(\mathbf{E}^2). \quad (4.31)$$

Finalmente, en términos de deformaciones Lagrangiana-Green, el segundo tensor de Piola-Kirchhoff puede derivarse de la relación:

$$\mathbf{S} = \frac{\partial W}{\partial \mathbf{E}}. \quad (4.32)$$

Por otro lado, en términos del tensor de deformación Cauchy-Green se tiene la siguiente expresión:

$$\mathbf{S} = 2 \frac{\partial W}{\partial \mathbf{C}}. \quad (4.33)$$

Para los materiales isotrópicos, hiperelásticos la tensión de Cauchy se puede expresar en termino de los invariantes del tensor de deformacion Cauchy-Green. Si la función densidad de energía es:

$$W(F) = \bar{W}(\bar{I}_1, \bar{I}_2, J), \quad (4.34)$$

$$W(F) = \tilde{W}(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3), \quad (4.35)$$

$$W(F) = \hat{W}(I_1, I_2, I_3), \quad (4.36)$$

$$(4.37)$$

la tensión de Cauchy viene dada por la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{2}{J} \mathbf{F} \frac{\partial W}{\partial \mathbf{C}} \mathbf{F}^T. \quad (4.38)$$

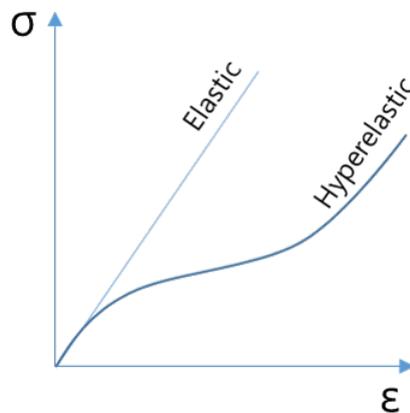


Figura 4.3: Relación tensión deformación en un material elástico

4.4.2. Modelo Neo-Hookeano

El modelo NH es un modelo hiperelástico simple, que se basa en dos parámetros del material: un módulo de corte μ y un módulo de volumen κ .

Estos materiales se caracterizan por ser isotrópicos y cuasi-compresibles. Como todos los modelos de material hiperelástico, el modelo NH se especifica por la expresión de su función de densidad de energía [32], la cual es:

$$W(I_1, J) = \frac{\mu}{2}(I_1 - 3) + \frac{\kappa}{2}(J - 1)^2, \quad (4.39)$$

donde $J = 1$ para materiales compresibles. De la ecuación propuesta se observa que:

- es lineal en I_1 y puede, por lo tanto, no captura con precisión las tensiones no lineales de gran magnitud.
- no incluye ninguna dependencia del segundo invariante I_2 , esto puede causar que las predicciones de la tensión sean demasiada baja en situaciones donde la carga es principalmente biaxial.

4.4 Caucho - Modelos constitutivos para materiales Hiperelásticos

Usando las ecuaciones 4.38 y 4.39 para un modelo NH compresible la tensión de Cauchy tiene la siguiente expresión:

$$\sigma = \frac{\mu}{J} \text{dev}[b] + \kappa (J - 1)I. \quad (4.40)$$

Las tensiones para deformaciones: uniaxiales, planas y biaxiales, se describen mediante las siguientes expresiones:

$$\sigma_{uniax} = \mu\left(\lambda^2 - \frac{1}{\lambda}\right), \quad (4.41)$$

$$\sigma_{planar} = \mu\left(\lambda^2 - \frac{1}{\lambda^2}\right), \quad (4.42)$$

$$\sigma_{biaxial} = \mu\left(\lambda^2 - \frac{1}{\lambda^4}\right). \quad (4.43)$$

4.4.3. Aproximación del modelo Neo-Hookeano

El modelo NH, describe correctamente al caucho, pero introducir esta ley constitutiva en el modelo numérico trae muchos problemas de convergencia. Por lo cual, trabajando en conjunto con el grupo de investigación de la empresa FATE.S.A se llegó a la decisión de aproximar la ley constitutiva de NH, a un modelo lineal. Ésta aproximación se puede hacer ya que los cauchos que constituyen el neumático sufren deformaciones pequeñas y para estos valores el material se comporta aproximadamente lineal. Para llegar a una ley lineal que describa correctamente el comportamiento del caucho, se utilizaron las ecuaciones del modelo de NH, de las cuales se tomaron varias consideraciones. Por un lado analizando la ecuación 4.39 para un material incompresible como lo es el caucho tenemos que $J = 1$ entonces:

$$W = \frac{\mu}{2}(I_1 - 3). \quad (4.44)$$

Por otro lado, el primer invariante queda definido como:

$$I_1 = \lambda^2 + \frac{2}{\lambda}. \quad (4.45)$$

Finalmente, reemplazando la ecuación 4.45 en 4.44 tenemos que para el modelo de NH, la relación constitutiva entre las tensiones y las deformaciones es la siguiente:

$$\sigma = 2C_{10}\left(\lambda - \frac{1}{\lambda^2}\right), \quad (4.46)$$

donde, λ es la relación de estiramiento y $2c_{10} = \mu$ se obtiene experimentalmente del módulo de almacenamiento a baja frecuencia de la Serie de Prony.

Si derivamos la ecuación 4.46 respecto a λ y consideramos que cuando la relación de estiramiento es igual a uno, i.e., no existe deformación, vamos a obtener el módulo infinito, tenemos entonces:

$$\frac{d\sigma}{d\lambda}\Big|_{\lambda=1} = E_{\infty} = 6 \cdot C_{10}. \quad (4.47)$$

4. COMPORTAMIENTO DEL MATERIAL

La ecuación 4.47, nos da una aproximación lineal del elastómero tipo caucho. Finalmente la ecuación 4.47 es la que vamos a utilizar para describir al material, por un lado según la experiencia propia del grupo de investigación de FATE S.A.I.C.I, para las condiciones de trabajo que se van a evaluar en el neumático, esta responde correctamente. Si observamos la Fig.4.4 podemos ver, que presenta una etapa aproximadamente lineal para deformaciones pequeñas.

4.4.4. Validación del modelo constitutivo

Se comenzó ajustando el comportamiento hiperelástico del material usando datos de ensayos realizados por la máquina de DMA [32]. De esta manera se consiguió consistencia entre los modelos calibrados y los resultados de ensayo [40]. En la Fig.4.4 se puede observar la respuesta del ensayo a compresión uniaxial realizado y el modelo NH obtenido por [40].

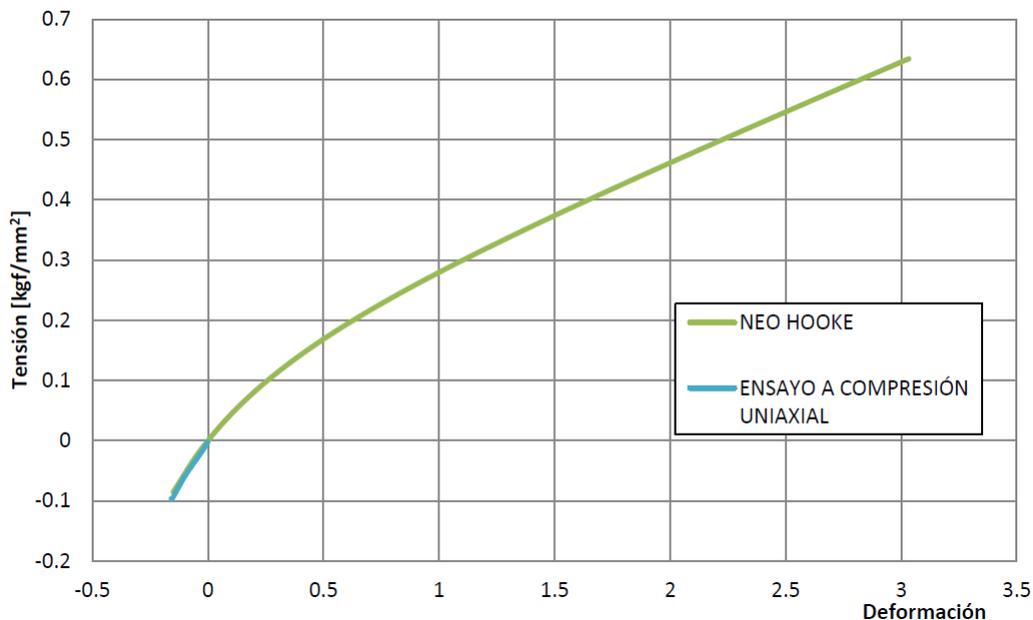


Figura 4.4: Calibración del modelo de Neo-Hooke.

Como se ve en la Fig.4.4, el modelo NH se aproxima correctamente para los valores de deformaciones que sufre un neumático. Si bien la principal limitación del modelo NH es su limitado rango de condiciones que da una predicción precisa, en nuestro caso el modelo se adapta correctamente.

4.4.5. Resultados del ensayo

Se calibro el fenómeno hiperelástico a través del ensayo de tracción, realizado por la maquina DMA. De estos ensayos se obtuvo la constante C_{10} . Estos valores se ajustaron usando un algoritmo de optimización [38]. Se realizaron los respectivos ensayos, para cada uno de los cauchos, que forman parte del neumático, dichos

valores no se muestran en este trabajo ya que los mismo son datos confidenciales de la empresa.

4.5. Refuerzos

Un neumático es un material compuesto reforzado con fibras. Un material compuesto consiste en la combinación a nivel macroscópico de dos o más componentes no solubles entre ellos que se unen sinérgicamente, obteniéndose un material con una mayor capacidad estructural que la de sus constituyentes cuando actúan por separado.

La fase denominada refuerzo –la más rígida y resistente- y se presenta en forma de partículas o en forma de fibra, Fig.4.5 continuas o discontinuas, largas o cortas, en una o varias direcciones, distribuidas uniforme o aleatoriamente. El refuerzo se halla embebido en un material continuo denominado matriz, que actúa como aglutinante, protector, y se encarga de repartir y transmitir las cargas al refuerzo. Por consiguiente, las propiedades mecánicas del material compuesto dependerán esencialmente de las propiedades de los materiales constituyentes, de su geometría, de su distribución y de su fracción volumétrica.

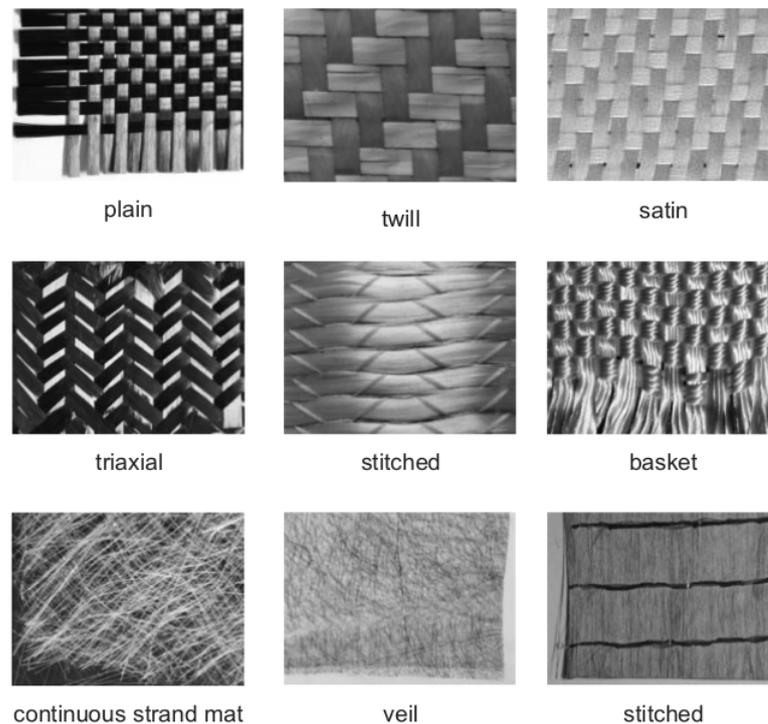


Figura 4.5: Tipos de fibras de refuerzo.

Así, por ejemplo, la distribución topológica del refuerzo determina el grado de uniformidad u homogeneidad del material compuesto, y su geometría y orientación afecta al grado de anisotropía del sistema. Por lo general, el uso de partículas o fibras cortas originan materiales compuestos de bajo rendimiento, ya que el refuerzo

4. COMPORTAMIENTO DEL MATERIAL

solo proporciona una marcada rigidización y un incremento de la resistencia local, siendo la matriz el constituyente que gobierna las propiedades mecánicas globales del material. Esto se debe a la incapacidad –por debajo de una longitud crítica– de transmitir eficientemente los esfuerzos de la matriz al refuerzo. Por el contrario, cuando se requieren aplicaciones de altas prestaciones se recurre normalmente a láminas de fibras largas apiladas conformando un laminado ver Fig.4.5. Las fibras están orientadas en múltiples direcciones. Dependiendo de su disposición, el material presenta comportamientos marcadamente diferenciados en sus respectivas direcciones. Así pues, de acuerdo con su comportamiento, el material compuesto que conforma el neumático, se puede caracterizar como ortotrópico. Este comportamiento se refleja en la respectiva relación tensión-deformación.

En las tareas de cálculo y diseño estructural es indudable la necesidad de conocer fehacientemente las propiedades mecánicas de los materiales utilizados. En el caso particular de los materiales compuestos, dada su naturaleza anisótropa y heterogénea, el número de variables es notablemente superior a los materiales convencionales.

4.5.1. Refuerzos del neumático estudiado

Los refuerzos del neumático se hallan embebidos en una matriz de caucho, y se encuentran distribuidos de manera uniforme. Son fibras continuas largas de acero, nylon y poliéster, ver Fig.4.6.

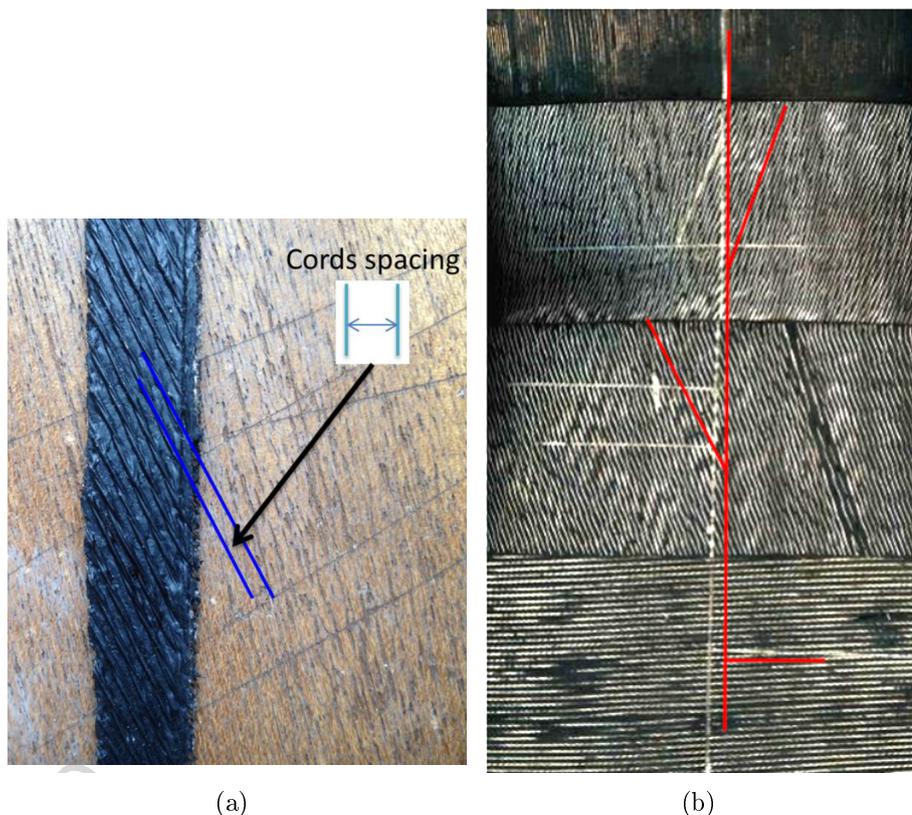


Figura 4.6: (a) Espaciado entre fibras de refuerzo consecutivas. (b) Orientación de las fibras de refuerzo del neumático estudiado.

El neumático estudiado, tiene un total de cuatro refuerzos, ubicados respectivamente en la región: Cap, Absorbedor 2, Absorbedor 1 y Pliego, estas regiones constituyen el rodado del neumático. En la Fig.4.6 se puede observar las fibras que conforman el neumático estudiado y su respectiva orientación. Los ángulos de orientación, el espesor de la fibra, la distancia de separación de la fibra son datos de confidencialidad de la empresa Fate.

En este trabajo los refuerzos son representados como laminas unidireccionales a las cuales se les asigna su correspondiente material ortotropico. Para calcular las propiedades mecánicas de las láminas se utilizó la teoría de las mezclas.

A continuación se presentan los fundamentos del enfoque micromecánico, donde se evalúa la interacción mecánica entre los materiales constituyentes, con el fin obtener una predicción de las propiedades elásticas del compuesto.

4.5.2. Sistemas de coordenadas adoptado

Una lámina tiene tres direcciones principales, donde X_1 es el eje en dirección a la fibra, X_2 es el eje transversal a la fibra, X_3 es el eje normal a la fibra y θ , es el ángulo de orientación de la fibra, respecto de un eje referencia ver Fig (b).4.7

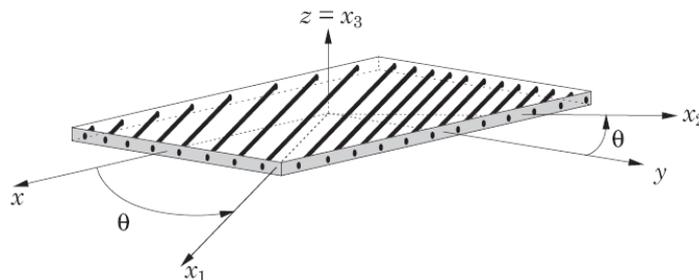


Figura 4.7: Sistema de coordenadas global.

4.5.3. Estado de tensiones plano

En el caso más general de un sólido continuo, el estado de tensión en un punto se representa mediante 9 componentes de tensión actuando en las caras de un elemento cúbico paralelas a los ejes cartesianos de un sistema de coordenadas adoptado, ver Fig.4.8. Una consideración importante en el estudio de los materiales compuestos, es la condición de tensión plana, cuya adopción se fundamenta en la manera en la que se emplean los refuerzos en los neumáticos. Estos refuerzos se caracterizan por tener una de sus dimensiones geométricas (espesor de la fibra) en varios órdenes de magnitud inferior que las otras dimensiones, como ser el perímetro y el ancho del neumático. Esta característica permite simplificar el estado tensional, asumiendo que: $\sigma_z = 0$, $\tau_{yz} = 0$ y $\tau_{xz} = 0$, ver Fig.4.8.

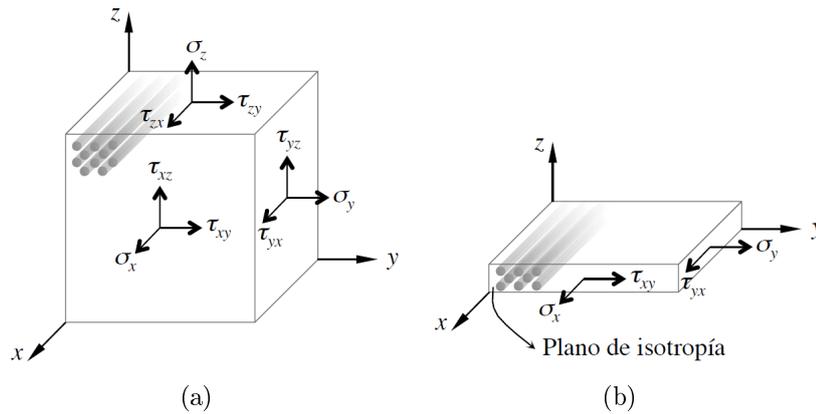


Figura 4.8: (a) Tensiones actuando sobre un elemento de material reforzado con fibras en un estado de tensión triaxial. (b) Estado de tensión plana.

4.5.4. Análisis de la micromecánica de las láminas de refuerzo

Con el análisis del material compuesto a nivel micromecánico se pretende obtener una predicción de las propiedades elásticas globales del compuesto, a partir de: las propiedades, la disposición y el estudio de la interacción entre los materiales constituyentes. El grado de precisión en la estimación de las propiedades y la respuesta de las láminas de refuerzo, dependerá sustancialmente del enfoque y del grado de complejidad del modelo utilizado.

En este capítulo se presenta únicamente un modelo, basado en la mecánica de los materiales: la regla de mezclas serie-paralelo. Pese a su simplicidad, este enfoque es intuitivo y fácil de calcular, arrojando excelentes resultados.

La denominada regla de mezclas serie-paralelo establece una condición de isodeformación en la dirección del refuerzo, $c\varepsilon_1 = f\varepsilon_1 = m\varepsilon_1$, y una condición de isotensión en el resto de direcciones, $c\sigma_2 = f\sigma_2 = m\sigma_2$, tal y como se ilustra en la Fig.4.9.

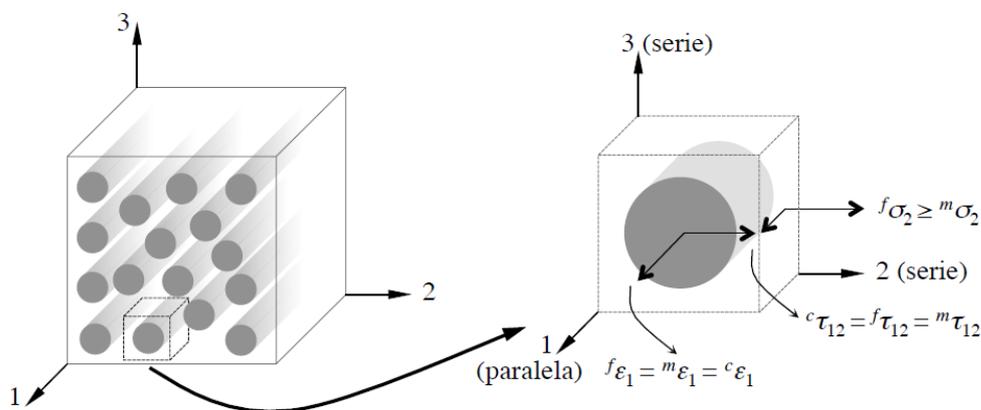


Figura 4.9: Representación del comportamiento serie-paralelo de los constituyentes del material compuesto. Se asume una condición de isodeformación en la dirección paralela y una condición de isotensión en la dirección serie..

4.5.5. Determinación E_1

Atendiendo al caso particular de un material compuesto, con refuerzo unidireccional, que no presenta defectos de compactación, en el que se considera que la fibra es ortótropa y la matriz isótropa, el módulo elástico longitudinal del compuesto, E_1 puede determinarse partiendo de la ley constitutiva para materiales isotrópicos y tomando la analogía de que la fibra y la matriz funcionan como un sistema eléctrico conectado en paralelo, ver Fig.4.10.

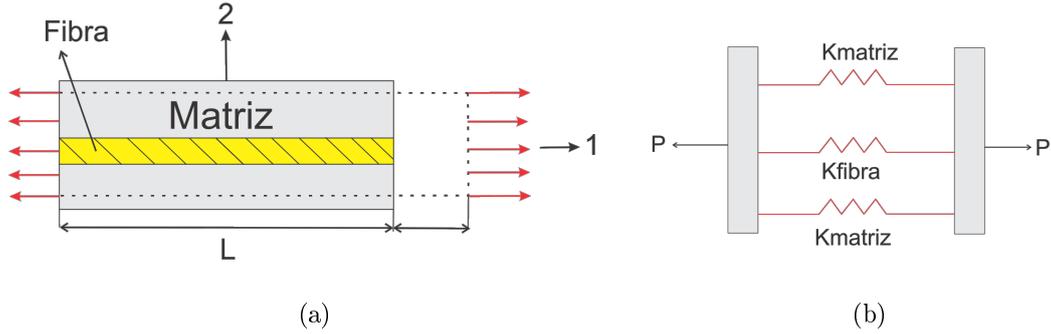


Figura 4.10: (a) Representación de las cargas aplicadas sobre una lámina unidireccional. (b) Analogía con circuito eléctrico conectado en paralelo.

Considerando las distintas hipótesis planteadas, la deformación del compuesto en dirección de la fibra se describe como:

$$\varepsilon = \frac{\delta L}{L}, \quad (4.48)$$

donde, L es la longitud de la fibra y δL es la variación de la longitud, ver Fig.4.10.

Aplicando la ley constitutiva para materiales isotrópicos, las tensiones en los materiales constituyentes del compuesto se calculan como:

$$\sigma_f = E_f \varepsilon_1, \quad (4.49)$$

$$\sigma_m = E_m \varepsilon_1, \quad (4.50)$$

donde, E_f es el módulo de elasticidad de la fibra, E_m es el módulo de elasticidad de la matriz, σ_f es la tensión en la fibra, σ_m la tensión en la matriz.

Analizando el problema como si fuese un circuito eléctrico, conectando en paralelo tenemos que la fuerza resultante en el compuesto es:

$$P = \sigma_1 A = \sigma_f A_f + \sigma_m A_m, \quad (4.51)$$

donde, σ_1 es la tensión del compuesto en la dirección de la fibra, A es el área del compuesto, A_f es el área representativa de la fibra y A_m es el área representativa de la matriz.

Remplazando las ecuaciones 4.50 y 4.49 en la ecuación 4.51 tenemos que:

$$\sigma_1 = E_1 \varepsilon_1, \quad (4.52)$$

4. COMPORTAMIENTO DEL MATERIAL

por lo visto:

$$E_1 = E_f \frac{A_f}{A} + E_m \frac{A_m}{A}, \quad (4.53)$$

donde las fracciones volumetricas de la fibra(V_f) y la matriz(V_m) respectivamente son:

$$V_f = \frac{A_f}{A}, \quad (4.54)$$

$$V_m = \frac{A_m}{A}. \quad (4.55)$$

Finalmente, el módulo de elasticidad en dirección de la fibra se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$E_1 = E_f V_f + E_m V_m. \quad (4.56)$$

Respecto a la ecuación 4.56 podemos decir que dependiendo de la fracción volumétrica y dada la diferencia en el orden de magnitud entre la rigidez del refuerzo y la rigidez de la matriz, se admite la eliminación del segundo término de la ecuación 4.56.

4.5.6. Determinación E_2

Para calcular el módulo de elasticidad trasversal E_2 de las láminas de refuerzos, vamos a considerar que las fibras y la matriz trabajan como un circuito eléctrico conectado en serie, ver Fig.4.11.

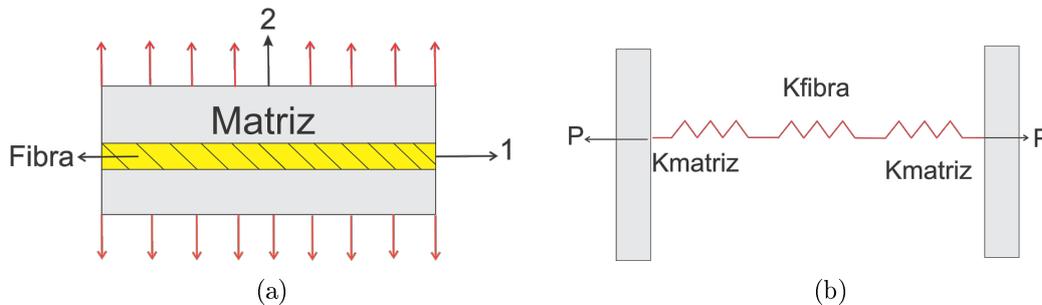


Figura 4.11: (a) Representación de las cargas aplicadas transversalmente. (b) Analogía con circuito eléctrico conectado en serie.

En la regla de mezclas serie-paralelo en dirección transversal, se está asumiendo que la deformación de la fibra puede ser independiente de la deformación de la matriz. A partir de la condición de isotensión en la dirección, serie, se tiene que las deformaciones son:

$$\varepsilon_f = \frac{\sigma_2}{E_f}, \quad (4.57)$$

$$\varepsilon_m = \frac{\sigma_2}{E_m}, \quad (4.58)$$

siendo $\varepsilon_f \cong V_f W$ y $\varepsilon_m \cong V_m W$ por lo que la deformación total trasversal es:

$$\Delta W = \varepsilon_2 W = V_f W_{\varepsilon_f} + V_m W_{\varepsilon_m}, \quad (4.59)$$

o

$$\varepsilon_2 = V_f \varepsilon_f + V_m \varepsilon_m \quad (4.60)$$

Remplazando la ecuación 4.60 en $\sigma_2 = E_2 \varepsilon_2$ tenemos la siguiente expresión:

$$\sigma_2 = E_2 \left[\frac{V_f \sigma_2}{E_f} + \frac{V_m \sigma_2}{E_m} \right]. \quad (4.61)$$

Finalmente, despejando E_2 de la ecuación 4.61 tenemos que el modulo trasversal del material compuesto es:

$$E_2 = \frac{E_f E_m}{V_m E_f + V_f E_m}. \quad (4.62)$$

4.5.7. Determinación de los coeficientes de Poisson

El coeficiente de Poisson longitudinal (mayor) ν_{12} se obtiene mediante la ecuación:

$$\nu_{12} = \nu_m V_m + \nu_f V_f, \quad (4.63)$$

donde, ν_m es el coeficiente de Poisson de la matriz, para el caucho toma un valor de 0.45 y ν_f es el coeficiente de Poisson de la fibra, siendo para el acero de 0.3 y para el nylon y poliéster de 0.4.

Mientras que, el coeficiente de Poisson transversal (menor) se obtiene según:

$$\nu_{21} = E_2 \frac{\nu_{12}}{E_1}. \quad (4.64)$$

4.5.8. Determinación del módulo de corte G_{12}

La estimación del módulo de corte G_{12} en el plano es análoga a la del módulo elástico transversal E_2 , considerando ahora una condición de isotensión a corte, esto es:

$${}^c \tau_{12} = {}^f \tau_{12} = {}^m \tau_{12}, \quad (4.65)$$

de lo que se deduce la siguiente ecuación:

$$G_{12} = \frac{G_m G_f}{V_m G_f + V_f G_m}, \quad (4.66)$$

donde, G_f denota el módulo de cizalladura de la fibra y G_m el módulo de cizalladura de la matriz considerada isótropa, siendo entonces válida la relación:

$$G_m = \frac{E_m}{2(1 + \nu_m)}, \quad (4.67)$$

donde, el valor E_m se obtiene aplicando la ecuación 4.47 para cada uno de los cauchos que constituyen las láminas d refuerzo.

4.6. Valores de las propiedades mecánicas de los materiales

En la siguiente tabla se resumen los valores de los materiales utilizados para modelar los materiales que constituyen el neumático estudiado.

Tabla 4.1: Características de los materiales adoptados para los refuerzos.

Ef: módulo de elasticidad de la fibra	Polyesters 690 kg/mm ² Nylon 491 kg/mm ² Acero 20700 kg/mm ²
Em: módulo de elasticidad de la matriz.	Se aproxima con la ecuación $E_m = 6C_{10}$
V_F : fracción volumétrica que ocupa la fibra.	0,6
V_M : fracción volumétrica que ocupa la matriz.	0,4
ν_m coeficiente de Poisson de la matriz	0,45
ν_F coeficiente de Poisson de la fibra	Acero 0,3. Para el Nylon y el Poliéster 0,4

4.6.1. Observaciones

De las ecuaciones desarrolladas, se puede ver como las propiedades del compuesto en la dirección longitudinal están gobernadas por las propiedades de la fibra de refuerzo. Por el contrario, en la dirección transversal (perpendicular a la dirección de las fibras), las propiedades están dominadas por las características de la matriz.

4.7. Conclusiones sobre el modelado del material

4.7.1. Problemas

- El Caucho es incompresible, no lineal
- El modelo NH es muy sensible al cambio de parámetros y más complejo de resolver.
- La no linealidad caucho no es compatible regla mezclas (ISODEFORMACION)
- El modelo NH introduce problemas de convergencia.
- También la viscoelasticidad no lineal.
- Las fibras se encuentran embebidas en el caucho.

4.7.2. Soluciones

- Aproximación del material tipo caucho en un modelo lineal y el coeficiente de Poisson es de 0,45
- Regla de mezclas serie-paralelo valida
- Refuerzos se representan mediante material compuesto
- Fibra (0.6 %) y Matriz (0.4 %) Isotrópica
- Serie de prony, con dos tiempos característicos.

Capítulo 5

Efectos de la fricción

5.1. Descripción General

En la mayoría de las aplicaciones técnicas que tienen en cuenta el contacto entre componentes, los efectos de fricción juegan un rol central en la respuesta del sistema. Para estudiar las fuerzas de contacto normales y tangenciales desde un punto de vista macroscópico y además para conocer cuál es la relación que existe entre ellas, uno de los modelos más usados es de Coulomb que en su forma más simple se caracteriza con un solo coeficiente: el de fricción.

Los coeficientes necesarios para caracterizar la ley de Coulomb se obtienen de manera experimental. Realizar ensayos experimentales, presenta las desventajas de ser caros y demandantes de tiempo.

En este trabajo se utilizaron para caracterizar la ley de Coulomb, coeficientes de fricción obtenidos de manera experimental, además se desarrolló un modelo numérico que simula la máquina de ensayos que se utiliza para medir los coeficientes de fricción de un material tipo caucho.

Con el modelo numérico validado, se dispone de una nueva herramienta para obtener los coeficientes de fricción que son necesarios para las simulaciones de este trabajo, sin la necesidad de recurrir a un ensayo experimental.

5.1.1. Medición experimental de los coeficiente de fricción

Para conocer los coeficientes de fricción correspondiente, para un neumático rodando sobre una superficie de asfalto, la empresa FATE S.A.I.C.I, contrato los servicios del instituto tecnológico alemán, *Karlsruher Institut für Technologie (KIT)*.

El KIT es una de las mayores y más prestigiosas instituciones académicas y de investigación de Alemania, reconocida mundialmente por el alto nivel de los trabajos de investigación que en ella se desarrollan.

Los laboratorios del KIT cuentan con un equipo diseñado exclusivamente para medir los coeficientes de fricción, ver Fig.5.1.



Figura 5.1: Maquina ensayos para la medición de coeficientes de fricción, tribo-tech 300.

5.1.2. Objetivo del ensayo experimental

El objetivo de este ensayo es determinar la dependencia que tiene el coeficiente de fricción respecto de la velocidad. Se consideró para el ensayo una temperatura de trabajo de 25⁰C y se utilizó una superficie rugosa tipo asfalto estándar ver Fig.5.2.

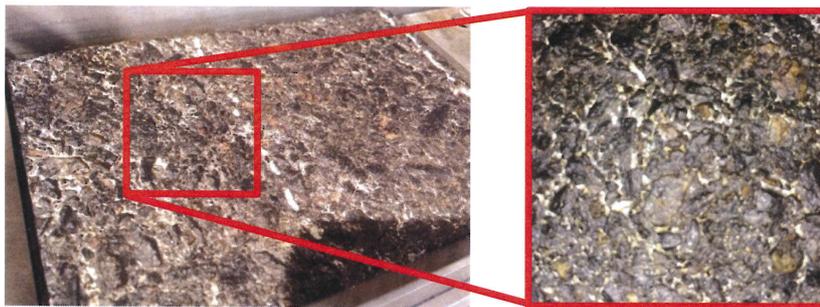


Figura 5.2: Sustratos de asfalto usado para el ensayo de las probetas FT 2662 y FT683.

5.1.3. Metodología del ensayo

El ensayo se realizó para dos probetas de caucho, las cuales tienen una dimensión de 25 mm de ancho y largo respectivamente. Las probetas ensayadas son de distintos materiales y las llamaremos FT2662 y FT683.

La medición de los coeficientes de fricción se realizó con la máquina de ensayos "tribo-tech 300". Este equipo, mide exclusivamente los coeficientes de fricción mediante ensayos dinámicos. Este equipo de medición consta principalmente de: **i)** una probeta de caucho, **ii)** un sustrato de asfalto, **iii)** un motor eléctrico, **iv)** un peso de valor conocido F_N y **v)** una celda de carga que registra la fuerza tangencial F_T ver Fig.5.3

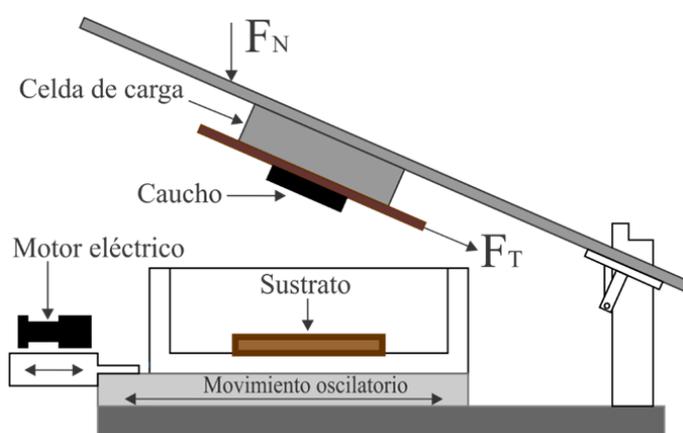


Figura 5.3: Esquema de la instalación experimental para medición del coeficiente de fricción.

5.1.4. Funcionamiento de la máquina de ensayos

El motor eléctrico, le imprime a la placa inferior móvil, que contiene el sustrato, un movimiento oscilatorio constante, para cada velocidad que se quiere evaluar, ver Fig.5.4.

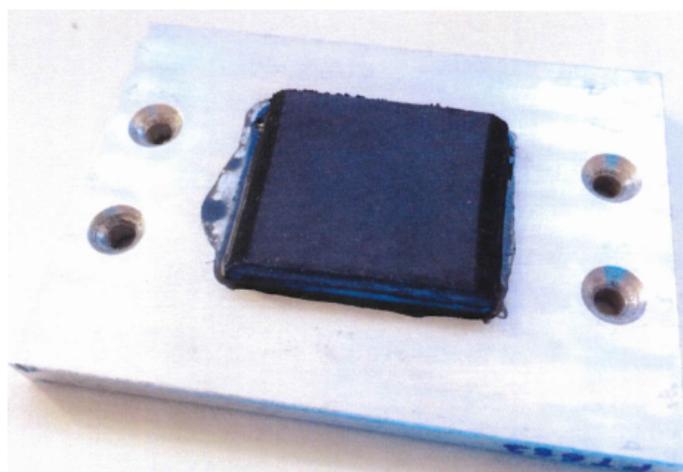


Figura 5.4: Probeta de caucho adherida a la placa metálica superior de la máquina de ensayos.

La placa superior que tiene adherida a su superficie la probeta, ver Fig.5.4, de caucho desciende poniendo en contacto al caucho con el asfalto.

5. EFECTOS DE LA FRICCIÓN

Una vez en contacto, se aplica sobre estos una fuerza normal, F_N conocida. Mediante las lecturas de las celdas de carga que se encuentran en la cara superior, se miden las fuerzas tangenciales, F_T .

Este equipo obtiene los coeficientes de fricción dividiendo la fuerza tangencial sobre la fuerza normal, los valores que se obtienen son promedios de todas las lecturas realizadas. Los parámetros evaluados para las ambas probetas de caucho son:

Tabla 5.1: Condiciones para la evaluación experimental

Sustrato	Asfalto
Lubricación	Seco - Agua
Temperatura	25°C
Presión	0,5 1,75 3,00
Velocidad [mm/s]	0,1 0,4 1,00 4,00 10,00 40,00 100 300

Las mediciones del coeficiente de fricción se realizaron, por un lado, sin lubricación (superficie seca) y, por otro lado, con lubricación (superficie húmeda) siendo, agua, el lubricante usado.

Antes de cada secuencia de ensayo, las muestras se pre acondicionaron para garantizar un comportamiento de fricción estable, entre el caucho y el asfalto. Cada muestra de caucho, se movió 10 ciclos (un ciclo corresponde a una trayectoria de deslizamiento de 200 mm) sobre el sustrato, con una velocidad de deslizamiento de 10 mm/s, hasta que el coeficiente de fricción se estabilizo.

5.1.5. Resultados del ensayo

Analizando una de las probetas podemos observar que los coeficientes de fricción experimental tienen un comportamiento no lineal, estos varían con la velocidad, llegando a un máximo para una velocidad relativamente baja y luego disminuyen para velocidades más altas, ver Fig.5.5. Esta gráfica fue obtenida por ensayos experimentales, la misma nos da las distintas condiciones de borde a evaluar.

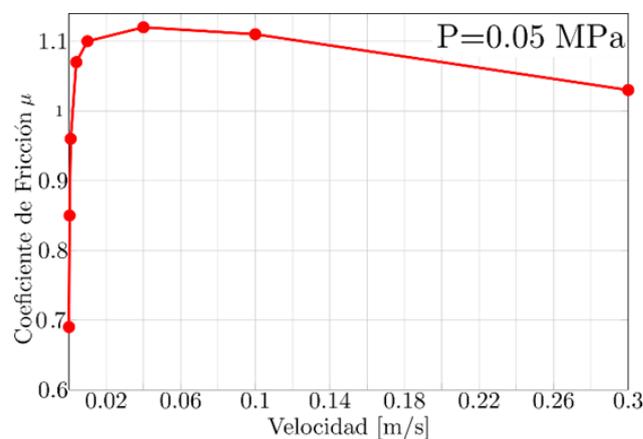


Figura 5.5: Resultados experimentales para un coeficiente de fricción máximo $\mu = 1.12$, correspondiente a una velocidad de 0.4 m/s.

5.1.6. Modelo Numérico

Se reprodujo el ensayo experimental por medio del MEF utilizando el software Oofelie C^{++} . El ejemplo numérico involucra simulaciones cuasi-estáticas, grandes desplazamientos y un comportamiento no lineal del material.

5.1.7. Comportamiento del material para el ensayo numérico

El material seleccionado para simular el caucho fue un sólido hiperelástico Neo-Hookeano, el modelo constitutivo utilizado es el mismo que se describe en el Capítulo 4. Los valores de las constantes del material, fueron proporcionado por el grupo de investigación de Fate S.A.C.I. En la siguiente tabla se observan los valores del material utilizado.

Tabla 5.2: Parámetros del material Hiperelástico usado.

Nombre	Magnitud
λ Primer parámetro Lamé	34,53 [MPa]
Segundo parámetro Lamé	0,7047 [MPa]
Presión	0,05 [MPa]

estos valores se sustituyen en la ecuación (4.39) del material hiperelástico.

5.1.8. Contactó con fricción mediante MEF

El tipo de contacto que se utiliza es el Rígido- Flexible. Siendo la probeta de caucho el elemento flexible y el sustrato de asfalto el elemento rígido. Se considera que la superficie de contacto es perfectamente lisa y rígida. Para la descripción cinemática de los cuerpos en contacto se ha seleccionado una aproximación del tipo Nodo-Segmento, con una formulación dual mixta basada en un método de lagrangiano aumentado [16].

5.1.9. Simulación numérica

El objetivo que se persigue en esta parte del trabajo es modelar la física, de la fricción de un bloque de goma deslizante dentro de un marco de MEF. La parte más importante para programar son: un modelo de material adecuado, una descripción de la superficie apropiada y un algoritmo de contacto robusto y eficiente para grandes deformaciones.

El material del caucho es hiperelástico, este material, se modela con un algoritmo ya programado en lenguaje C^{++} , del tipo Neo-Hookeano, al cual se le modificación las constantes del material, las cuales fueron aportadas por el grupo de investigación Fate.

Para resolver el problema de contacto con fricción se utilizó un modelo de contacto programado en lenguaje C^{++} , el cual fue modificado para poder evaluar los coeficientes de fricción numéricos.

El modelo de contacto programado requiere de un coeficiente de fricción para comenzar a calcular las fuerzas normales, tangenciales y las presiones de contacto. Para que el contacto quede correctamente definido el coeficiente de fricción inicial que se usa es el obtenido experimentalmente en la maquina 5.3, a este coeficiente experimental lo llamaremos μ .

Para cada paso de tiempo evaluado en la simulación se calcula un coeficiente de fricción numérico, este se obtiene de dividir las fuerzas resultantes en dirección tangencial y normal del elemento de restricción, para cada paso de tiempo. A este coeficiente de fricción lo llamaremos μ_{Medio} .

Finalmente, calculado el μ_{Medio} se compara el valor de este con el experimental y se calcula el error que tiene el μ_{Medio} respecto del experimental, μ .

Las corridas se realizaron en el software Oofelie y la geometría y el mallado del cubo de goma se realizó con el software Samcef, el cual también se utilizó para visualizar los resultados obtenidos de las corridas y dar validación o comparar los resultados obtenidos por la formulación que se propuso.

Se utilizó un paso de tiempo de $1e^{-3}$ s. Se realizó una convergencia de paso y de malla para las distintas condiciones de contorno a evaluar.

En un primer paso, al bloque de caucho, se le aplica una presión definida en la superficie utilizada, para esto se definió en la formulación, una función de presión dependiente del tiempo aplicada sobre toda la cara superficial. Después, el bloque de caucho se mueve con una velocidad constante sobre esta superficie manteniendo constante la presión aplicada. Para definir la velocidad se aplicó una función lineal creciente, en la cara superior de la probeta.

Durante el proceso de deslizamiento, las fuerzas se miden en la parte superior del bloque de caucho y se evalúa un coeficiente de fricción dependiente del tiempo.

Para asegurar que el bloque de goma no se mueva en dirección del eje X, se impuso una función para que el desplazamiento sea nulo en todos los nodos, de la cara superior en todo momento.

Como el caucho es muy no lineal y se sabe que las deformaciones van a ser muy grandes para evitar problemas de convergencia, se ha indicado en el programa que el incremento de carga y velocidad no se aplique totalmente en los primeros pasos, sino que se aplique paulatinamente.

5.1.10. Discretización de la geometría

Se ha mallado el sólido con elementos hexaédricos, de ocho nodos. La distribución se realizó de manera homogénea sobre todo el sólido. Se define un tamaño de malla más reducido en las caras laterales paralelas al eje Y, debido a que estas sufren concentración de tensiones cuando comienzan a ser desplazada la probeta.

El número total de nodos del modelo es 675, se tiene una cantidad de 447 elementos. Se considera que este número de elementos es suficiente para el estudio que se quiere hacer, ver Fig.5.6.

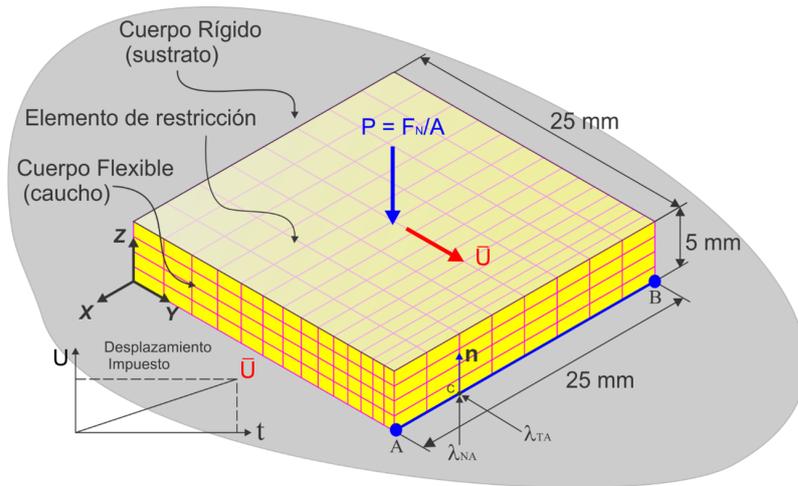


Figura 5.6: Malla de elementos hexaédricos y condiciones de borde aplicadas.

5.1.11. Condiciones de contorno

En todos los nodos de la cara superior, se incorporó un elemento de restricción que impone el mismo desplazamiento vertical en la dirección Z y un desplazamiento horizontal nulo en la dirección X . Estas condiciones representarían físicamente a la placa metálica que desciende poniendo en contacto al caucho y el sustrato de asfalto, ver Fig.5.3. Luego, el cuerpo se comprime por medio de una presión P y se le aplica un desplazamiento impuesto U en la dirección Y en un determinado tiempo (pseudovelocidad). Esta condición de contorno representaría la carga conocida que se aplica sobre la probeta y la velocidad que le imprime el motor eléctrico, ver Fig.5.6.

Las condiciones de contorno a evaluar obtenidas experimentalmente se resumen en la siguiente tabla;

Tabla 5.3: Condiciones de borde.

v	μ	σ	μ	σ	μ	σ
[m/s]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]
	0.5 bar		1.75 bar		3.0 bar	
0,3000	1,03	0,40	1,13	0,18	1,07	0,17
0,1000	1,11	0,13	1,20	0,09	1,11	0,10
0,0400	1,12	0,09	1,23	0,07	1,13	0,06
0,0100	1,10	0,07	1,20	0,06	1,10	0,06
0,0040	1,07	0,08	1,15	0,08	1,03	0,07
0,0010	0,96	0,07	1,02	0,07	0,91	0,06
0,0004	0,85	0,04	0,92	0,04	0,85	0,03
0,0001	0,69	0,04	0,77	0,04	0,73	0,03

donde σ es la desviación estándar del valor medido.

5.1.12. Resultados

Los resultados numéricos mostraron dos aspectos importantes. Por un lado, para velocidades altas, se observa un μ_{Medio} relativamente constante. Sin embargo, a medida que la velocidad disminuye, el μ_{Medio} presenta una mayor variación. Este comportamiento es producto de los sucesivos cambios de estados de stick a slip. Por otro lado, las gráficas de las presiones de contacto indican, una distribución no uniforme con una concentración de tensiones en el segmento A-B.

La gráfica 5.7 muestra la referencia de tres ejemplos seleccionados de los valores obtenidos en el ensayo de laboratorio.

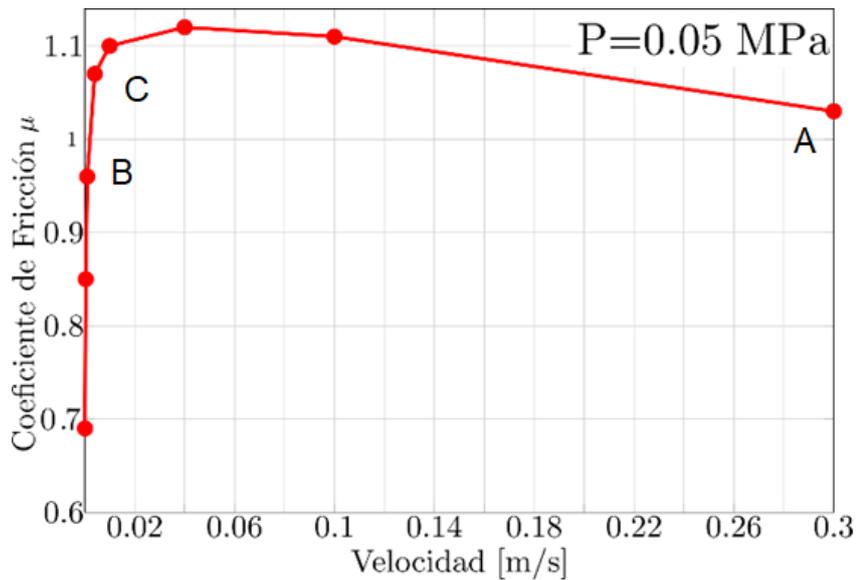


Figura 5.7: Ejemplos numéricos seleccionados.

5.1.13. Caso A

En el Caso A, se evalúa el modelo numérico para una presión constante de 0,05 MPa, una velocidad de 0.3 m/s, y un $\mu_{Contacto} = 1,03$

En la figura que se muestra a continuación, podemos ver dos gráficas, las cuales muestran dos parámetros importantes.

Por un lado, en la gráfica superior podemos ver la variación del coeficiente de fricción en función del tiempo y en la gráfica inferior ubicada a la derecha podemos observar los desplazamientos en función del tiempo.

Podemos observar, en la gráfica que muestra la variación de los coeficientes de fricción, que, para este primer caso, donde evaluamos la velocidad más alta, según los valores experimentales aportados por Fate para una presión constante de $P=0,05$ MPa y una velocidad alta de $V=0,3$ m/s, el coeficiente de fricción experimental y numérico son semejantes, siendo el valor de estos de $\mu_{Contacto} = 1,03$ y el $\mu_{Medio} = 1,029$.

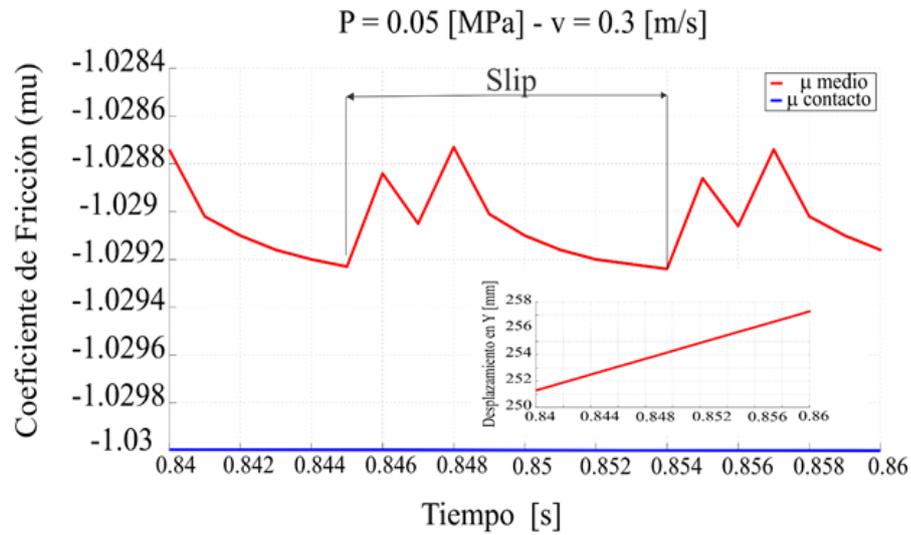


Figura 5.8: Variación del coeficiente de fricción para una presión de 0,05 MPa y una velocidad de 0,3 m/s y un $\mu_{Contacto}=1,03$

Se puede observar que en este caso que la probeta se deforma de manera significativa, y que la distribución de tensiones es simétrica, pero no homogéneas, siendo el valor máximo alcanzado de 1.047 MPa, ver Fig.5.9.

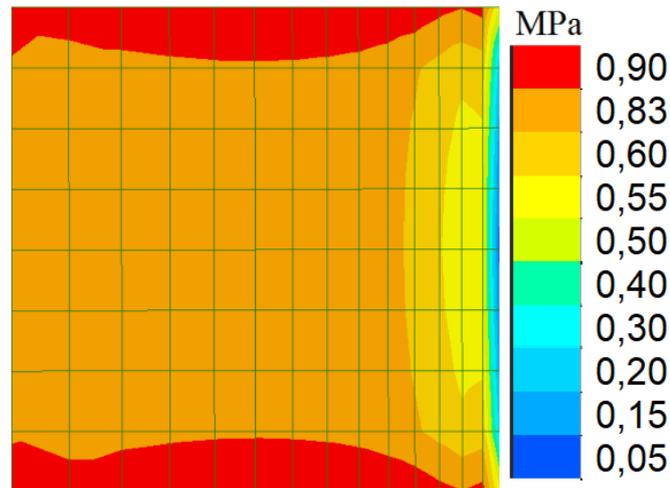


Figura 5.9: Distribución de tensiones para una presión de 0,05 MPa y una velocidad de 0,3 m/s.

Analizando la gráfica de desplazamientos, se identifica que en este caso el periodo de deslizamiento de la probeta de goma es continuo, linealmente creciente en función del tiempo. El estado de stick podemos decir que es despreciable porque se produce en tiempo muy reducidos.

Físicamente, la probeta de goma se encuentra deslizándose para todo el tiempo de simulación.

5. EFECTOS DE LA FRICCIÓN

Si bien el coeficiente de fricción es elevado, identificamos que, al ser una velocidad muy alta, el modelo encuentra convergencia sin problemas y se logró estabilizar la simulación de manera rápida. No fue necesario realizar alguna modificación en la formulación de las funciones de carga y velocidad del programa.

5.1.13.1. Caso B

En el Caso B, se evalúa el modelo numérico para una presión de 0,05 MPa, velocidad de $v=0,0040$ m/s y un $\mu_{Contacto}=1,7$

En la figura que se muestra a continuación, podemos ver dos gráficas, las cuales muestran dos parámetros importantes. Por un lado, en la gráfica superior podemos ver la variación del coeficiente de fricción en función del tiempo y en la gráfica inferior ubicada a la derecha podemos observar los desplazamientos en función del tiempo.

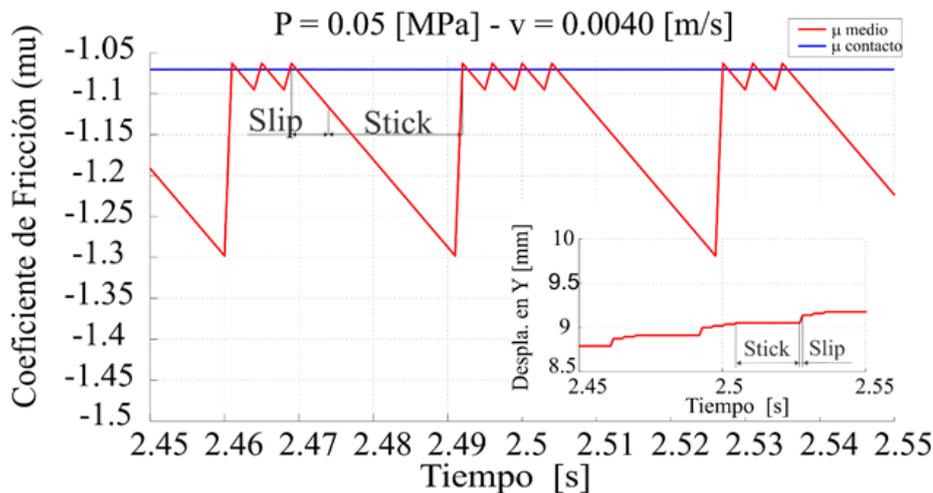


Figura 5.10: Variación del coeficiente de fricción para una presión de 0,05 MPa, velocidad de $v=0,0040$ m/s y un $\mu_{Contacto}=1,7$.

Podemos observar en la gráfica que muestra la variación de los coeficientes de fricción, que el coeficiente de fricción experimental es muy cercano al valor obtenido numéricamente, siendo estos, $\mu_{Contacto}=1,07$ y $\mu_{Medio}=1,06$.

Analizando la gráfica de desplazamiento, podemos ver que tenemos un periodo de tiempo prolongado donde la probeta no se desplazada (Stick) y una etapa menor donde la probeta se libera y se desliza. Este cambio de estado se produce con una pendiente importante, provocando estos problemas de convergencia, esta fue más difícil que en el caso anterior.

El modelo numérico logra estabilizarse en un mayor tiempo que en el caso anterior, los primeros segundos son muy inestable para estas condiciones de borde.

La distribución de las presiones de contacto es simétrica, pero no homogénea, siendo el valor máximo de esta de 0,88 MPa, ver Fig.5.11. Podemos observar una mayor concentración de tensiones en el sentido de desplazamiento del cubo.

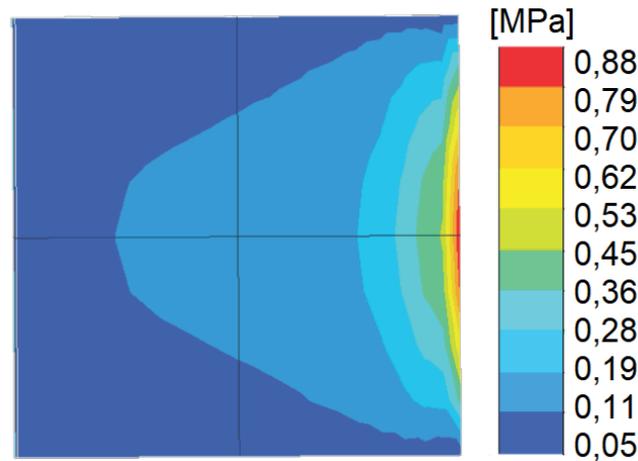


Figura 5.11: Distribución de tensiones para una presión de 0,05 MPa y una velocidad de 0,0040 m/s.

5.1.13.2. Caso C

En el Caso C, se evalúa el modelo numérico para una presión constante de 0,05 MPa, una velocidad de 0,0010 m/s, $\mu_{Contacto} = 0,96$.

En la figura que se muestra a continuación, podemos ver dos gráficas, las cuales muestran dos parámetros importantes. Por un lado, en la gráfica superior podemos ver la variación del coeficiente de fricción en función del tiempo y en la gráfica inferior ubicada a la derecha podemos observar los desplazamientos en función del tiempo. Podemos observar, en la primera gráfica, que el coeficiente de fricción μ_{Medio} es muy

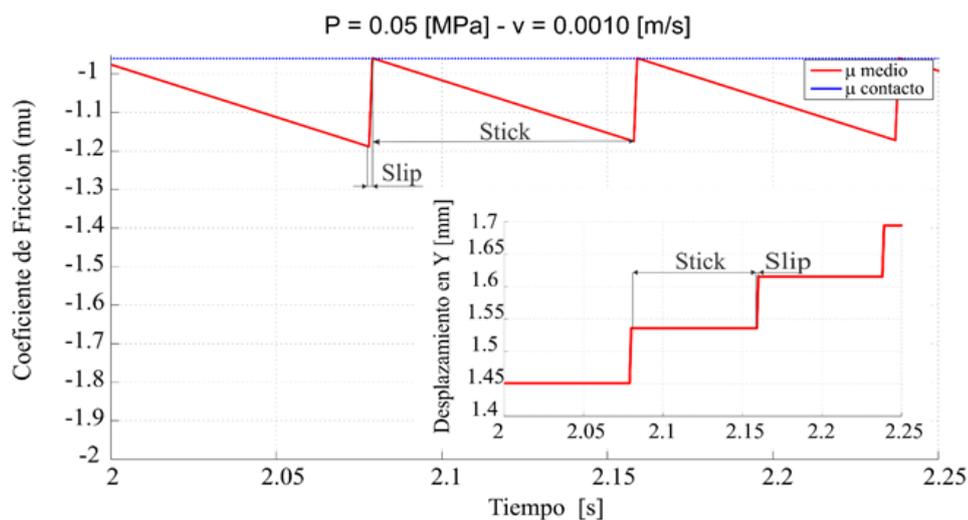


Figura 5.12: Variación del coeficiente de fricción para una Presión constante de 0,05 MPa y una Velocidad de 0,0020 m/s.

cercano al valor del $\mu_{Contacto}$ siendo el valor de estos de 0,98 y 0,96 respectivamente.

La distribución de las tensiones responde de la misma manera que en los casos anteriores siendo el valor máximo de 0.85 MPa, ver Fig.5.13.

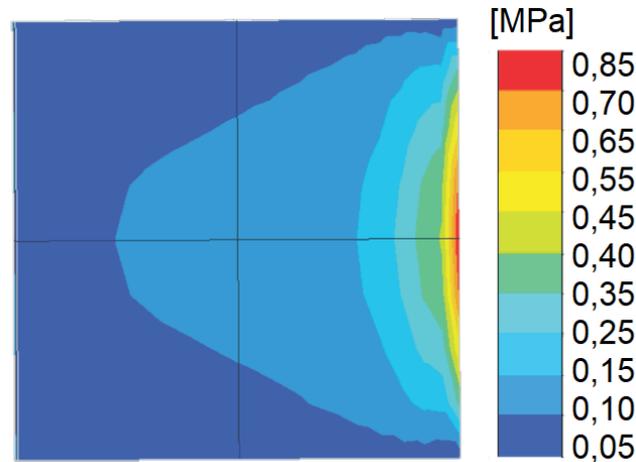


Figura 5.13: Distribución de tensiones para una presión de 0,05 MPa y una velocidad de 0,0020 m/s.

También podemos identificar que, para este caso, los periodos de Stick aumentan y disminuyen los periodos de desplazamiento respecto del caso anterior.

Observando la gráfica de desplazamientos, podemos ver que los cambios de estado son muy bruscos respecto a la situación anterior. Se identifica una pendiente muy importante en el momento en el que el cubo se libera y logra deslizarse. Este cambio tan significativo hace que este caso sea el más difícil de simular ya que para el paso de tiempo y las funciones de carga y velocidad formuladas para los otros casos este modelo no responde.

Para esta baja velocidad, se tuvo que realizar la simulación con un paso de tiempo más reducido $1e^{-4}$, y modificar las funciones de carga, haciendo que estas apliquen la carga de manera más uniforme que en los otros casos y evitando que la aplicación de la carga coincida con el instante donde se suelta el cubo, ya que aplicándola en ese momento no se logra una convergencia, de manera igual se formula la función de desplazamiento.

Físicamente lo que sucede es que la probeta de goma, queda estática soportando las cargas de presión y desplazamiento durante un periodo prolongado y de golpe se desliza, durante unos pocos segundos quedando nuevamente en estado de stick, así sucesivamente.

Esto se puede observar gráficamente mirando la curva de desplazamiento, podemos ver que tiene forma de escalera con una pendiente muy pronunciada, estos serían los cambios bruscos de un estado a otro.

En este caso la deformación de la probeta de goma no es muy significativa respecto del caso anterior siendo el valor de desplazamiento máximo de 3 mm.

En este modelo destacamos que el problema más importante para la convergencia es la variable velocidad, para esta variable el programa formulado es más sensible y debemos modificar las funciones de carga y desplazamiento.

Se encontró además que para estos casos de velocidad baja ciertos nodos que se localizan en la cara más solicitada se encuentran en estado de stick, cuando la mayoría de los nodos se está deslizando, esto provoca otros problemas de convergencia.

Se propuso como solución que todos los nodos pasen directamente al estado de Slip, pero no fue una solución eficiente ya que no se logró convergencia con esta modificación.

Una solución eficiente fue modificar las funciones de carga, desplazamiento y el paso de tiempo.

5.2. Conclusiones ensayo numérico

A partir de la simulación numérica del ensayo experimental se pudo comprender con mayor profundidad el comportamiento de un caucho sujeto a presiones de contacto y grandes desplazamientos, podemos decir que:

- se observó que el coeficiente de fricción medio es similar al coeficiente de fricción de contacto cuando las velocidades son elevadas. A medida que la velocidad del ensayo disminuye, el coeficiente de fricción presenta una variación de consideración, con períodos de stick más prolongados. Esto tiene gran implicancia en el registro de las fuerzas tangenciales por medio de celdas de carga,
- las soluciones numéricas indicaron una importante concentración de tensiones en el borde de la probeta, donde se aplica el desplazamiento, lo que generaría un desgaste y un redondeo del borde. Este efecto, que no ha sido tenido en cuenta en el modelo numérico, contribuiría a acelerar la convergencia de la solución,
- como trabajo futuro, se planea ampliar este estudio considerando la rugosidad del suelo,
- con el modelo numérico validado, se cuenta con una nueva herramienta para calcular los coeficientes de fricción que se necesitan sin la necesidad de realizar un ensayo experimental.

Capítulo 6

Contacto con fricción y grandes deformaciones mediante el MEF

En condiciones de uso, el neumático está sujeto a grandes deformaciones producto de las elevadas cargas que tiene que soportar y el material que lo conforma. Las deformaciones de la superficie de asfalto son insignificantes, por lo tanto, la suposición de una superficie rígida es aceptable. Por esta razón, el tipo de contacto adoptado para el análisis es el del tipo Rígido-Flexible. A diferencia de muchas combinaciones de superficies, donde el comportamiento de fricción depende principalmente de la naturaleza de las superficies de contacto, la fricción del caucho tiene una gran dependencia de las características del material utilizado. Desde el punto de vista de la descripción cinemática de los cuerpos en contacto en este trabajo se utiliza una técnica ampliamente difundida que es la aproximación denominada nodo-segmento, donde al nodo de un cuerpo, denominado esclavo, se le asocia una zona de un segmento o superficie de otro cuerpo, denominado maestro, [18]. Para la definición del contacto Rígido flexible, se toma un nodo perteneciente a la superficie rígida plana, a este nodo lo llamaremos “Nodo Maestro”. En este caso el nodo maestro va a ser uno de los nodos que define la junta prismática que perite el movimiento tangencial del plano de contacto. Se define además un grupo de nodos perteneciente al neumático, a este grupo de nodos lo llamaremos “Nodos Esclavos”. Este grupo de nodos va a quedar determinado por la región del neumático que va a estar en contacto con el asfalto. En nuestro caso es la región inferior del neumático.

6.1. Cinemática de contacto

Muchos problemas de contacto implican grandes deformaciones de los cuerpos contactores. Cuando dos o más cuerpos B^α se acercan uno al otro durante un proceso de deformación finita y entran en contacto en su límites, denotados por Γ_c , ver Fig.6.1, observamos que dos puntos, \mathbf{X}^1 y \mathbf{X}^2 , en la configuración inicial de los cuerpos tienen una posición distinta, pero pueden ocupar la misma posición en la configuración actual, $\varphi(\mathbf{X})^2 = \varphi(\mathbf{X})^1$, dentro del proceso de deformación. Por lo tanto, las condiciones de contacto deben formularse con respecto a la configuración actual.

6. CONTACTO CON FRICCIÓN Y GRANDES DEFORMACIONES MEDIANTE EL MEF

Considerando dos cuerpos elásticos B^α , $\alpha = 1, 2$, cada uno de los cuales ocupa el dominio acotado $\Omega^\alpha \subset \mathbb{R}^3$. El límite Γ_α de un cuerpo B_α consta de tres partes: Γ_α^σ con cargas superficiales prescritas, Γ_α^u con desplazamientos prescritos, y Γ_α^c , donde los dos cuerpos B^1 y B^2 entran en contacto, ver Fig. 6.1.

En el área de contacto, tenemos que formular las ecuaciones de restricción o la función de aproximación para el contacto normal, así como las relaciones cinemáticas para el contacto tangencial.

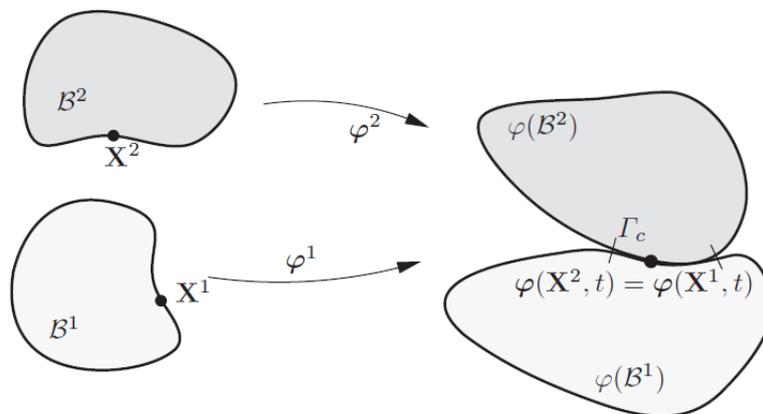


Figura 6.1: Deformación finita para cuerpos en contacto.

En problemas de grandes deformaciones, la distancia entre los cuerpos en contacto se minimiza, como se puede encontrar, por ejemplo, para la condición clásica de no penetración en [41]. En el caso de que deba permitirse una pequeña penetración debido al acercamiento de los dos cuerpos en contacto, las cinemáticas de contacto se desarrollan en [42]. Esta función de no penetración también juega un papel importante en la definición de la velocidad tangencial en la interfaz de contacto, que es necesaria para formular problemas de fricción, por ejemplo, ver [43], [44], [45], o [46].

6.1.1. Solución general del problema de contacto por fricción

Cuando se considera la fricción, el vector de separación generalizado \mathbf{g}_A y el multiplicador de Lagrange λ se pueden dividir en los componentes normales \mathbf{g}_{NA} y λ_{NA} , y los componentes tangenciales \mathbf{g}_{TA} y λ_{TA} respectivamente. La división se lleva a cabo utilizando el vector normal exterior promedio ν_A a la superficie γ_c^1 en el nodo A. Las ecuaciones se definen para problemas cuasiestáticos, donde el período de análisis $[0, T]$ se subdivide en intervalos de tiempo $[t_n, t_{n+1}]$ con el paso de tiempo correspondiente $\Delta t = t_{n+1} - t_n$. De esta manera, la energía potencial de contacto se

puede dividir en componentes normales y tangenciales, produciendo

$$\begin{aligned}
 \Pi^C = & \sum_{A=1}^{n^1} [\lambda_{NA}(t_{n+1}) \\
 & \times \nu_A(t_n) \cdot \underbrace{\left(\sum_{B=1}^1 n_{AB}^1(tn+1) \mathbf{x}_B^1(tn+1) - \sum_{C=1}^{n^2} n_{AC}^2(tn+1) \mathbf{x}_C^2(tn+1) \right)}_{g_{NA}} \\
 & + \lambda_{TA}(t_{n+1}) \\
 & \cdot \underbrace{[\mathbf{I} - \nu_A(t_n) \otimes \nu_A(t_n)] \left(\sum_{B=1}^1 n_{AB}^1(tn+1) \mathbf{x}_B^1(tn+1) - \sum_{C=1}^{n^2} n_{AC}^2(tn+1) \mathbf{x}_C^2(tn+1) \right)}_{g_{TA}}],
 \end{aligned} \tag{6.1}$$

donde; n_{AB}^1 y n_{AB}^2 son los factores de peso

$$n_{AB}^1 = \int_{\gamma_e^1} N_A^1(\xi^1) N_B^1(\xi^1) d\gamma \quad n_{AC}^2 = \int_{\gamma_e^2} N_A^1(\xi^1) N_C^2(\xi^2) d\gamma. \tag{6.2}$$

En el término correspondiente a la componente normal de la ecuación 6.1, los factores de peso n_{AB}^α y las posiciones \mathbf{x}_A^α se evalúan en el paso de tiempo actual t_{n+1} , mientras que en el término de la componente tangencial, las posiciones se evalúan en el paso de tiempo anterior t_n .

Esta forma de definir la componente tangencial permite representar el incremental de movimiento tangencial y asegurar las propiedades de objetividad en la formulación, como lo demuestran en [47].

Para simplificar la formulación, el vector unitario normal ν_A se evalúa explícitamente en el paso de tiempo anterior t_n . Por lo tanto, el término de energía potencial de contacto finalmente se escribe como

$$\Pi^C = \sum_{A=1}^{n^1} \lambda_{NA}(tn+1) g_{NA}(tn+1) + \lambda_{TA}(t_{n+1}) \cdot \mathbf{g}_{TA}(t_{n+1}). \tag{6.3}$$

La solución general al problema de contacto de fricción unilateral [16], viene dada por

$$\begin{aligned}
 \mathbf{U} = & \operatorname{arginf} (\Pi^{\text{int,ext}}(\mathbf{U}) + \Pi^c(U)), \\
 & \underbrace{\lambda_{NA} \leq 0, \quad \lambda_{NA} g_{NA} = 0, \quad \|\lambda_{TA}\| \leq -\mu \lambda_{NA}}_{\text{KKT para contacto sin fricción}}, \\
 & \underbrace{\mathbf{g}_{TA} = \|\mathbf{g}_{TA}\| \frac{\lambda_{TA}}{\|\lambda_{TA}\|}; \quad \|\mathbf{g}_{TA}\| (\|\lambda_{TA}\| + \mu \lambda_{NA}) = 0}_{\text{KKT para contacto con fricción}}, \\
 & A = 1, \dots, n^1,
 \end{aligned} \tag{6.4}$$

donde, \mathbf{U} es el vector de desplazamientos globales. El primer conjunto de restricciones representa las condiciones de Karush-Kuhn-Tucker (KKT) para el problema de contacto unilateral sin fricción. La primera condición indica la restricción de impenetrabilidad, la segunda es la condición de no extracción (solo se permite la compresión) y la tercera es la ecuación de complementariedad.

El segundo conjunto de restricciones representa las condiciones KKT para la fricción. La primera desigualdad establece el valor máximo de la presión de contacto tangencial, $\mu\lambda_{NA}$, donde μ es el coeficiente de fricción. La segunda ecuación impone la colinealidad entre el desplazamiento tangencial y la tensión de contacto tangencial (se asume una regla de deslizamiento asociativa).

El tercero es la ecuación complementaria que indica que \mathbf{g}_{TA} y $\|\lambda_{TA}\| + \mu\lambda_{NA}$ no pueden ser simultáneamente cero. Por lo tanto, cuando $\|\lambda_{TA}\| < -\mu\lambda_{NA}$ y $\mathbf{g}_{TA} = 0$ el estado del contacto está adherido (stick), y cuando $\mathbf{g}_{TA} \neq 0$, las tensiones tangenciales son iguales a $\|\lambda_{TA}\| = -\mu\lambda_{NA}$ y el cuerpo se desliza (slip).

La consideración de la fricción presenta una complejidad adicional con respecto al problema de la fricción, que está relacionado con los sucesivos cambios de estado de stick a slip o viceversa.

Las condiciones de Karush-Kuhn-Tucker (KKT) son requerimientos necesarios y suficientes para que la solución sea optima, tenemos restricciones de desigualdad, restricción con igualdad siendo, N el número de restricciones.

6.2. Descripción cinemática

Para la descripción cinemática de los cuerpos en contacto se ha seleccionado una aproximación del tipo Nudo-Segmento. En este tipo de aproximación, durante las deformaciones finitas, dentro de la superficie de contacto, un nodo perteneciente a la superficie rígida no deformable (asfalto) el cual recibe el nombre de "clavo" se desliza sobre varios nodos del cuerpo flexible (neumático). La superficie perteneciente al cuerpo flexible recibe el nombre de "superficie maestra". El sólido rígido se representa mediante una ecuación de superficie y el sólido flexible mediante una malla de elementos finitos.

Esta aproximación tiene una formulación dual mixta basada en un método de Lagrangiano aumentado,

$$\mathcal{L}^c(\mathbf{U}, \lambda) = \begin{cases} \frac{-\lambda \cdot \lambda}{2r} & \text{si } \sigma_{NA} > 0, \\ \lambda \cdot \mathbf{g} + \frac{r}{2} \cdot \mathbf{g}^2 & \text{si } \sigma_{NA} \leq 0, \end{cases} \quad (6.5)$$

λ es el vector presión de contacto, el cual se puede descomponer en una componente tangencial λ_T y una componente normal λ_N , También el vector Huelgo se puede descomponer en un desplazamiento normal o penetración, \mathbf{g}_N y en un desplazamiento tangencial \mathbf{g}_T , r es un parámetro de penalización positivo.

Analizando los vectores normales y tangenciales, podemos identificar dos situaciones: por un lado, que los cuerpos se encuentren en contacto y por el otro que no

estén en contacto,

$$\begin{aligned} \sigma_{NA} > 0 & \text{ No Contacto, } \Rightarrow \text{ Gap} \\ \sigma_{NA} \leq 0 & \text{ Contacto.} \end{aligned} \tag{6.6}$$

Cuando los cuerpos se están en contacto $\sigma_{NA} \leq 0$, se pueden presentar dos situaciones, una es que los cuerpos estén estáticos y otra es que los cuerpos se encuentren en movimiento,

$$\sigma_{NA} \leq 0 = \begin{cases} \|\sigma_{TA}\| + \mu\sigma_{NA} < 0 & \text{Stick ,} \\ \|\sigma_{TA}\| + \mu\sigma_{NA} \leq 0 & \text{Slip.} \end{cases} \tag{6.7}$$

Cuando existe *stick*, los cuerpos en contacto no se mueven. Para el estado de *slip* existe deslizamiento en la dirección tangencial.

6.3. Consideraciones para el análisis numérico

El estudio del contacto se realiza mediante un análisis no lineal. Este tipo de análisis al igual que en el análisis lineal, la matriz de rigidez (K) depende de la geometría, el material y los apoyos, pero la forma de analizar el sistema es diferente. De esta forma la matriz de rigidez deja de ser constante y se deben ir regenerando las formulaciones a medida que progresa la deformación del sistema (para cada tiempo evaluado).

El problema planteado tiene una gran complejidad ya que presenta varios tipos de no linealidades; por un lado, la geometría no lineal o no linealidad geométrica, la cual se genera cuando los cambios en la rigidez provienen exclusivamente de los cambios de forma. En este caso el neumático presenta grandes deformaciones en la dirección de las cargas aplicadas cuando es inflado y al estar girando. También se presenta no linealidad en el material, ver Capítulo 3.

En su conjunto, las no linealidades geométricas y del material generan un problema muy complicado para resolver. Requiere un análisis detallado para lograr la convergencia del modelo.

Es importante destacar que el elemento de contacto utilizado en este trabajo ya estaba implementado en el programa comercial usado. Sin embargo, se trabajó intensamente sobre la convergencia del problema, ya que el contacto con grandes deformaciones presenta muchas inestabilidades (se deforma muy rápido para cada paso de tiempo). Para facilitar la convergencia del problema se incorporaron técnicas como:

- Automatización del paso de tiempo: con esta técnica se reducen horas de simulación ya que al tener calibrado el paso de tiempo entre un máximo y un mínimo el solver del programa busca la mejor solución para el menor residuo. De esta manera dependiendo del residuo de la simulación anterior se elige el paso de tiempo posterior, facilitando la convergencia de modelo. Lograr definir los pasos de tiempo máximo y mínimo es muy importante y requirió de varias simulaciones para conocer la sensibilidad del modelo

6. CONTACTO CON FRICCIÓN Y GRANDES DEFORMACIONES MEDIANTE EL MEF

- Se ignoraron los grados de libertad extra que presentan los elementos, ya que estos hacen que se presenten inestabilidades en el modelo
- Se incorporó un factor de relajación, pero solo en los multiplicadores de Lagrange. Este parámetro se utilizó para facilitar la convergencia del procedimiento Newton-Raphson al resolver el problema de contacto, pero como contrapartida incorpora más iteraciones

Cada uno de los recursos mencionados fue aplicado uno a la vez, lo que implicó realizar numerosas simulaciones hasta lograr ajustar el modelo numérico.

Capítulo 7

Estrategia de modelado

El neumático objeto del presente estudio tiene las medidas **185/60R15**. El modelo de elementos finitos del mismo describe con precisión la geometría de las distintas zonas, cada una de las cuales tiene asignado el material correspondiente.

El modelo considerado en este trabajo se analiza con el programa de elementos finitos NX12 – Samcef de Siemens. Se utilizan dos tipos de mallas, una para las zonas de refuerzos y otra para los sólidos que conforman el neumático, entre las mallas del modelo se impone una conexión de acoplamiento del tipo adherencia coincidente, de manera tal que las mallas trabajen como una sola.

Para la generación de las mallas de los sólidos sin refuerzos se parte de las secciones transversal de los mismos. Primero se realiza una malla 2D cuadrangular, sobre la cara transversal del sólido de revolución. Luego se revoluciona la malla 2D y se generan elementos 3D hexaédricos de 8 nodos sobre toda la superficie de revolución, ver Fig.7.1. Esta metodología logra que el ángulo de orientación de la fibra se mantenga constante para toda la geometría del neumático.

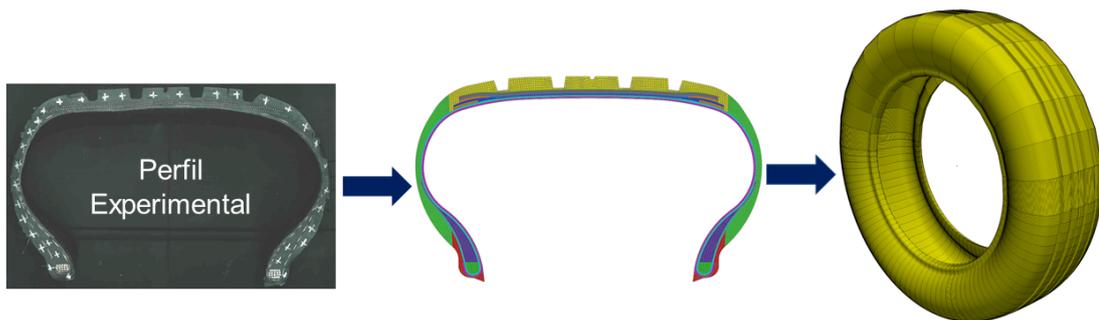


Figura 7.1: Esquema de la metodología de mallado.

Los materiales compuestos que constituyen los refuerzos se encuentran en la superficie inferior del sólido al que refuerzan. Estas láminas son malladas con elementos del tipo membrana cuadrangulares. Estas son generadas después de las mallas tridimensionales. Se le asigna a cada una de las láminas los espesores y materiales ortotrópicos correspondientes y también se le da la orientación a la fibra.

Sobre la discretización de la malla se concluye que el refinamiento más importante es el que se haga en la zona donde el neumático este en contacto con el asfalto,

mientras que en la región donde el neumático no está en contacto con el suelo, la variación del tamaño de los elementos no influye en los valores obtenidos, por lo cual se pueden colocar menos elementos en esa región. En el espesor del rodado y de los refuerzos se colocaron cuatro y dos elementos respectivamente, ya que los mismos se ven sometidos a esfuerzos de flexión.

7.1. Modelado del asfalto

Para modelar el asfalto se utilizó un plano rígido, liso. Se consideró esta superficie ya que el asfalto idealmente es indeformable. El plano se encuentra ubicado 28 mm debajo del neumático, para facilitar la etapa de inflado, ver Fig.7.2.

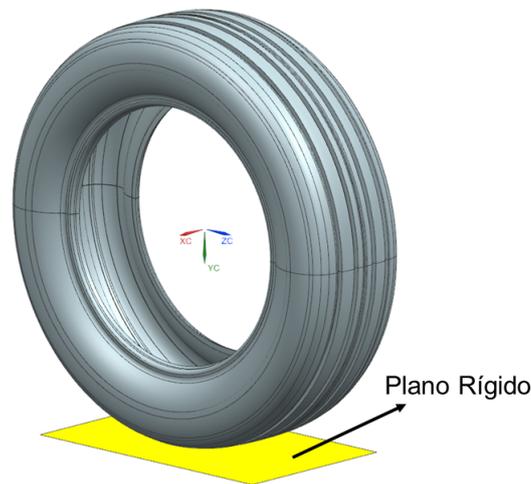


Figura 7.2: Ubicación del plano rígido de contacto.

7.2. Adherencia de las mallas

Antes de comenzar el mallado se le impuso a la geometría del neumático, una restricción de adherencia del tipo nodo coincidente, la cual tiene una tolerancia de búsqueda de 0.010 [mm].

Esta adherencia hace que las distintas mallas que se generan estén unidas, teniendo nodos coincidentes en las aristas coincidentes. De esta manera cada parte del neumático puede ser mallada de manera individual, se le puede asignar su respectivo material, pero todas las mallas trabajan como una sola, teniendo continuidad de tensiones, deformaciones y desplazamientos en todo el neumático. En la Fig.7.3, se muestra un esquema representativo, de dos sólidos distintos, con sus respectivas mallas, y la conciencia de los nodos de las aristas límites. Este elemento presenta la restricción de que el tamaño de los elementos de los sólidos a unir debe ser similar para no provocar discontinuidad en los resultados.

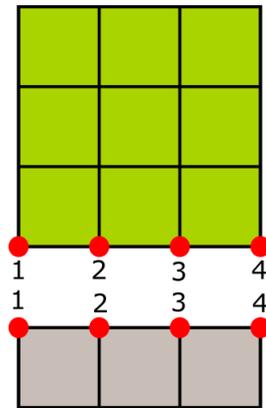


Figura 7.3: Esquema representativo de la adherencia de las mallas

7.3. Modelado de las secciones solidas 3D de caucho, sin refuerzo

El modelado de un neumático con su dibujo de rodado es considerablemente más complejo y computacionalmente más caro que su contraparte de rodado liso. En este trabajo no se consideraron los canales diagonales, ya que estos no influyen en la distribución de las presiones de contacto.

Para modelar la geometría completa del neumático, se utilizó como herramienta de mallado la operación de revolución, considerando un ángulo de barrido de 360° . Para generar correctamente la malla se debe:

- controlar parámetros de la malla, refinando en las regiones de importancia,
- seleccionar un elemento finito tridimensional adecuado para materiales incompresibles,
- mallar el modelo manteniendo constante el lado principal del elemento, para lograr una orientación correcta del material,
- verificar adherencia de las mallas mediante un análisis modal.

7.3.1. Metodología de mallado 3D

Para generar las mallas 3D se partió de la sección transversal de la geometría, en la Fig.7.4 podemos observar el perfil del neumático estudiado, este perfil fue aportado por la empresa Fate S.A.I.C. Sobre las caras de este perfil se trabajó inicialmente.

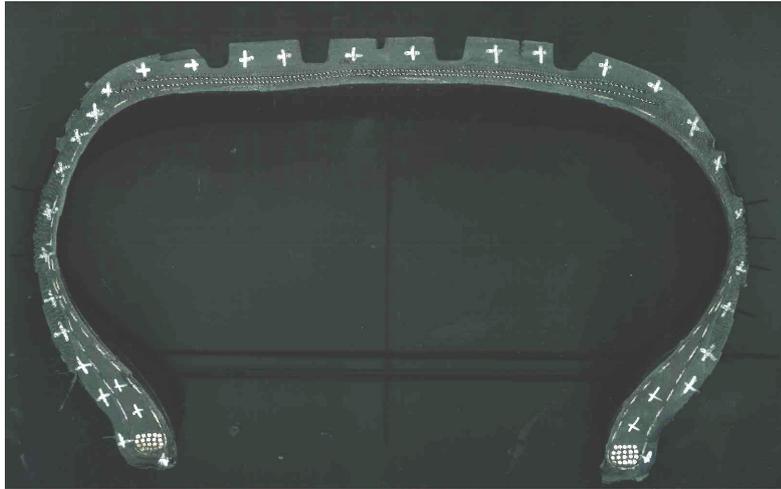


Figura 7.4: Imagen experimental de la sección transversal del neumático Eximia. 185/R60-15

En primer lugar, se realizó una malla 2D sobre el perfil transversal del modelo del neumático. Para generar la malla se utilizó la herramienta de mapeo de malla. La técnica de mapeo asegura que la malla generada sea simétrica y de elementos proporcionales, evitando generar elementos tipo aguja en las secciones más pequeñas del neumático. El tipo de elementos utilizados fue cuadrangular de cuatro nodos. Se generó primero esta malla sobre el perfil del neumático, para poder tener mallas de elementos más uniformes, en la Fig.7.5 se puede observar la malla 2d generada.

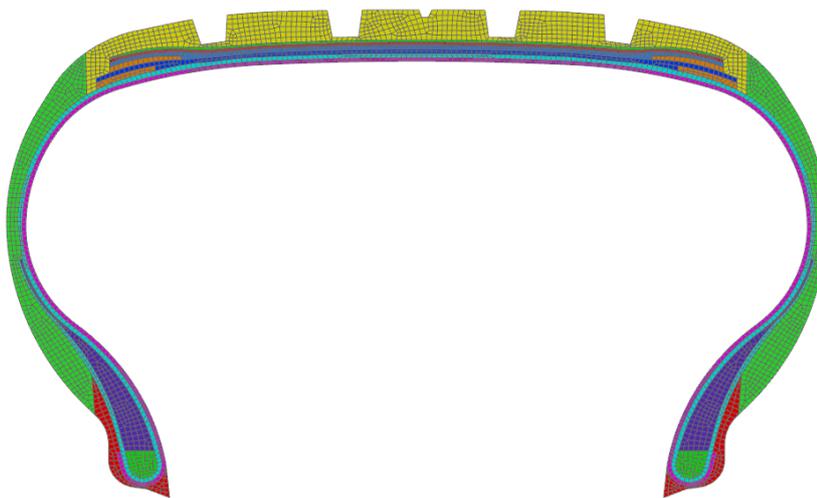


Figura 7.5: Malla 2d de elementos cuadrangulares generada sobre el perfil transversal del neumático

Una vez generada la malla 2D sobre la superficie se procedió a realizar una operación de revolución de la malla, considerando un ángulo de 180° , se utilizaron elementos Hexaédricos de 8 nodos para discretizar los elementos sólidos. De esta

7.3 Modelado de las secciones solidas 3D de caucho, sin refuerzo

manera se generó un modelo 3D completo del neumático, ver Fig.7.6. Este procedimiento se aplica a cada sección geométrica del neumático.



Figura 7.6: Malla 3D de elementos hexaédricos.

Es importante aclarar que tanto las mallas 3D y 2D se revolucionaron 180° , ver Fig.7.7, debido a que el programa a la hora de orientar el material trabaja con ángulos de 0 a 180° .

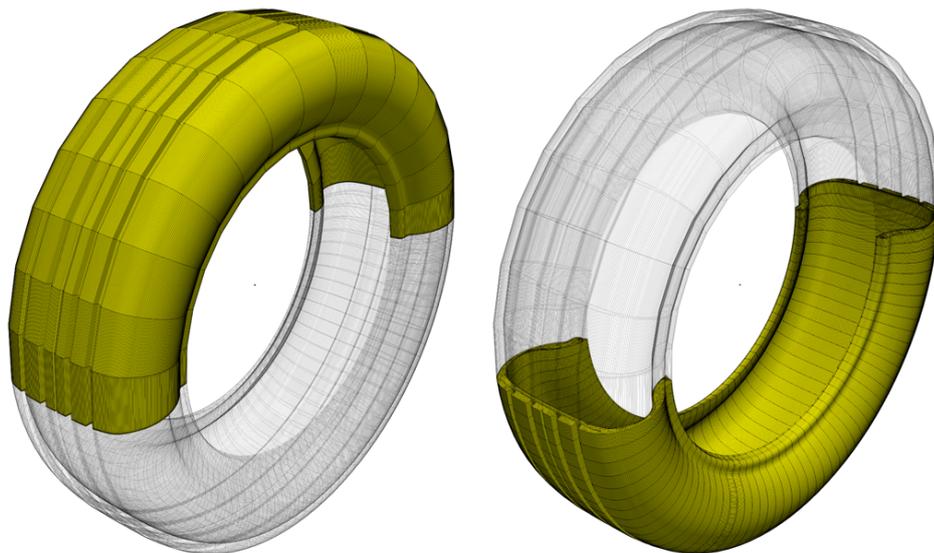


Figura 7.7: Mallas generadas por pares.

Inicialmente se comenzó con un tamaño de malla grande, siendo el espesor de los elementos utilizados de 1,5 mm. En la región donde el neumático hace contacto con el plano rígido se colocaron 50 elementos y en el resto del neumático 12 elementos. Con este tamaño de malla se procedió a realizar el ajuste de las funciones de las condiciones de borde, luego se realizó un refinado para obtener una mejor visualización de los resultados.

7.3.2. Tipo de elemento tridimensional

En este modelo, se utilizaron elementos finitos hexaédricos de 8 nodos. Este tipo de elemento es adecuado para materiales incompresibles como el caucho. La dimensión de los elementos es de 1.5[mm] y se refino la zona de pisada del neumático, colocando un total de 60 elementos. Dicha zona es la que se encuentra en contacto con el pavimento. El modelo cuenta con un total de 163410 elementos hexaédricos.

7.3.3. Refinamiento de la malla

Se refino con detalle el espesor del rodado. Se colocaron 6 elementos en la altura total del taco del rodado, ver Fig.7.8, ya que esta región está sometida a grandes esfuerzos de tracción, incluido en ellos momentos flectores. El espesor de los elementos utilizados es de 1,5 mm.

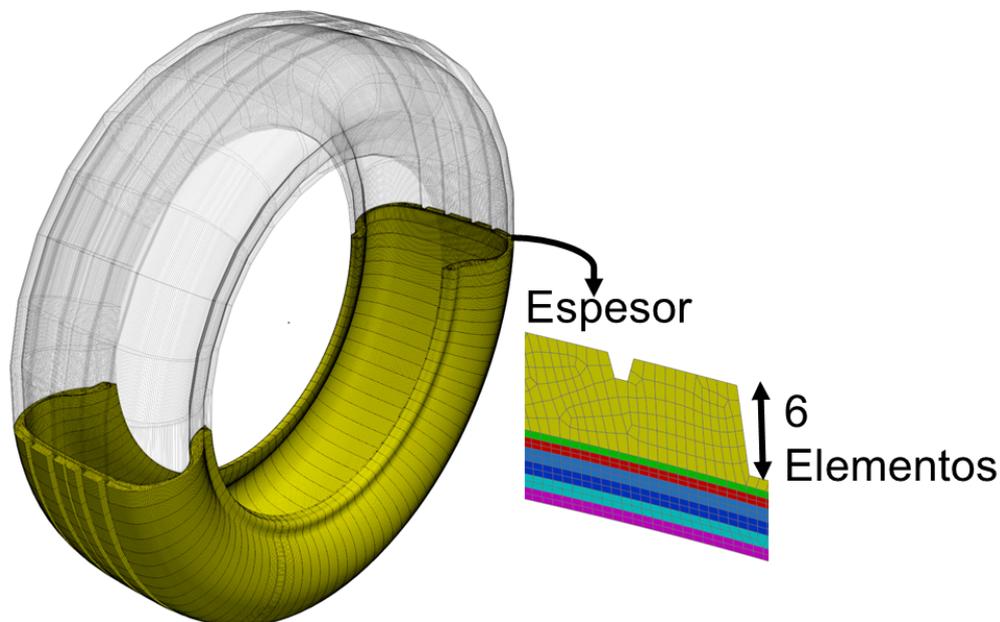


Figura 7.8: Detalle espesor rodado.

En la zona de la pisada (región de contacto entre el asfalto el neumático), ver Fig.7.9, se colocaron un total de 50 elementos ya que es una región importante para el estudio. Poner elementos muy grandes no ayuda a la convergencia del problema de contacto.

7.3 Modelado de las secciones solidas 3D de caucho, sin refuerzo

En el resto de la dirección circunferencial del neumático se colocaron un total de 20 elementos, ver Fig.7.10. Se mallo con menos elementos esta región ya que la misma no intervienen en la región de estudio [2].

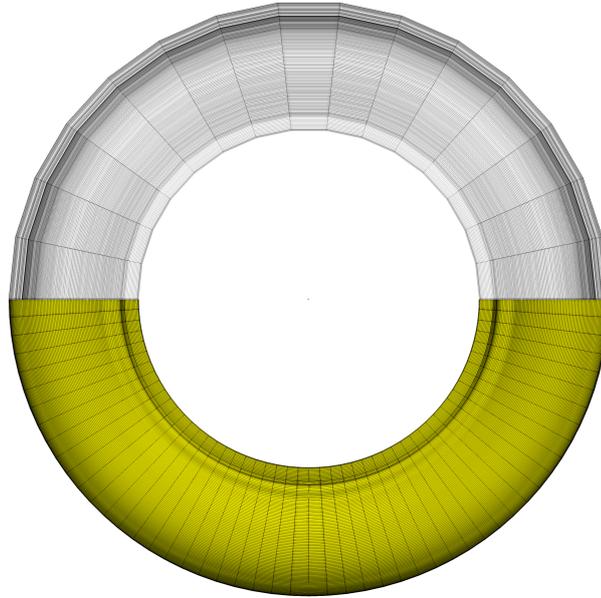


Figura 7.9: Tamaño de la malla generada en la región de contacto.

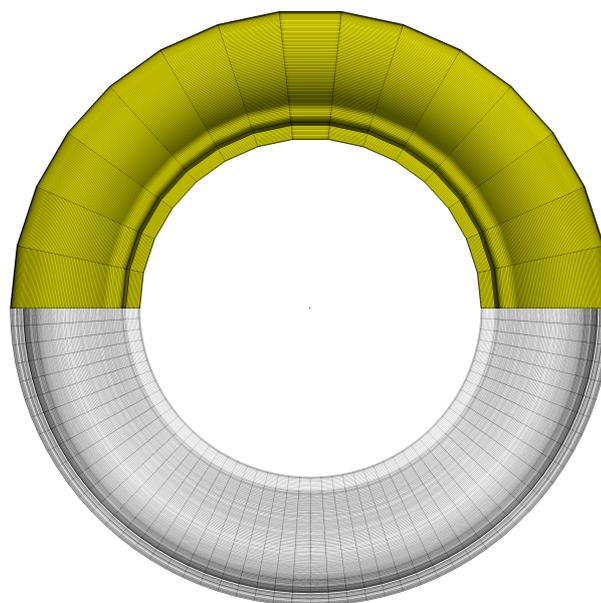


Figura 7.10: Tamaño de la malla generada en la región de no contacto.

7.4. Modelado de los refuerzo

Los refuerzos del neumático son representados, como un material compuesto. Estas laminas se discretizan como membranas 2D, las cuales están conformadas por elementos cuadrangulares. Las láminas de refuerzo se ubican debajo de la sección geométrica a la que refuerzan, ver Fig.7.11.

El neumático estudiado tiene un total de cuatro láminas de refuerzos, ubicadas estratégicamente en la región del rodado del neumático. La ubicación exacta de estos refuerzos son datos confidenciales de la empresa Fate. En la Fig.7.11 se puede ver una ubicación ficticia de uno de los refuerzos del neumático, este se encuentra ubicado por debajo del sólido al que refuerza.

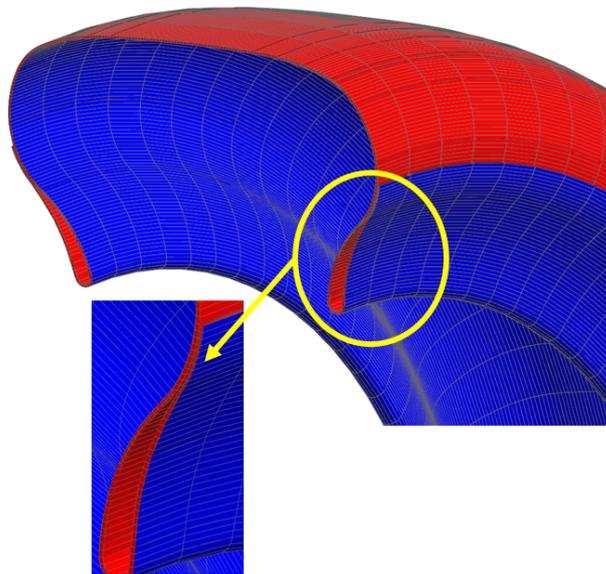


Figura 7.11: Ubicación supuesta de un refuerzo.

Para generar la malla 2D se utiliza el método de mapeo. El mapeo se realiza respecto de las aristas del sólido al que refuerzan. Además, se condiciona que la malla 2D generada, tenga concordancia entre las aristas geométricas y estas estén fusionadas. De esta manera, se logra una malla 2D idéntica a los elementos inferiores de la malla 3D del sólido de caucho que refuerzan. Las mallas que conforman los refuerzos tienen un total de 36010 elementos cuadrangulares.

Una vez, generadas las membranas, se realiza una verificación de la orientación del lado principal de los elementos. Esta verificación se hace ya que el ángulo de orientación de la fibra se toma respecto del lado principal de los elementos, y por esta razón este debe ser el mismo para toda la malla. Dada la irregularidad que presentan la geometría, ver Fig.7.12, de los sólidos que constituyen el neumático, el lado principal de los elementos varía.

Si la orientación de los elementos no se corrige, la orientación de las fibras varía, provocando problemas de convergencia, concentración de tensiones, disminución de la resistencia del neumático, aumento de las presiones de contacto y desplazamientos.

Para evitar los efectos antes mencionados se aplicó una técnica para orientar el lado principal del elemento.



Figura 7.12: Irregularidades geométricas del perfil del neumático.

7.4.1. Orientación del material de los elementos

La orientación del laminado se define en cada elemento, utilizando la orientación del material del elemento. Por defecto en el programa NX-Samcef, la orientación del material de un elemento corresponde a la dirección definida por sus dos primeros nodos.

Cuando se generan las mallas, el lado principal de los elementos no se mantiene constante este cambia de dirección arbitrariamente.

Para las láminas generadas se verificó la orientación del material. La se puede visualizar fácilmente sobre la malla aplicando el módulo de verificación de malla, ver Fig.7.13.

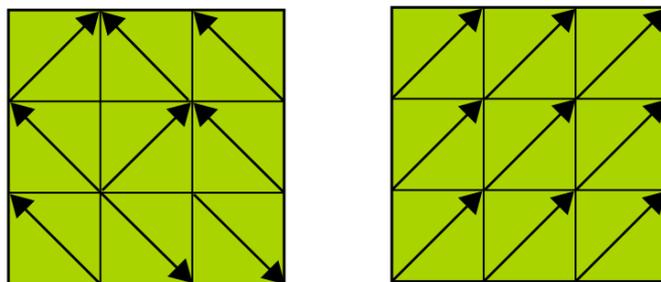


Figura 7.13: Esquema indicativo de la orientación original y corregida del material para las mallas de refuerzo

En la Fig. 7.13 podemos ver que para el caso del refuerzo del Absorbedor 2 el ángulo de orientación del material varia. Para re-definir la orientación del material de los elementos, se utilizó la herramienta " *Editar datos asociados de malla*". Para

definir la orientación del material de manera más consistente, se usó el "vector X, del sistema de coordenadas global, como método de orientación de material. Luego de definir el vector de orientación se especificó el ángulo de rotación que tiene la fibra respecto de este. De esta manera el material queda orientado respecto del eje X, para toda la revolución de la malla.

Finalmente, corregido el ángulo del material se asignó el material ortotrópico correspondiente a los refuerzos, el ángulo de la fibra y el espesor indicado por la empresa fabricante.

Dichas características de los refuerzos son datos confidenciales de la empresa fabricante de neumáticos Fate S.A.I.C.

7.5. Verificación de la adherencia de las mallas

Finalmente, con las mallas de los sólidos y de los refuerzos generadas, antes de seguir avanzando con las condiciones de borde se verifica el pegado de las mallas realizando un análisis modal. Se consideraron un total de 16 modos para evaluar el pegado de las láminas.

El resultado numérico muestra que se calcularon 6 modos de cuerpo rígido y 10 modos de vibración, esta respuesta es correcta y verifica el pegado de la malla. A continuación, se muestran algunos de los modos evaluados, se puede observar en las imágenes continuidad en los desplazamiento y tensiones, demostrando que el pegado de las mallas es correcto.

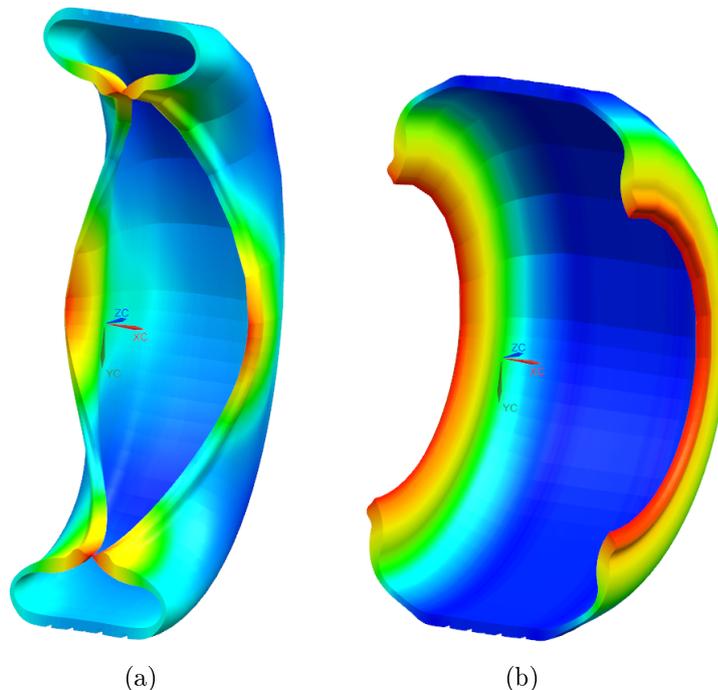


Figura 7.14: (a) Modo de vibración N° 4, para una frecuencia de 600 [Hz]. (b) Modo 5 frecuencia 700[Hz].

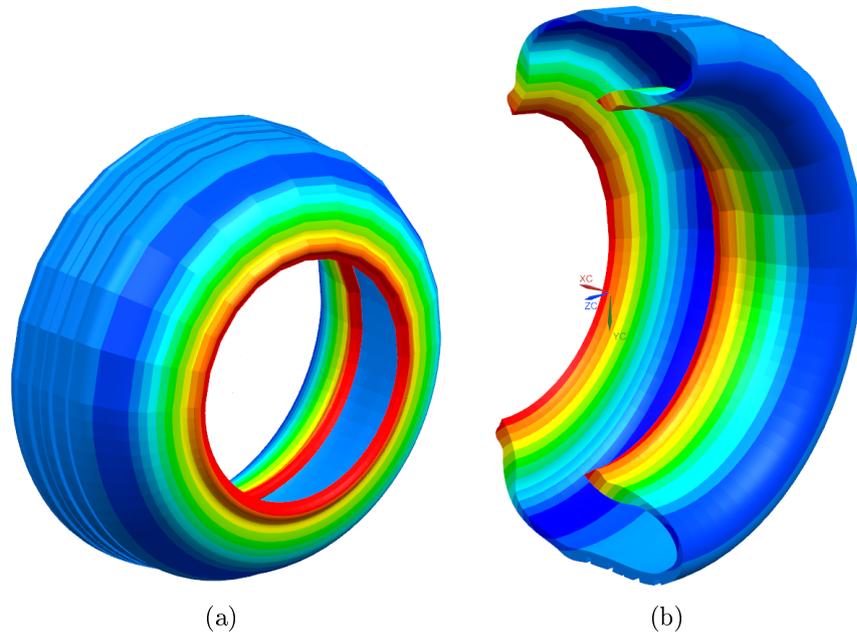


Figura 7.15: (a) Modo de vibración N° 10, para una frecuencia de 864 [Hz]. (b) Corte del neumático.

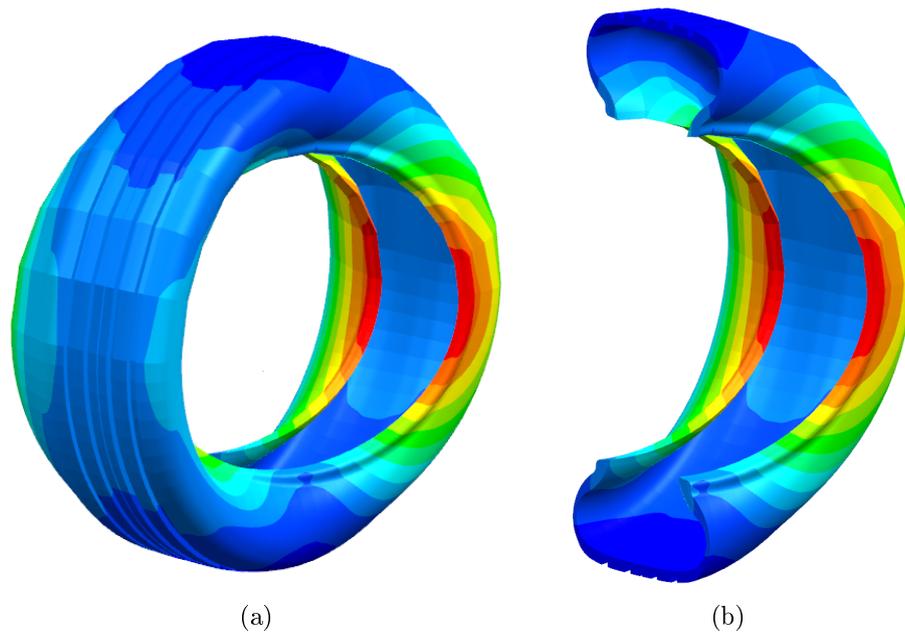


Figura 7.16: (a) Modo de vibración N° 10, para una frecuencia de 920 [Hz]. (b) Corte del neumático.

7.6. Resumen de las mallas generadas

En la siguiente Tabla 7.1 se pueden visualizar la cantidad de elementos y grados de libertad del modelo generado.

Tabla 7.1: Datos de las mallas generadas.

Parámetro	Valor
Grados de libertad	445661
Elementos Hexahedricos	130728
Elementos cuadrangulares	28808

7.7. Observaciones del mallado

Generar las mallas del neumático resultado muy complicado, ya que este tipo de estructura, donde los cuerpos comparten aristas varias veces conlleva a la continua actualización de las mallas generadas previamente. Esta actualización de malla se hace para re-escribir los nodos, generando nodos coincidentes en las aristas (elemento de adherencia), pero muchas veces, no resulta exitosa la actualización y se debe volver atrás con el mallado.

Se debe prestar mucha atención que malla se generan primero y así generar un orden en las piezas a mallar.

Otro problema que se presentó en la discretización es que el neumático al tener una geometría complicada (ángulos pequeños) la tolerancia de búsqueda para la adherencia quedaba reducida y no conectaba correctamente las geometrías, por lo cual se tuvo que trabajar mucho en el espesor del elemento. Se fueron realizando varias corridas con distintos espesores hasta llegar al más óptimo.

7.8. Conclusiones sobre mallado

7.8.1. Problemas

- Difícil lograr adherencia de nodos coincidente.
- Actualización malla no es exitosa siempre, pierde adherencia.
- Mallado 3D se debe tener una secuencia en la generación de los sólidos (desde adentro hacia afuera).
- Malla 2D el ángulo del material varía.
- Se debe prestar atención calidad elemento en los finales de la geometría.

7.8.2. Soluciones

- Se genera la malla según una secuencia mallado 3d establecida.

- Espesor más optimo
- Aumentar distancia búsqueda de acople de la adherencia.
- Corregir lado principal de los elementos generados.
- Orientar el material respecto del vector de rotación del neumático
- Misma dimensión elementos sobre todo el neumático.

Capítulo 8

Mecanismo cinemático

El modelado del neumático rodando sobre una superficie donde actúan efectos microscópicos como ser la rugosidad, las fuerzas de adhesión, Viscoelasticidad, las partículas exteriores, entre otros que producen un comportamiento macroscópico complejo que resulta difícil de ser analizado ya sea por medio de ensayos experimentales, ecuaciones analíticas o modelos computacionales. Por lo tanto, en este trabajo vamos a comenzar estudiando el neumático rodando sobre una superficie lisa. Para facilitar la convergencia del problema y tener un mayor control sobre las variables a medir se decidió que luego de que se genere el contacto entre el neumático y el plano, que el neumático se mantenga fijo y el plano gire a una velocidad angular constante. Para lograr este movimiento se utilizan tres juntas cinemáticas las cuales son incorporadas al modelo del neumático. Este novedoso mecanismo, reduce considerablemente los tiempo de computo.

8.0.1. Elementos utilizados para generar el mecanismo

8.0.1.1. Elemento Prismático

Este elemento permite una conexión entre dos nodos N1 y N2 al imponer que el segundo nodo N2 se deslice en una línea recta unida al primer nodo N1. No hay rotación relativa entre los dos nodos, ver Fig.8.1.

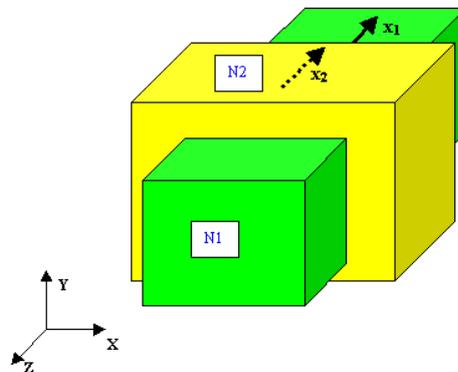


Figura 8.1: Esquema indicativo de una junta cinemática prismática

8. MECANISMO CINEMÁTICO

Se aplican las siguientes restricciones:

- la línea de desplazamiento que une los dos nodos es infinitamente rígida,
- el contacto generado es bilateral y puntual.

El elemento está definido por dos nodos: el primer nodo N1 es un nodo de referencia para el elemento que define el cuerpo en el que se describe la trayectoria; el segundo nodo N2 se desliza a lo largo de él. El elemento tiene 11 o 17 grados de libertad. La distribución de los grados de libertad se puede ver en la tabla 8.1.

Tabla 8.1: Grados de libertad elemento prismático.

Grados de libertad	Nodos	Componentes
X, Y, Z	N1, N2	1, 2, 3
ψ_1, ψ_2, ψ_3	N1, N2	4, 5, 6
λ_1, λ_2	Grados de libertad intrenos	
$\lambda_3, \lambda_4, \lambda_5$	Grados de libertad intrenos	

8.0.1.2. Elemento Hinge

La articulación tipo bisagra (Hinge), es un par cinemático que conecta dos nodos coincidentes N1 y N2 obligándolos a rotar uno respecto al otro alrededor de un eje común con dirección fija en relación con los nodos. También sirve para aplicar un par de par autoequilibrante o para prescribir el ángulo de rotación.

La articulación tipo bisagra está definida por dos o tres nodos. Los dos primeros nodos, N1 y N2, están conectados por el elemento tipo bisagra, mientras que el tercer nodo, N3 (opcional), pertenece al elemento mismo, ver Fig.8.2.

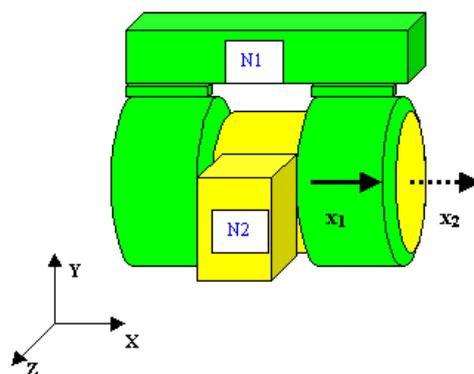


Figura 8.2: Esquema indicativo de una junta cinemática tipo bisagra.

El elemento tiene 10 o 16 grados de libertad. N1 y N2 son los nodos conectados con grados de libertad rotacionales. El nodo N3, cuando se especifica, tiene como grado de libertad el ángulo de rotación [rad] en la bisagra. Este nodo debe especificarse siempre que se prescriba el ángulo de rotación o se aplique un par a la junta. Si no se especifica el nodo N3, el ángulo de rotación se procesa como un grado

interno de libertad. En la tabla 8.2 se resumen los grados de libertad del elemento tipo bisagra que se está utilizando. Las restricciones entre los grados de libertad de

Tabla 8.2: Grados de libertad elemento Hinge.

Grados de libertad	Nodos	Componentes
X, Y, Z	N1, N2	1, 2, 3
ψ_1, ψ_2, ψ_3	N1, N2	4, 5, 6
θ	N3	1
$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$	Grados de libertad intrenos	
$\lambda_4, \lambda_5, \lambda_6$	Grados de libertad intrenos	

traslación de los nodos N1 y N2 están impuestos por la identificación booleana o los multiplicadores de Lagrange. La identificación booleana es más practica porque se reduce el número de incógnitas, pero el inconveniente es que no se pueden obtener las fuerzas de reacción. Por otro lado, el uso de multiplicadores de Lagrange para expresar condiciones de igualdad permite el acceso a las fuerzas de reacción.

8.0.2. Control de los desplazamientos del neumático mediante juntas prismáticas

Para controlar los desplazamientos del neumático y del plano de contacto, se utilizan dos juntas prismáticas, las cuales se ubican en dos posiciones distintas. Por una lado, una junta se ubica en dirección al radio del neumático y otra en dirección tangencial a la superficie exterior del neumático, ver Fig.8.3.

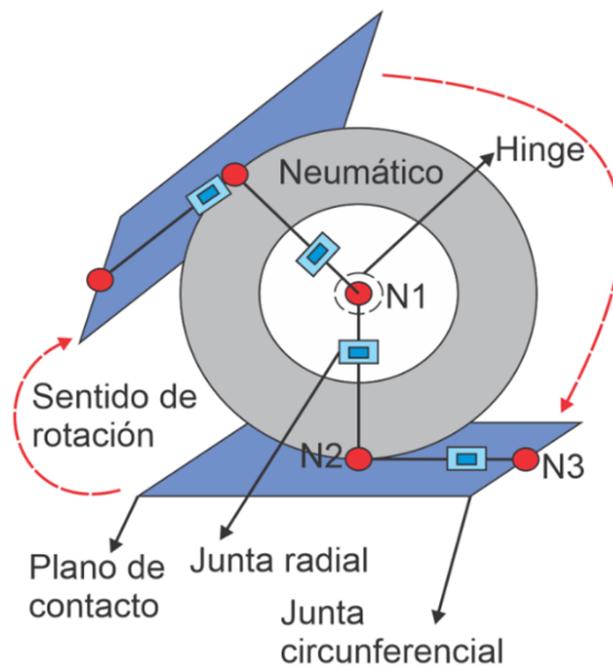


Figura 8.3: Posición de las juntas cinemáticas rígidas en el neumático.

8.0.2.1. Ubicación elemento prismático radial

El elemento ubicado en dirección radial ver Fig.8.3, esta discretizado por los nodos N1 y N2, donde el nodo N1 se encuentra en el centro de rotación del neumático, y el nodo N2 se encuentra vinculado y definido en el plano de contacto.

Este elemento ubicado en posición radial, permite el ascenso y descenso del plano de contacto (único grado de libertad).

El objetivo de este elemento radial, es lograr mediante un desplazamiento radial impuesto, subir el plano de contacto, hasta lograr una reacción equivalente a 4480 N (peso del vehículo sobre el neumático). El movimiento de ascenso del plano se hace mediante un desplazamiento impuesto el cual se describe en función del tiempo.

8.0.2.2. Ubicación elemento prismático tangencial

El elemento ubicado en dirección tangencial, permite el desplazamiento del plano de contacto respecto del neumático y esta discretizado por los nodos N2 y N3, ambos nodos se encuentran vinculados y definidos en el plano de contacto.

El desplazamiento de estos nodos permanece constante para todo el tiempo de simulación, siendo la distancia que los separa de 150 mm. Para controlar el desplazamiento se utilizan elementos indicadores de distancia, los cuales proporcionan explícitamente la distancia entre los nodos N1 y N2 como un grado de libertad del sistema.

8.0.3. Control de la rotación del neumático mediante elemento Hinge

8.0.3.1. Ubicación elemento Hinge

Para controlar la rotación del plano de contacto se utiliza un elemento tipo Hinge. Este elemento esta discretizado por los nodos N1 y N4, siendo estos coincidentes. Estos nodos rotan entre sí alrededor del eje X, con dirección fija en relación con los nodos. Este elemento tiene impuesto un ángulo de rotación, el cual nos da la velocidad de rotación necesitada, ver Fig.8.3.

8.1. Conclusiones sobre simular contacto con fricción y grandes deformaciones

8.1.1. Problemas

- Las tensiones son elevadas en los nodos en contacto.
- El material se deforma muy rápido y no logra amortiguarse.
- El cambio de estado de stick a slip se hace de manera muy brusca.
- La fricción genera elevadas fuerzas de corte en los tacos del neumático

8.1.2. Soluciones

- Se consideró un coeficiente de fricción constante.
- Se toma un paso de tiempo automático.
- Para favorecer la convergencia se resuelve con el método de Ricks.
- Se relajan los coeficientes de Lagrange
- Se coloca la llanta y se infla en neumático sin estar en contacto con el plano rígido.
- Se sube el plano de contacto en dos etapas con un paso de tiempo amplio

Capítulo 9

Condiciones de borde utilizadas

Las cargas impuestas en el modelo se tomaron del funcionamiento de un vehículo estándar, el cual pesa aproximadamente 17920 N y se consideró una velocidad de funcionamiento promedio de 80 km/h. Para realizar el análisis de este modelo numérico se optó por un enfoque de múltiples etapas de análisis. En otras palabras, las condiciones del modelo al finalizar cada etapa son tomadas como puntos de partida para la siguiente.

9.1. Metodología de la simulación numérica

El modelo numérico generado se analiza con el programa comercial Nx-Samcef, el cual permite realizar análisis adoptando el enfoque de múltiples etapas de análisis. Es decir, que cada etapa del proceso real simulado se define en la correspondiente etapa de análisis y tanto el estado como las condiciones del modelo al finalizar cada etapa son tomadas como puntos de partida para la etapa siguiente.

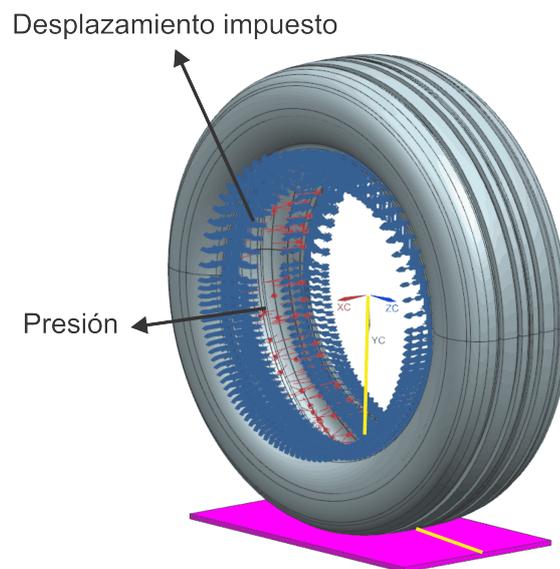


Figura 9.1: Neumático con condiciones de borde aplicadas.

Se simula primero la colocación del neumático en la llanta. Esto se hace colocando un desplazamiento impuesto a ambos lados del neumático de un valor de 6.35 mm, ver Fig.9.1. La región donde se aplica es sobre el talón del neumático que es el sector donde apoya la llanta. El valor utilizado se obtuvo experimentalmente. Al mismo tiempo se inicia la etapa de inflado. La presión máxima a la cual se lo infla es de 35 PSI, este valor se toma como un valor recomendado por los fabricantes para un uso eficiente del mismo, ver Fig.9.1. Una vez inflado el neumático y adquirida su resistencia máxima, se aplica una carga radial de 4480 N, esta carga equivale a un cuarto del peso total de un vehículo promedio. La carga se aplica progresivamente, esto se logra elevando el plano de contacto del neumático hasta obtener una reacción equivalente de 4480 N. Luego se hace girar el plano de contacto 45° en un tiempo de 0.106 s, esto nos da una velocidad constante de 80 km/h. Se utiliza un coeficiente de fricción constante entre el neumático y el suelo de 0.8. Este coeficiente de fricción se obtuvo de ensayos experimentales, ver [Sabrina I. Montaña](#).

9.1.1. Modelado de las cargas

Para modelar la carga radial aplicada al neumático, y la velocidad de traslación se incorporaron restricciones, mediante funciones lineales, ver Fig.9.2, en las juntas cinemáticas del mecanismo utilizado, ver 7.

Por un lado, se restringió con una función lineal creciente, ver Fig.9.2, el movimiento del tercer nodo de la junta prismática radial. Esta restricción controla de manera progresiva el ascenso del plano de contacto. En una primera instancia para lograr poner los cuerpos en contacto y en una segunda instancia para alcanzar una deformación determinada.

Por otro lado, se restringió con una función lineal creciente, ver Fig.9.2, el movimiento del tercer nodo de la junta tipo bisagra. Esta restricción controla de manera progresiva la rotación del plano de contacto sobre el neumático.

Finalmente, se restringió con una función constante, el movimiento del tercer nodo de la junta prismática tangencial. Esta restricción asegura que la distancia entre los nodos que conforman el plano de contacto se mantengan constante. Además, para controlar el desplazamiento entre los nodos de la junta prismática tangencial se utilizan elementos indicadores de distancia.

En resumen, el análisis del modelo se divide en las siguientes etapas:

1. Colocación del neumático en la llanta de servicio (cambio de llanta).
2. Aplicación de la presión de inflado (impronta estática).
3. Aplicación de la carga radial (peso del vehículo).
4. Imponer velocidad de traslación, mediante la rotación del plano de contacto (impronta cinemática).

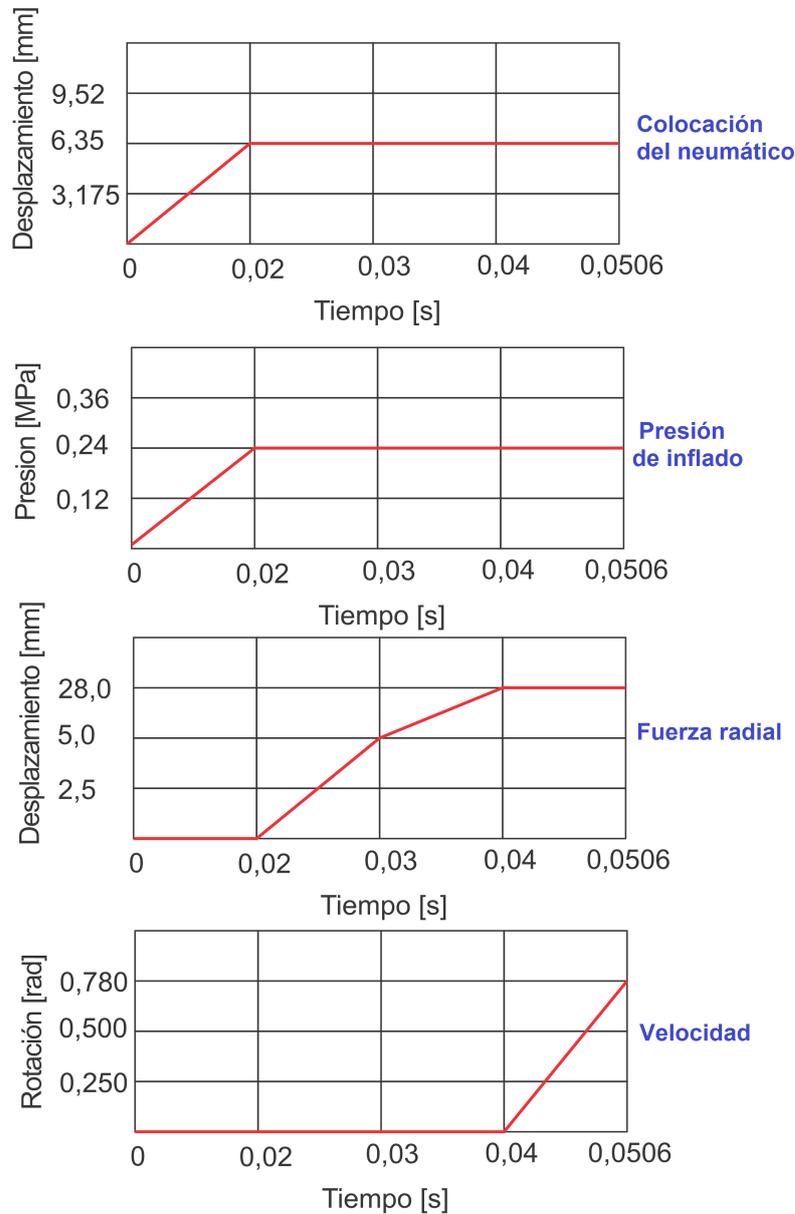


Figura 9.2: Funciones lineales utilizadas.

Las etapas de análisis definidas son necesarias para representar el comportamiento que se desea modelar y estudiar. En el contexto del presente trabajo el interés radica en determinar las fuerzas y momentos generados por el neumático al girar e imponerse una carga vertical, ver Fig.9.1. A continuación se desarrolla cada etapa de simulación

9.1.2. 1) Colocación del neumático en la llanta de servicio (cambio de llanta)

Para modelar la colocación de la llanta se utiliza un desplazamiento impuesto, el cual se coloca a ambos lados sobre la región del talón del neumático. La restricción

9. CONDICIONES DE BORDE UTILIZADAS

impuesta solo permite el movimiento en dirección del eje X (sentido positivo y negativo), el resto de los grados de libertad quedan fijos, ver Fig.9.3. El desplazamiento tiene una magnitud de 6.35 mm y se controla con una función lineal y el tiempo total en que se hace el cambio de llanta es de 0.2 s, luego se mantiene constante para todo el tiempo de simulación, ver Fig.9.4.

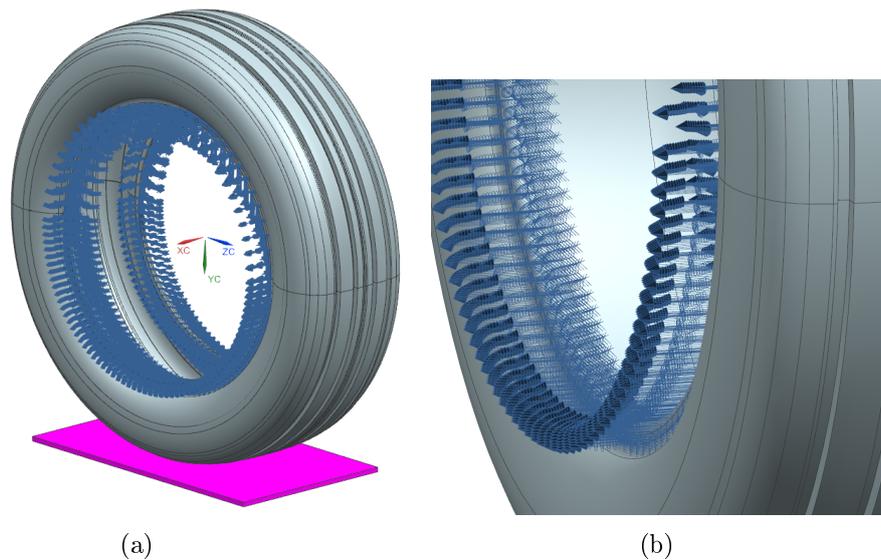


Figura 9.3: (a) Restricción de los desplazamientos sobre talón del neumático. (b) Detalle del desplazamiento impuesto.

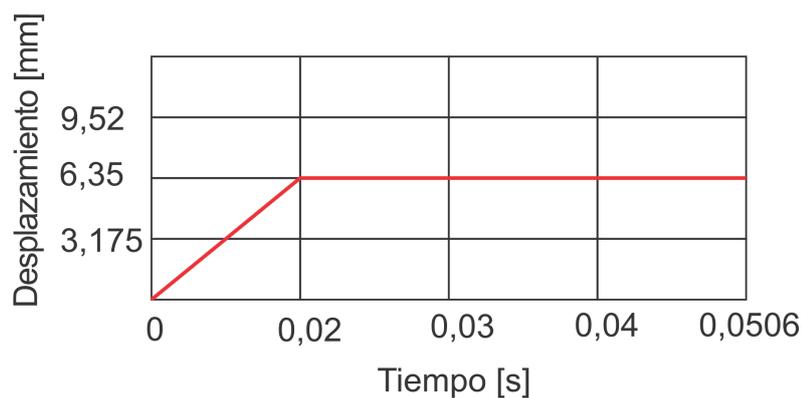


Figura 9.4: Evolución del desplazamiento impuesto aplicado en el talón del neumático.

9.1.3. 2) Aplicación de la presión de inflado - Impronta estática.

En la superficie interior del neumático, sobre la región del cojín se coloca una presión normal a la cara de los elementos, ver Fig.9.5. El valor de esta presión es

de 0.24 MPa, y se incorpora gradualmente utilizando una función lineal. El tiempo total en el neumático se infla es de 0.02 s y se hace al mismo tiempo que el cambio de llanta. A medida que el neumático se infla va adquiriendo rigidez y una vez que alcanza la presión máxima de inflado, está preparado para soportar el peso de vehículo. Inicialmente en el inflado se presentan inestabilidades, producto de que el neumático tiene muy poca rigidez (actúa como una cuerda vibrante), por lo cual el paso de tiempo en el periodo de inflado debe ser más reducido. En la Fig.9.6 se muestra la evolución de la presión de inflado en función del tiempo.

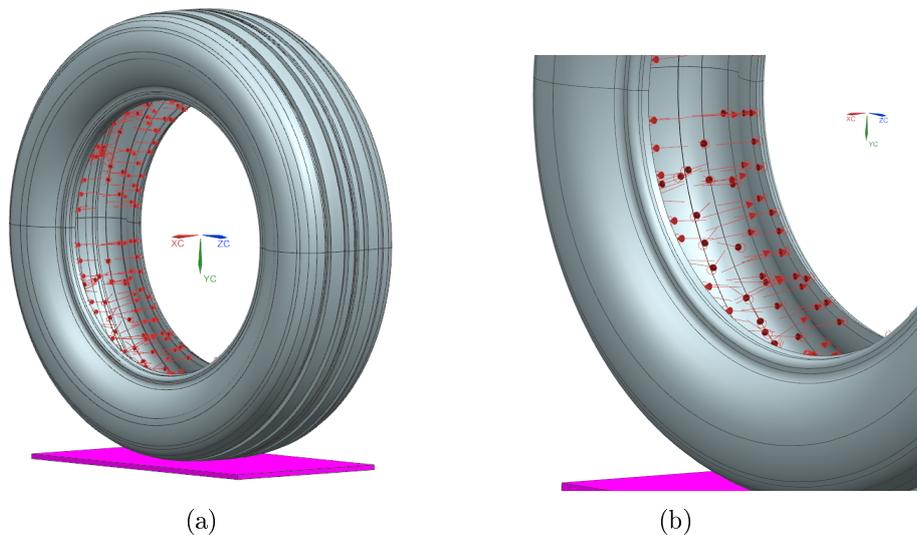


Figura 9.5: (a) Condición: Aplicación de la presión de inflado. (b) Detalle colocación presión inflado.

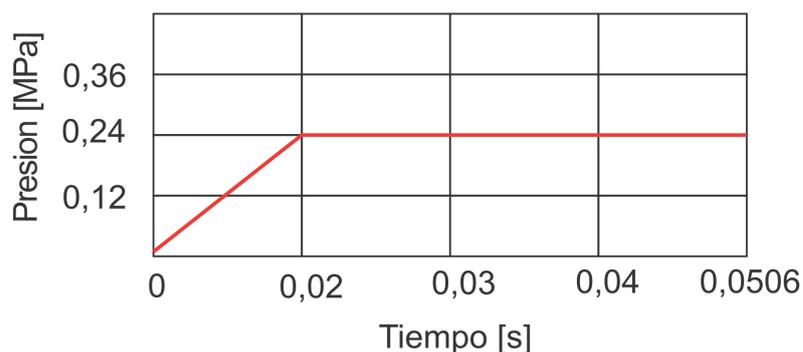


Figura 9.6: Evolución de la presión de inflado.

9.1.4. 3) Aplicación de la carga radial (peso del vehículo)

Como se mencionó en el capítulo 7, para simplificar el problema y facilitar el cálculo, en este trabajo se deja fijo el neumático y se hace rotar el plano de contacto. Inicialmente el plano de contacto se encuentra separado del neumático para que el

9. CONDICIONES DE BORDE UTILIZADAS

neumático pueda inflarse libremente. Una vez inflado el neumático se comienza a subir el plano para poner los cuerpos en contacto. Cuando los cuerpos se encuentran en contacto se aplica una carga radial.

La carga aplicada es de 4480 N y corresponde a un cuarto del peso total de un vehículo promedio. Para poder controlar de mejor manera la aplicación de la carga, esta es remplazada por un desplazamiento impuesto aplicado en el plano de contacto. El plano de contacto se sigue elevando poniendo en contacto las superficies y logrando una deformación equivalente a la aplicación de la carga vertical. El desplazamiento es de 28 mm la cual es equivalente a aplicar una carga de 4480 N.

En la Fig.9.7 se puede ver la evolución del desplazamiento impuesto en función del tiempo, aplicado en la junta radia, para simular el peso del vehículo sobre el neumático. El desplazamiento impuesto se realiza en dos etapas: la primera es para poner los cuerpos en contacto y se hace en 0,01 s, luego se continua subiendo el plano de contacto hasta llegar a 28 mm en otros 0.01 s, luego se mantiene constante este valor para el resto de tiempo de simulación.

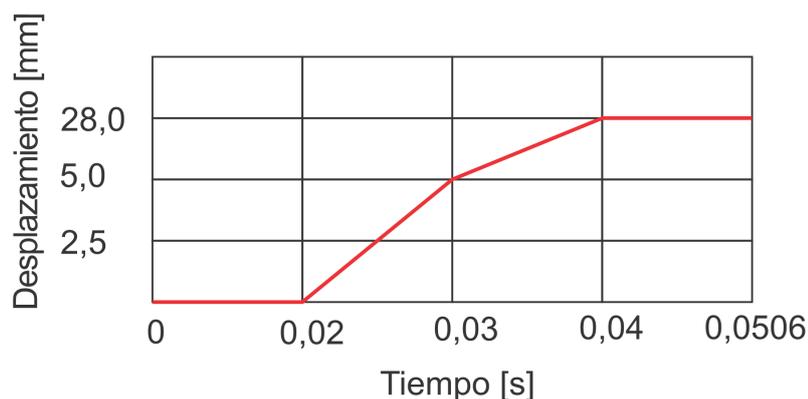


Figura 9.7: Evolución del desplazamiento impuesto, aplicado a la junta radial.

9.1.5. 3) Velocidad de traslación, mediante la rotación del plano de contacto

Se estudia el cuerpo moviéndose a velocidad de traslación constante respecto de una superficie plana (suelo) y girando a velocidad angular también constante.

En este modelo se considera una velocidad de traslación de 80 Km/h. Para alcanzar esta velocidad de traslación, se hace rotar el plano de contacto 0,785 rad en un tiempo total de 0.106 s. Para la velocidad considerada la fuerza centrífuga puede despreciarse.

Del estudio realizado por [Sabrina I. Montaña](#) se obtienen los coeficientes de fricción, en este caso para una velocidad de 80 Km/h se considera un coeficiente de fricción de 0,8 la cual permanece constante para todo el tiempo de simulación.

En la Fig.9.8, se puede ver la evolución de la rotación impuesta, en la junta tipo bisagra, para lograr la rotación del plano de contacto.

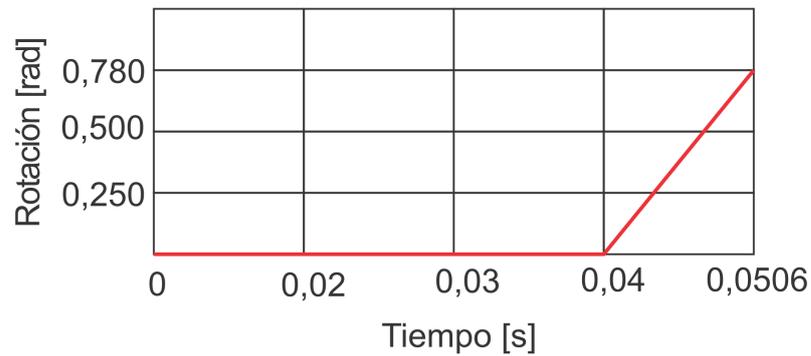


Figura 9.8: Evolución de la rotación impuesta, aplicada en la junta tipo bisagra.

9.1.6. Consideraciones

Al aplicar las condiciones de bordes en el modelo se trabajó mucho en el paso de tiempo elegido. El paso de tiempo debe permitir al material amortiguarse y adquirir la resistencia adecuada para soportar las condiciones de funcionamiento. Por esta razón se usó un paso de tiempo automático. Además se incorporó un factor de relación de los multiplicadores de Lagrange para facilitar la convergencia cuando el neumático se encuentra en contacto con el plano rígido.

La etapa más difícil de simular es cuando el neumático entra en contacto con el plano rígido. En esta etapa el modelo numérico requiere realizar más iteraciones con un paso de tiempo muy pequeño, esto provoca que un 60 % del tiempo total de simulación se ocupe para resolver el problema de contacto.

Capítulo 10

Resultados

En este capítulo se presentan los resultados del análisis de un neumático de construcción radial en contacto con una superficie rígida plana mediante el método de los elementos finitos.

Se resuelve el problema realizando un análisis cinemático y, utilizando materiales hiperelástico, viscoelásticos, compuestos y un contacto del tipo rígido-flexible con fricción. Las condiciones de operación considerada son: una presión de inflado de 35 PSI, una carga vertical de 4480 N y una velocidad de rotación de 80 km/h.

Finalmente, para validar el modelo numérico generado se realizaron comparaciones de los resultados numéricos con experimentales disponibles. Por un lado, estas ponen en manifiesto que la distribución de las presiones máximas de contacto y la longitud de la huella en ambas impronta son similares, siendo su valor de de 6,57 kg/cm² y 12,42 cm de largo y 13,05 cm de ancho respectivamente. Por otro lado, se calculó el CRR siendo el valor de este 11,39 el cual tiene un error de 1,47 % respecto del CRR obtenido experimentalmente.

10.1. Validación del modelo numérico

Luego de generar el modelo numérico, se realizó una validación del mismo, para saber si este presenta correctamente la física del problema. Para validar el modelo generado se realizaron comparaciones de los resultados numéricos con experimentales disponibles de la impronta estática del neumático. La medición de la huella de contacto en el neumático estudiado se realizó con el sistema de medida de presión Tekscan TireScan 7.60-201 y estuvo a cargo del grupo de investigación de F.A.T.E S.A.I.C.

10.1.1. Ensayo experimental para la huella estática

El sistema de medida de presión Tekscan TireScan 7.60-201 cuenta con una placa base con el sistema electrónico totalmente integrado, el cual se conecta al sensor con un área de detección grande y de alta resolución. Admite una amplia gama de medidas de neumáticos con una sola configuración. El sistema Tekscan TireScan 7.60-201 incluye un dispositivo de equilibrio (PB100K) para normalizar todos los

10. RESULTADOS

elementos de detección en el sensor, mejorar la precisión y extender la vida útil del sensor, ver Fig10.1.



Figura 10.1: Componentes del sistema CrossDrive.

El ensayo consiste en inflar el neumático a una presión de 35 PSI, una vez inflado el neumático, se lo coloca sobre el sensor de presión, en ese momento se aplica sobre el neumático una carga radial de 4480 N. Alcanzada la carga máxima de carga, el sistema de medida de presión Tekscan TireScan 7.60-201 mide la huella de contacto estática para el neumático estudiado, ver Fig.10.2.



Figura 10.2: Ubicación del sistema CrossDrive.

10.1.2. Análisis de la distribución de las presiones de contacto en la impronta estática, experimental

Con el sistema de medida de presión Tekscan 7.60-20I se midió la huella de contacto estática del neumático EXIMIA 185/60 R15, ver Fig.10.3.



Figura 10.3: Neumático EXIMIA 185/60R15.

En la Fig. 10.4 se muestra la huella experimental para una presión de inflado de 0,24 MPa y una carga radial de 4480 N. En la Fig.10.4 podemos observar concentraciones de tensiones en los canales exteriores del dibujo del rodado, siendo las tensiones máximas alcanzadas de 6,57 kg/cm². Respecto a la longitud de la impronta, podemos ver que el canal medio de la impronta es más corto que los otros debido a que este se relaja, este efecto lo causan las fuerzas de corte producidas por la fricción.

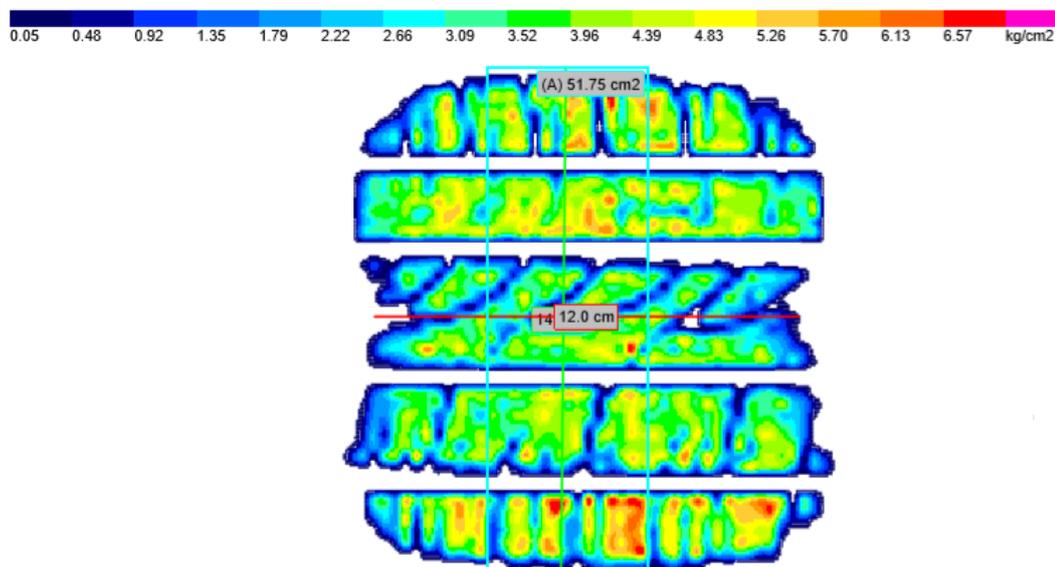


Figura 10.4: Fotograma del neumático EXIMIA 185/60R15.

10. RESULTADOS

La huella de contacto experimental tiene las siguientes dimensiones:

- largo de impronta: 12 cm
- ancho de la impronta: 14,4 cm
- radio bajo carga: 278,84 mm
- ancho de la sección 199 mm.

Fuerzas y momentos experimentales

Se realizaron las mediciones experimentales de las fuerzas y momentos que se producen en el neumático, para un ángulo de deriva de 0° los valores de estos son:

1. Fuerza lateral, F_y : 404,03 N.
2. Momento de autoalineación, M_z : -9,97 Nm.

10.1.3. Análisis de la distribución de las presiones de contacto en la impronta estática, numérica

En la Fig.10.5, se muestra la huella numérica, para una presión de inflado de 0,24 MPa y una carga radial de 4480 N.

La huella de contacto numérica tiene las siguientes dimensiones:

- largo de impronta: 12,04 cm
- ancho de la impronta: 13,5 cm
- radio bajo carga: 278,84 mm
- ancho de la sección 199 mm.

En la Fig.10.5 podemos observar concentraciones de tensiones en los canales exteriores del dibujo del rodado, siendo las tensiones máximas alcanzadas de 6,57 [kg/cm²]. También se observan concentraciones de tensiones en el borde de los tacos del rodado, esto es así por el ángulo de terminación de los mismos. Para el estudio de este proyecto las tensiones en este sector serán despreciadas. Respecto a la longitud de la impronta, podemos ver que el canal medio de la impronta es más corto que los otros.

Fuerzas y momentos numéricos

Se realizaron las mediciones experimentales de las fuerzas y momentos que se producen en el neumático para un ángulo de deriva: 0° los valores de estos son:

1. Fuerza lateral, F_y : 477,93 N.
2. Momento de autoalineación, M_z : -6,57 Nm.

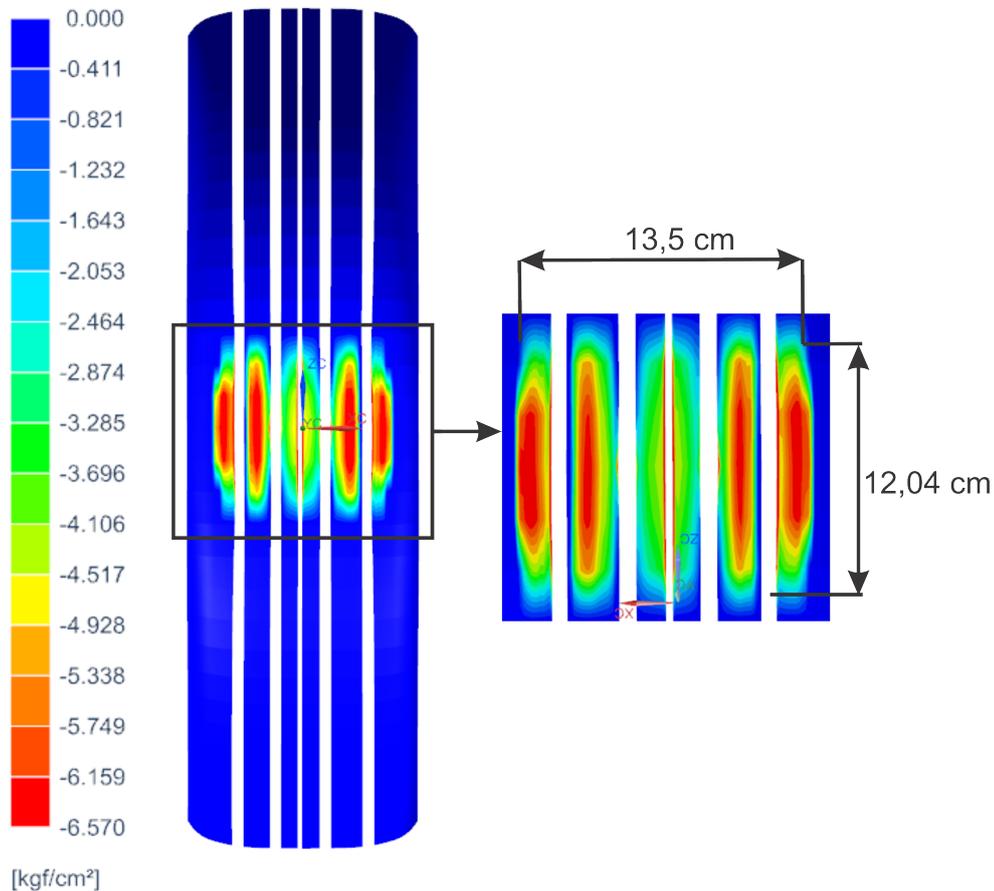


Figura 10.5: Huella numérica del neumático EXIMIA 185/60R15.

10.1.4. Comparación entre resultados numéricos y experimentales

Se muestra a continuación en la Fig. 10.6 una comparación entre las distribuciones de presiones de contacto en la impronta estática correspondiente a un ensayo experimental y una simulación numérica.

Como se puede observar en la Fig. 10.6, las presiones de contacto tienen una distribución similar. En la impronta numérica se pueden ver discontinuidades en las presiones de contacto, estas discontinuidades se producen por los canales diagonales.

La forma de la huella de contacto es similar en ambas improntas, ver Fig. 10.6, se puede observar las presiones de contacto disminuyen en el canal central.

En general se observa en ambas improntas que el incremento de presión se da en la región de los hombros del neumático, esto es así debido a que la misma absorbe los esfuerzos transmitidos por los costados de los canales al aplastarse.

Las presiones de contacto en la región de los hombros para ambas improntas alcanzan un valor máximo de 6,57 Kg/cm².

También se realizó la medición de la longitud de la impronta que para ambos casos resultó ser muy similar con un error menor al 5%.

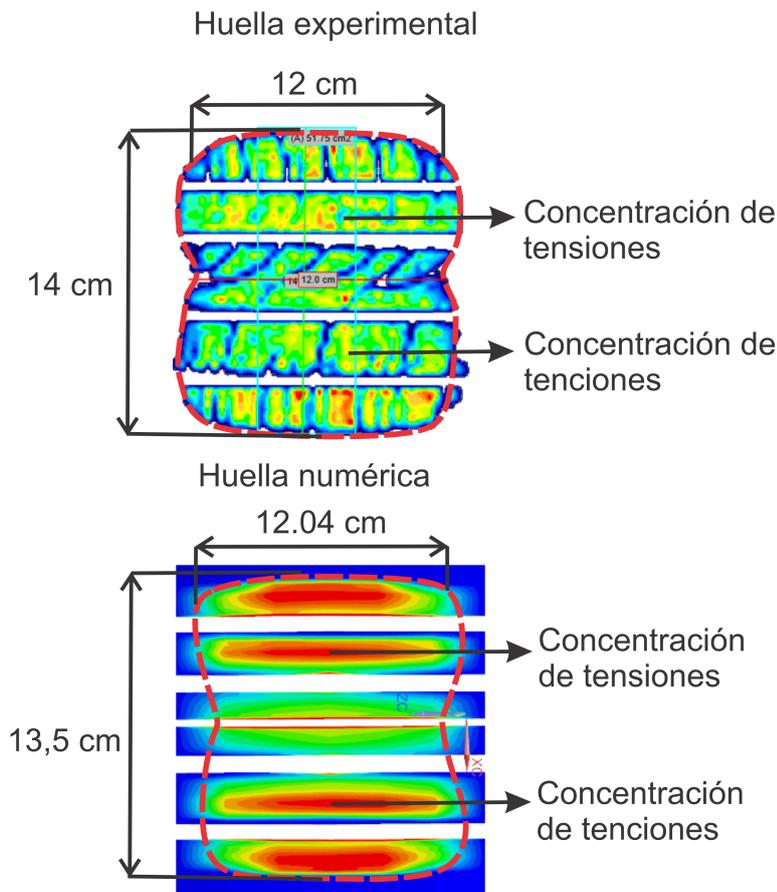


Figura 10.6: Comparaciones entre huellas experimental y numérica.

10.1.5. Distribución numérica de las presiones de contacto en la impronta cinemática

A continuación, se van a mostrar los resultados numéricos que tienen como objetivo caracterizar la impronta cinemática del neumático. Para esto se realiza una simulación que consiste en inflar el neumático a una presión de 35 PSI, el inflado se realiza manteniendo el plano de contacto (superficie de asfalto) separado del neumático. Luego de alcanzar la presión máxima establecida, se asciende el plano de contacto hasta lograr una reacción de 4480 N en la junta prismática radial del mecanismo implementado. Alcanzada la fuerza radial de 4480 N se hace rotar el plano de contacto 0.785 rad en un tiempo de 0.0106 s esta rotación nos una velocidad de traslación de 80 km/h. En la Fig.10.7 podemos ver como el neumático se mantiene fijo mientras la huella se va actualizando para cada paso de tiempo.

En esta simulación se realiza un análisis cinemático. En este tipo de análisis, se tienen en cuenta los fenómenos dependientes de la velocidad (fricción, amortiguación viscosa, etc.). A diferencia de un análisis dinámico, las fuerzas de inercia no se tienen en cuenta en el análisis cinemático, incluso si también se calculan las aceleraciones.

Al considerar los fenómenos dependientes de la velocidad y el tiempo se vuelve más difícil la convergencia del problema, por lo cual se realizaron las simulaciones

por etapa para ver la sensibilidad del paso del tiempo para cada una de las mismas. El paso de tiempo elegido es clave para lograr la convergencia del problema, el paso de tiempo elegido debe permitir que el material viscoelástico se amortigüe.

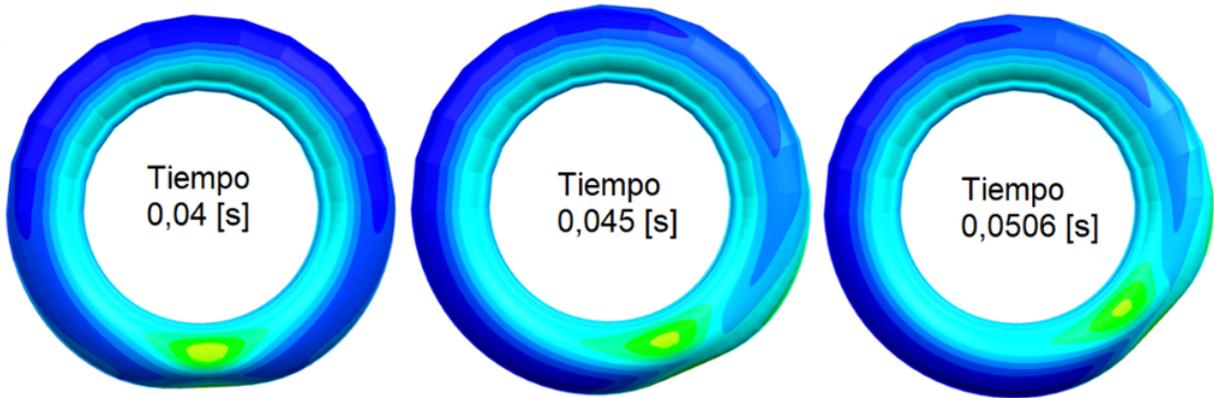


Figura 10.7: Ubicación de la huella cinemática en el tiempo total de simulación.

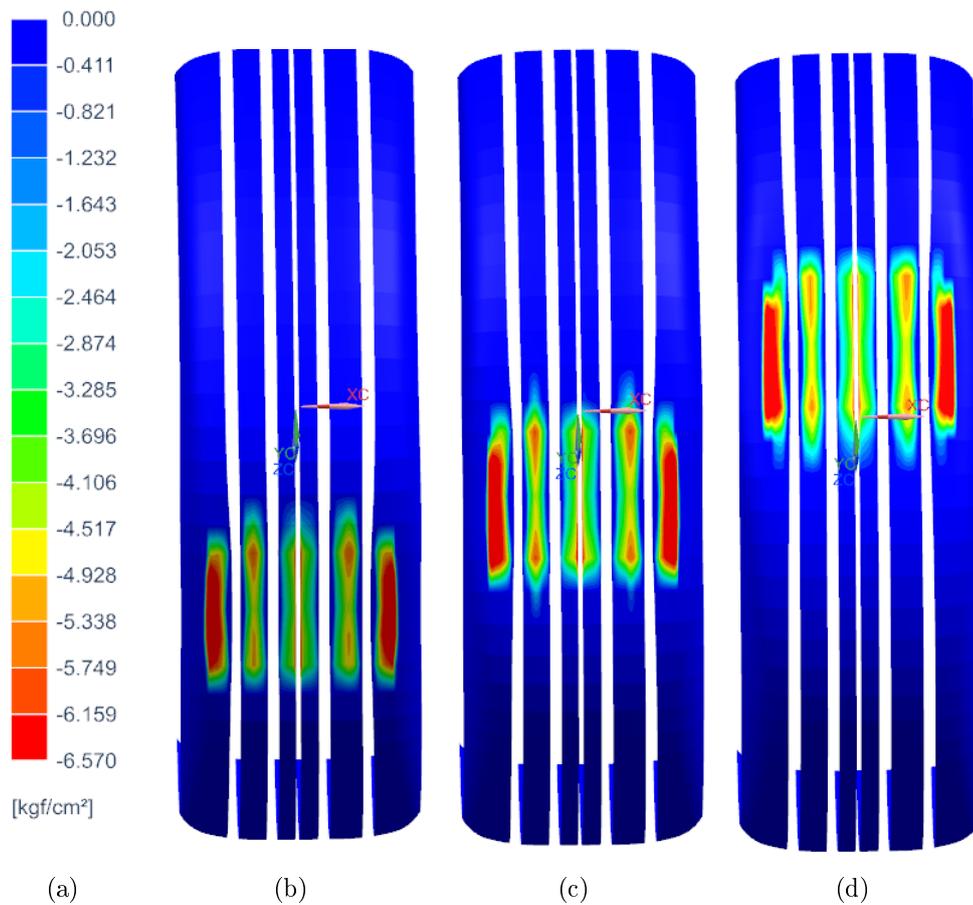


Figura 10.8: (a) La escala utilizada es la misma que la aplicada en el análisis estático. (b) Tiempo 0,041 s (c) Tiempo 0,045 s. (d) Tiempo 0,0506 s

10. RESULTADOS

En la Fig. 10.8 se muestran los resultados de la simulación, se pueden ver la distribución de las presiones de contacto cuando el neumático se encuentra girando y trasladándose a velocidad constante

Cuando el neumático comienza a girar podemos observar tres zonas en la impronta de contacto. La primera es la entrada de la impronta, en esta región el neumático comienza a tomar contacto con el suelo, las deformaciones se producen a compresión. La segunda región es la de máxima deformación, en esta región tenemos esfuerzos de tracción elevados. Finalmente, la tercera es la salida de la impronta. Aquí, el neumático se encuentra en su última etapa de contacto con el suelo, y, al igual que en la entrada de la impronta, se vuelven a producir deformaciones a compresión.

En general se observa que las mayores presiones se dan en los bordes de ataque de los bloques. Por otra parte, se observa que el área de contacto disminuye cuando la presión de inflado comienza a elevarse, algo razonable ya que la rigidez radial es mayor y por lo tanto la deformación del neumático es menor. La máxima presión de contacto se mantiene aproximadamente constante alcanzadas las condiciones de uso evaluadas.

El aspecto más importante que se puede observar es la falta de simetría en las presiones de contacto, esto es debido posiblemente a la falta de simetría perfecta de los refuerzos o en la forma en que el programa interpreta el ángulo de orientación del material de las membranas de refuerzo.

En la tabla 10.1 se puede ver un resumen de los parámetros de la simulación completa.

Tabla 10.1: Característica de la solución.

Parámetro	Valor
Cantidad de pasos temporales	44
Convergencia	3 ordenes de magnitud
Tiempo de computo	4 horas 21 minutos
Tipo de análisis	Cinemático

10.1.6. Cálculo del coeficiente de rodadura numérico

Para calcular el CRR, se necesita la reacción en el eje de giro del neumático (F_x) y la carga vertical aplicada (F_z). Por un lado, la fuerza F_z es un dato conocido siendo el valor de esta de 4480 N. Por otro lado, la fuerza F_x se debe calcular con los resultados de la simulación.

Para calcular la fuerza F_x , realizamos una simulación con las siguientes consideraciones:

- La resistencia aerodinámica para esta simulación es nula. Esto nos da la condición de rodadura libre en el modelo generado.
- Se calcula el torque que se produce en cada uno de los nodos del mecanismo cinemático.

10.2 Conclusiones sobre la simulación cinemática

Considerando el torque que se produce en el eje de rotación del neumático, se puede despejar la fuerza F_x . A partir de los resultados obtenidos de la simulación el torque es igual a $T = 12,06$. Entonces,

$$\begin{aligned} T &= r \cdot F_x \implies F_x = \frac{T}{r}, \\ F_x &= \frac{15,306 \text{ Nm}}{0,3 \text{ m}} = 51,02 \text{ N}, \end{aligned} \tag{10.1}$$

siendo, r el radio del neumático.

Con la fuerza F_x calculada se remplazan los valores en la ecuación (2.7), tenemos entonces que el CRR numérico tiene un valor igual a:

$$\text{CRR} = \frac{51,02 \text{ N}}{4480 \text{ N}} \cdot 1000 = 11,39 \tag{10.2}$$

10.1.7. Comparación entre el CRR experimental y numérico

En la Tabla 10.2 se pueden ver los resultados de la máquina de ensayos y nuestra simulación para el neumático estudiado.

Tabla 10.2: Resultados de ensayo y simulación

Neumático	Medida	CRR ensayo	CRR simulación	Diferencia [%]
Eximia	185/60R15	11,56	11,39	1,47

10.2. Conclusiones sobre la simulación cinemática

10.2.1. Resultados

Analizando la impronta estática podemos decir que los valores son similares, donde las presiones de contacto alcanzan un máximo de $6,57 \text{ kg/cm}^2$ la longitud de la impronta es de $12,04 \text{ cm}$ y el ancho de $13,5 \text{ cm}$ para el modelo numérico. Sobre la distribución de las presiones de contacto en la impronta cinemática podemos ver falta de simetría en las presiones de contacto, debido a la orientación de las fibras del material que constituye el neumático. Además podemos mencionar que la distribución de presiones es desigual en la huella, más intensa en su parte delantera (efecto de viscoelasticidad)

10.2.2. Valor Crr numérico

La diferencia del Crr numérico con el experimental es baja, siendo el error entre ellos de $3,95 \%$, considerando este un valor aceptable por lo que podemos decir que el modelo numérico replica correctamente el ensayo experimental.

10.2.3. Discusiones sobre la simulación cinemática

El mecanismo propuesto resultó favorable para la convergencia del problema y se reducen grados de libertad, favoreciendo la solución y cálculo del problema numérico, reduciendo así los tiempos computacionales. Por otro lado, luego de ver los resultados de la impronta, podemos decir que la hipótesis de una superficie completamente plana es una simplificación muy fuerte.

10.3. Características y potencial de la herramienta

10.3.1. Potencial de la herramienta

El modelo generado permite evaluar el Crr de un neumático para distintas condiciones de trabajo y de diseño sin la necesidad de realizar ensayos experimentales.

10.3.2. Optimización Crr

En la actualidad, muchos investigadores se encuentran trabajo en la optimización de los materiales para reducir este Crr, según el estudio (Mengjie Dong-2020) se logró reducir la resistencia a la rodadura un 25.6 % a partir de modificar el material del rodado. En base a estos resultados se cuantifica el impacto económico positivo que tiene este cambio en 2 casos prácticos: Automóvil estándar, semiremolque.

10.3.3. Caso 1) Aplicación a un automóvil estándar

Con el CRR numérico obtenido, se calcula la resistencia al avance que va a tener este neumático. Tenemos tres fuerzas que componen la resistencia al avance, el cálculo de las mismas se detalla a continuación.

En esta sección se analizará el caso de un automóvil de calle estándar que circula sobre una carretera sin pendiente a una velocidad de 100 km/h. En este sentido, se computan las fuerzas que componen la resistencia al avance tal cual se definieron en la ecuación (2.2). De esta forma, se desea realizar un análisis de la influencia del CRR del neumático en el consumo de combustible del automóvil, y, en consecuencia, sus implicancias económicas.

10.3.4. Resistencia a la rodadura

Remplazado el valor de CRR numérico en la ecuación (2.6) tenemos que la resistencia a la rodadura tiene un valor de:

$$F_0 = 4480,0\text{N} \cdot 0,01139 = 51,0272\text{N}. \quad (10.3)$$

10.3.5. Resistencia aerodinámica

Remplazando en la ecuación (2.3), los valores de funcionamiento para las condiciones mencionadas en el inciso anterior, una densidad del aire de $1,225\text{ kg/m}^3$, un

10.3 Características y potencial de la herramienta

C_d de 0,35 y un área frontal de $2,35 \text{ m}^2$. Estos valores son para un vehículo marca: Nissan, modelo: Cube, la resistencia aerodinámica tiene un valor de:

$$F_{\text{aero}} = \frac{1}{2} \cdot 1,225 \cdot 0,82 \cdot 27,7^2 = 387,54 \text{ N}. \quad (10.4)$$

Se considera una repartición uniforme de la fuerza aerodinámica sobre las cuatro ruedas del vehículo. Entonces, solo se considera un cuarto del total para aplicar al modelo del neumático, siendo el valor final de esta de **96,88 N**.

10.3.6. Resistencia debido a las pendientes

En el caso estudiado no se presentan ninguna pendiente.

10.3.7. Resistencia al avance automóvil

Finalmente, la sumatoria de las fuerzas que componen la resistencia al avance resulta en 147,90 N para el neumático estudiado en este proyecto.

$$\sum F_r = 51,0272 \text{ N} + 96,88 \text{ N} = 147,90 \text{ N}. \quad (10.5)$$

10.3.8. Potencia necesaria por neumático para vencer las resistencias al avance y consumo de combustible

La potencia necesaria por neumático para vencer el avance a la resistencia es:

$$P = 147,902 \text{ N} \cdot 27,7 \text{ m/s} = 4096,83 \text{ W}. \quad (10.6)$$

En consecuencia, para el auto completo resulta en una fuerza total:

$$P_{\text{total}} = 4096,83 \cdot 4 = 16387,3 \text{ W}. \quad (10.7)$$

Finalmente, la resistencia total del vehículo está afectada por un rendimiento del 80 % , con este rendimiento la potencia total será de:

$$P_{\text{total}} = \frac{16387,3}{0,8} = 20483,75 \text{ W} = 20,4 \text{ kW}. \quad (10.8)$$

Para la potencia calculada en un motor Naftero, se tiene un consumo específico de combustible de 0,29 kg/kw-h, en la Fig.10.9 se pueden observar las tres curvas características de un motor térmico promedio. Es importante destacar que en los motores actuales la curva de consumo específico de combustible es más aplanada que la que se observa en la figura.

10. RESULTADOS

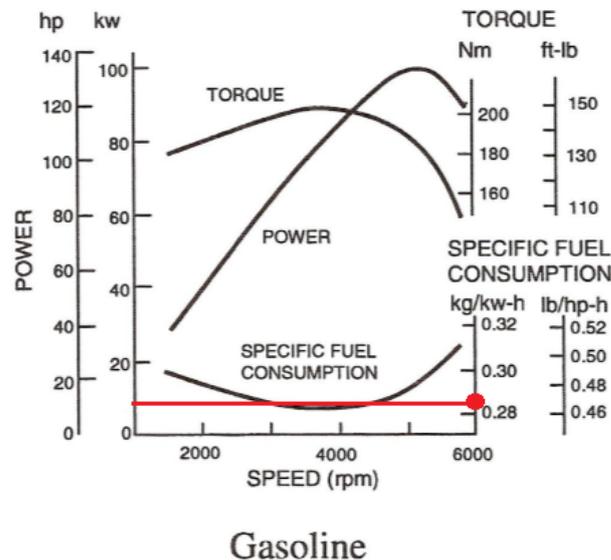


Figura 10.9: Curvas características de los motores térmicos.

Si al consumo específico lo multiplicamos por la potencia necesaria para el avance obtenemos el consumo por hora del vehículo, siendo el valor de este:

$$\text{Consumo específico} = 0,29\text{kg/kW-h} \cdot 20,4\text{kW} = 5,91\text{kg/h} = 4,13\text{l/h}. \quad (10.9)$$

Si consideramos que un usuario promedio maneja como mínimo 2 horas diariamente se tiene que el consumo diario de combustible es de 8,27 l.

10.3.9. Costo del consumo promedio

Se considera un costo de la Nafta de \$54,12, el litro, y asumiendo que el consumo diario de combustible de un automóvil promedio es de 8,27 l, tenemos que el costo diario será:

$$\text{Costo diario} = \$54,12 \cdot 8,27 = \$447,62. \quad (10.10)$$

Si extrapolamos el valor de este gasto diario a un año de manejo tenemos que en un año el gasto anual será:

$$\text{Costo anual} = \$447,62 \cdot 365 = \$163381,3. \quad (10.11)$$

10.3.10. Ahorro económico

En estos párrafos se evalúa la influencia de las fuerzas de fricción neumático-asfalto estudiadas en esta tesis, en el costo económico. En este contexto se hace un ejercicio de optimización del coeficiente de rodadura para determinar el impacto económico que tiene sobre las cifras totales analizadas previamente.

10.3 Características y potencial de la herramienta

Reduciendo la resistencia a la rodadura un 30 % se obtiene una reducción aproximada de un 9 % del consumo de combustible y de emisiones de CO_2 . Operando de la misma manera que en paso anterior, y considerando la reducción de las pérdidas tenemos que:

- Fuerza resistente aerodinámica por neumático: 96,88 N.
- Fuerza resistente a la rodadura por neumático (Reducción 30 %): 35,71 N.
- Fuerza resistente total por neumático: 132,59 N.
- Pérdidas transmisión (Reducción 9 %) : 33,66 N

10.3.11. Potencia necesaria por neumático para vencer las resistencias al avance y consumo de combustible

La potencia necesaria por neumático, para vencer las fuerzas de resistencia al avance es de:

$$P = 166,25 \text{ N} \cdot 27,7 \text{ m/s} = 4605,125, \text{ W. } P_{total} = 4605,125, \text{ W} \cdot 4 = 18420,5 \text{ W} \quad (10.12)$$

Para la potencia calculada en un motor naftero, se tiene un consumo específico de combustible de 0,2875 kg/kw-h, ver Fig.10.9.

Si al consumo específico lo multiplicamos por la potencia necesaria para el avance obtenemos el consumo por hora del vehículo, siendo el valor de este:

$$\text{Consumo específico} = 0,2875 \text{ kg/kW-h} \cdot 18,4205 \text{ kW} = 5,2959 \text{ kg/h} = 3,7071 \text{ l/h.} \quad (10.13)$$

Si consideramos que un usuario promedio maneja como mínimo 2 horas diariamente se tiene que el consumo diario de combustible es de 7,4142 l.

10.3.12. Costo del consumo promedio

Se considera un costo de la nafta de \$54,12 por litro, si asumimos que el consumo de combustible de un automóvil promedio es de 6.66 l tenemos que el gasto diario sera:

$$\text{Costo diario} = \$54,12 \cdot 7,4142 \text{ l} = \$401,259. \quad (10.14)$$

Si extrapolamos el valor de este gasto diario, a un año de manejo, tenemos que en un año el gasto total sera:

$$\text{Costo anual} = \$401,259 \cdot 365 = \$146473,8. \quad (10.15)$$

Respecto del valor original del CRR, se logra un ahorro monetario para el usuario del vehículo de \$16907,5, en la Fig.10.10 se puede ver de manera gráfica el porcentaje de participación que tiene este valor sobre el consumo total. Si consideramos que el costo de un neumático nuevo es de \$3500, el ahorro generado amortiza la compra de neumáticos

10. RESULTADOS

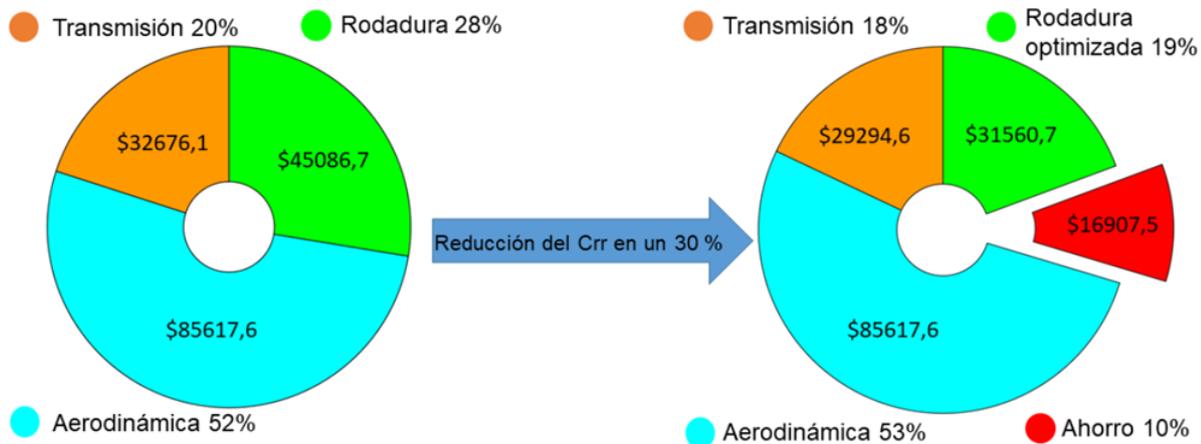


Figura 10.10: Comparación ahorro combustible para el caso de un vehículo promedio.

Los cambios que se quieran hacer en el modelo del neumático original para lograr alcanzar una reducción del CRR, se pueden evaluar en el modelo numérico propuesto, con un tiempo de simulación de 3 horas, se obtendrían los resultados de los cambios sin la necesidad de realizar un ensayo experimental.

10.3.13. Caso 2) Aplicación a un semirremolque estándar

En la actualidad se busca optimizar el consumo de combustible de los vehículos no solo por las reglamentaciones ambientales cada vez más exigente sino también por el ahorro económico. Para tratar de reducir el consumo de combustible se abordan dos aspectos muy importantes. Por un lado, se trata de optimizar las estrategias de manejo, algunas de estas estrategias pueden ser: I) mantener velocidades constantes durante el tiempo de manejo, II) aprovechar la conducción por inercia puede generar un ahorro de combustible del 20 %, III) diseñar y aplicar sistema de camino inteligente (predecir marcha según topología) puede generar un ahorro de combustible del 2 %, IV) mejorar el desempeño del conductor (asesoramiento, capacitaciones, evaluaciones) estos puede generar hasta un 10 % de ahorro, V) aplicar nuevas tecnologías optimizando en la aerodinámica y motores. Por otro lado, una estrategia que se esta estudiando es tratar de reducir el CRR.

Respecto de la resistencia al avance, para condiciones de carga y velocidad baja, la resistencia a la rodadura aporta entre un 40-45 % a las cargas totales. Pero si consideramos un caso distinto, como el transporte de cargas, donde las velocidades siguen siendo bajas (80 km/h), pero la carga trasportada es mayor, los valores de las fuerzas resistente varían entre sí de manera significativa.

Para este caso la resistencia a la rodadura aumenta significativamente debido a la carga trasportada, esto provoca un gran aumento de combustible y de desgaste.

Se consideró el análisis realizado a un semirremolque de carga de transporte. El estudio fue realizado por el grupo de investigación de Mecánica de los Fluidos del Centro de Investigación de Métodos Computacionales (CIMEC).

El semirremolque estudiado tiene un capacidad de carga de 45 T, la velocidad máxima de traslación es de 80 km/h por reglamentación y tiene un total de 18

10.3 Características y potencial de la herramienta

ruedas, ver Fig.10.11.



Figura 10.11: Distribución de los neumáticos en el semirremolque.

El objetivo del trabajo realizado por el grupo de investigación de CIMEC, fue calcular la fuerza de resistencia aerodinámica. El semirremolque estudiado cuenta con un gran área frontal, ver Fig.10.12, la cual no puede ser cambiada.

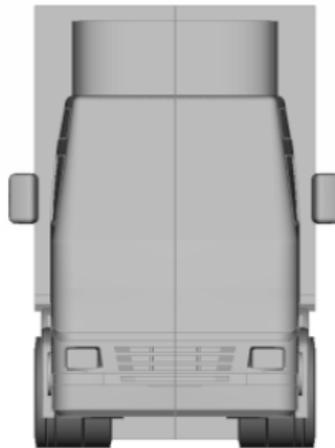


Figura 10.12: área frontal del semirremolque.

El resultado del estudio dio un valor de 2000 N para la fuerza resistente aerodinámica que va a soportar el semirremolque viajando a una velocidad crucero de 80 km/h. Dividiendo este valor por las 18 ruedas se tiene que en cada neumático se va a tener una fuerza aerodinámica de 111 N.

Teniendo en cuenta el peso de transporte que es de 45 T, cada neumático a tener una carga radial de 24500 N y que el CRR empírico según [9] es de 0.012 tenemos que la resistencia a la rodadura es de 294 N.

Resumiendo, para el semirremolque estudiado se tiene que las fuerzas resistentes son:

10. RESULTADOS

- Fuerza resistente aerodinámica por neumático: 111 N.
- Fuerza resistente a la rodadura por neumático: 294 N.
- Fuerza resistente total por neumático: 405 N.

Del análisis realizado podemos ver que la resistencia a la rodadura representa el 72,5 % de las fuerzas que actúan sobre los neumáticos del semirremolque.

Para una resistencia al avance de 405 N, la potencia al avance por neumático tiene un valor de:

$$P_{neumatico} = 405\text{N} \cdot 22,4\text{m/s} = 9072\text{W}. \quad (10.16)$$

10.3.14. Potencia total para vencer las resistencias al avance y consumo de combustible

Finalmente, la resistencia total está afectada por un rendimiento del 70 % por lo cual la potencia total es de

$$P_{total} = \frac{(9072\text{ W} \cdot 18)}{0,7} = 233280\text{W} = 233,28\text{kW}. \quad (10.17)$$

Si al consumo específico lo multiplicamos por la potencia necesaria para el avance obtenemos el consumo por hora del vehículo, siendo el valor de este:

$$\text{Consumo específico} = 0,129\text{kg/kW-h} \cdot 233,28\text{kW} = 30,32\text{kg/h} = 21,22\text{l/h}. \quad (10.18)$$

Si consideramos que un usuario promedio maneja como mínimo 11 horas diariamente se tiene que el consumo diario de combustible es de 233.42 l.

10.3.15. Costo del consumo promedio

Se consideró un precio del combustible de \$60,07, si asumimos que el gasto diario de combustible de un camión de carga promedio, es de 233.42 l tenemos que el costo diario será:

$$\text{Costo diario} = \$60,07 \cdot 233,42\text{l} = \$14022,07 \quad (10.19)$$

Si extrapolamos el valor de este costo diario a un año de manejo, tenemos que en un año el costo total será:

$$\text{Costo anual} = \$14022,07 \cdot 365 = \$5115058,1 \quad (10.20)$$

10.3.16. Ahorro económico

Si el CRR se reduce un 30 % tenemos una reducción del 5 % del consumo de combustible y emisiones. Para esta situación el valor del CRR es de 0,0105 considerando este valor las fuerzas resistentes tienen los siguientes valores:

10.3 Características y potencial de la herramienta

- Fuerza resistente aerodinámica por neumático: 111 N.
- Fuerza resistente a la rodadura por neumático: 279 N.
- Fuerza resistente total por neumático: 390 N.

Para una resistencia al avance de 390 N, la potencia al avance por neumático tiene un valor de:

$$P_{Neumatico} = 390N \cdot 22,4m/s = 8736W. \quad (10.21)$$

La potencia total será de:

$$P_{Total} = \frac{8736W \cdot 18}{0,7} = 224640W. \quad (10.22)$$

Realizando el mismo análisis que en el caso anterior tenemos que el consumo específico para esta nueva potencia tiene un valor de:

$$\text{Consumo} = 0,09kg/kW-h \cdot 224,6kW = 22.00kg/h = 15,40l/h. \quad (10.23)$$

El costo promedio para once horas de manejo es de:

$$\text{Costo diario} = \$60,07 \cdot 169,44l = \$10178,32 \quad (10.24)$$

Si extrapolamos este nuevo valor el costo anual será de:

$$\text{Costo anual} = \$10178,32 \cdot 365 = \$3715085,9. \quad (10.25)$$

Esto presenta un ahorro de \$1402972,2 para el usuario del vehículo bajo las condiciones de manejo planteadas, en la figura se puede observar la participación económica que tienen las distintas fuerzas. Como se puede ver en la Fig, para este caso, la reducción del Crr genera un ahorro muy importante, a pesar de tener velocidades bajas el factor clave es el peso, este porcentaje de reducción no solo es económico sino también significa una gran reducción en gases contaminantes. Con este ejemplo se evidencia la importancia de esta herramienta numérica, la cual permite desarrollar neumáticos con la máxima performance con el menor consumo de combustible, reduciendo ensayo experimentales.

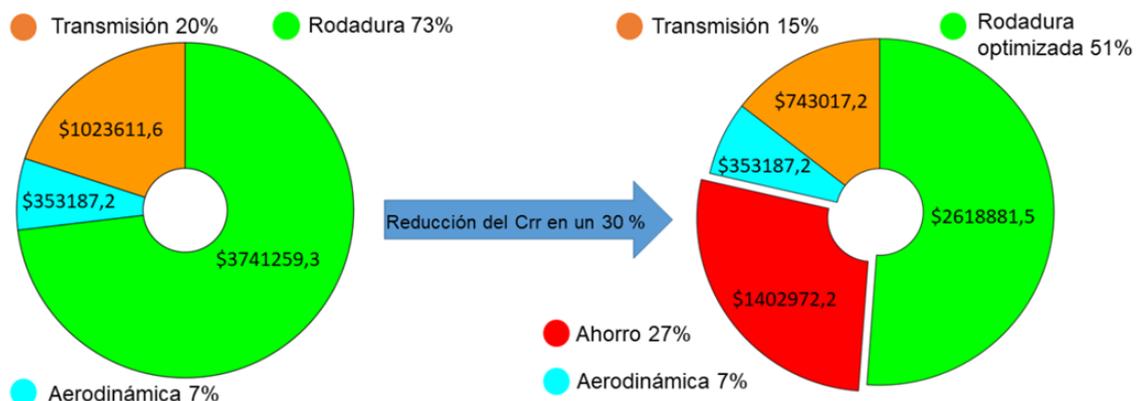


Figura 10.13: Comparación ahorro combustible para el caso semirremolque.

10.4. Discusión general

Respecto a la solución:

- Se puede observar falta de simetría en las presiones de contacto, esto es debido a la orientación de las fibras. La fibra aporta resistencia en el sentido principal (ángulo orientación de la fibra), por esta razón podemos ver que las tensiones están orientadas según el ángulo de la fibra.
- En este trabajo se logró al dejar fijo el neumático y rotar el plano de contacto reducir un 30 % los tiempos de simulación con mallas más refinadas que los modelos actuales disponibles.
- Observando con alta resolución la superficie del asfalto, se puede concluir que la hipótesis de una superficie completamente plana no es correcta y por lo tanto es una simplificación fuerte, por lo que en la próxima instancia de este trabajo se incorporara la rugosidad del asfalto.

Respecto a los resultados:

- El área de contacto disminuye cuando la presión aumenta.
- La presión máxima se produce en la zona de los hombros, esto es así ya que estos absorben los esfuerzos transmitidos por los costados al aplastarse.
- El error de cálculo del CRR numérico es del 1.47 %, siendo este preciso respecto de los valores experimentales.
- El tamaño de la huella de contacto se corresponde con los resultados del ensayo experimental.

Con estas comparaciones satisfactorias es posible suponer que el modelo de elementos finitos generado esta validado.

Capítulo 11

Conclusiones

En este trabajo se desarrolló un procedimiento factible para modelar el comportamiento de un neumático mediante el MEF. De las simulaciones realizadas se obtuvo el valor de la reacción en el eje de giro del neumático para calcular el CRR. La hiperelasticidad y la viscoelasticidad del caucho se caracterizaron mediante ensayos experimentales para lo cual se realizó una prueba de tensión uniaxial y una prueba de relajación del estrés, respectivamente.

Los resultados de la simulación numérica del área de la huella de contacto mostraron una buena correlación con los resultados experimentales. Esta validación demostró que el modelo de elementos finitos del neumático con estas propiedades del material, así como el mecanismo cinemático incorporado, es confiable para predecir el rendimiento del neumático.

La metodología adoptada para el cálculo del CRR arroja muy buenos resultados aceptables, considerando que la diferencia porcentual promedio es del 3 % respecto del valor experimental.

Sobre la discretización de la malla, se concluye que la variación en la cantidad de elementos en la dirección circunferencial exterior a la región de contacto no influye en los resultados obtenidos. En cambio, la discretización que se haga en la zona de la pisada sí tiene una fuerte repercusión en el resultado de la simulación. Para una malla de 883947 grados de libertad la solución lleva un total de 4 [Hs].

Existe una serie de dificultades para describir numéricamente el comportamiento real de los elastómeros. Una descripción adecuada de los mismos debe considerar: grandes deformaciones elásticas y cuasi-incompresibilidad. Se pretende resaltar la importancia numérica que tiene el conocimiento de leyes que permitan modelar correctamente la no linealidad de los materiales, tanto para la hiperelasticidad como la viscoelasticidad no lineal. El comportamiento del neumático presenta grandes deformaciones en tiempos muy reducidos, esto provoca inestabilidades en la solución del problema. El paso de tiempo que se elija para la solución del problema es un punto clave ya que este debe asegurar que el material logre amortiguarse. La incorporación de un paso de tiempo automático es muy importante para la solución de este problema. El paso de tiempo automático debe ser configurado con un tiempo mínimo y máximo de búsqueda, por lo cual se tuvieron que realizar varias simulaciones para establecer dichos límites.

Respecto para el análisis de los elastómeros reforzados con fibras metálicas, es

11. CONCLUSIONES

clave la orientación del material, ya que si el ángulo del material deja de ser constante se presentan concentraciones de tensiones en las láminas que provocan inestabilidad en el problema.

La incorporación del mecanismo cinemático, simplifico el problema, de esta manera se logra que la solución sea más rápida.

Como comentario adicional, el coeficiente de fricción considerado es constante en todo el parche de contacto, mientras que en la realidad ese coeficiente es variable dependiendo de la presión de contacto y la velocidad de deslizamiento Slip.

En la actualidad las restricciones ambientales son cada vez más exigente, esto obliga a las empresas fabricantes de neumáticos a optimizar sus diseños diariamente. Es importante resaltar la importancia tecnológica que tiene esta herramienta generada. Con el modelo generado en este proyecto se podrían realizar cambios en: la geometría, material, fibras de refuerzo, y obtener los cambios que estos producen en las tensiones de contacto, reacciones, deformaciones, en tan solo 4 [Hs] de simulación. Esto evita generar ensayos experimentales constantemente para cada cambio de variable generado.

Finalmente, respecto al modelo generado podemos decir que:

- El modelo funciona de manera eficiente, es exacto y la solución presenta estabilidad numérica.
- La propuesta de dejar fijo el neumático y rotar el plano de contacto resulta favorable para la convergencia del problema y se reducen grados de libertad y los tiempos de cálculo son menores.
- El modelo propuesto resuelve el problema cinemático en un tiempo de 4 [Hs], para una malla que tiene 6 elementos en su espesor y 40 elementos en el parche de contacto.
- Las presiones máximas y las dimensiones de la impronta de contacto numérica y experimental son similares.
- El modelo propuesto resulta practico, ya que cambiando las variables del mecanismo programado se pueden obtener diferentes variables sin realizar cambios significativos en el modelo de MEF.

Se ha desarrollado una herramienta computacional para la simulación de un neumático y así obtener el Crr. Esto nos permite ajustar el diseño antes de la fabricación, reduciendo los ensayos.

La herramienta desarrollada permite obtener resultados compatibles con ensayos experimentales en tiempos de cómputos reducidos. Lograr generar el modelo implico muchas horas de ajuste de las variables, pero este se puede aplicar a otro tipo de neumático

11.1. Objetivos futuros

Alcanzados los objetivos de este trabajo se podrá en un futuro obtener modelos más desarrollados que permitan:

- Disminuir la distancia de frenado de modo de garantizar la seguridad a los pasajeros de un vehículo.
- Aumentar la duración, como un beneficio medioambiental.
- Mejorar el desempeño en manejabilidad.
- Introducir rugosidad al modelo mediante técnicas fractales.
- optimizar la disposición de los refuerzos.
- Hacer el coeficiente de fricción variable en función de la velocidad y la presión de contacto.

11.2. Conocimientos adquiridos

En el desarrollo de este proyecto para lograr alcanzar los objetivos del proyecto tuve que aprender contenidos sobre los siguientes temas:

- Mecánica del continuo, teoría sobre el problema de contacto mecánico con fricción.
- Mecánica de sólido, modelos constitutivos para materiales hiperelásticos.
- Materiales compuestos, en particular para el análisis de elastómeros reforzados con fibras metálicas.
- Metodología para realizar ensayos dinámicos (para materiales Hiperelásticos y viscoelásticos).
- Mecánica racional, funcionamiento de las juntas cinemáticas.

Este proyecto también me permitió tener un contacto directo con el personal de investigación y desarrollo de la empresa F.A.T.E, visitar la empresa fabricante de neumáticos y generar continuas charlas para intercambiar y discutir los resultados obtenidos. Por otro lado, este proyecto también me permitió tener un contacto directo con personal de investigación del Centro de Investigación de Métodos Computacionales (CIMEC) y poder intercambiar opiniones sobre el modelo y los resultados obtenidos.

11.3. Reconocimientos

Este trabajo tuvo un aporte muy impórtate del Centro de Investigación de Métodos Computacionales (CIMEC), de la empresa FATE S.A.I.C.I, y de la Universidad Tecnológica Nacional, se agradece su aporte. Este proyecto, por un lado, me permitió tener un contacto directo con el personal de investigación y desarrollo de una prestigiosa empresa, poder intercambiar ideas, resultados. Por otro lado, conocer la planta y el proceso de fabricación de los mismo, como así también los laboratorio y equipos que tienen disponibles. Por otro lado, también me permitió participar en congreso y publicar los avances de este trabajo en distintos eventos.

Bibliografía

- [1] H-J Unrau y J Zamow. *TYDEX-Format: Description and Reference Manual. Release 1.3.* 1997.
- [2] Gabriel N Curtosi, Pablo N Zitelli, y Tomás Arechaga. Cálculo de la resistencia a la rodadura de neumáticos mediante el método de elementos finitos. *Mecánica Computacional*, 34(14):917–933, 2016.
- [3] Jorge Kuster, B Toscano, G Curtosi, Tomás Arechaga, y FATE Tires-Argentina. Numerical simulation applied to the tire industry. En *Pan-american Congress on Computational Mechanics*, 2015.
- [4] Pablo N Zitelli, Gabriel N Curtosi, y Jorge Kuster. Rolling resistance calculation procedure using the finite element method. *Tire Science And Technology*, 2019.
- [5] Gabriel N Curtosi, Pablo N Zitelli, y Jorge Kuster. Viscoelastic material calibration procedure for rolling resistance calculation. *Tire Science And Technology*, 47(3):232–256, 2019.
- [6] Gabriel N Curtosi, Pablo N Zitelli, y Tomás Arechaga. Mecánica computacional, volume xxxiv. number 14. industrial applications (b).
- [7] Hosam-Eddin M Ali y Ahmed M Abdel-Ghaffar. Modeling of rubber and lead passive-control bearings for seismic analysis. *Journal of Structural Engineering*, 121(7):1134–1144, 1995.
- [8] HR Ahmadi, KNG Fuller, y AH Muhr. Predicting response of non-linear high damping rubber isolation systems. En *Eleventh World Conference on Earthquake Engineering, Elsevier Science Ltd*, 1996.
- [9] JS Hwang y SW Ku. Analytical modeling of high damping rubber bearings. *Journal of Structural Engineering*, 123(8):1029–1036, 1997.
- [10] KNG Fuller, J Gough, TJ Pond, y HR Ahmadi. High damping natural rubber seismic isolators. *Journal of Structural Control*, 4(2):19–40, 1997.
- [11] Cheng-Hsiung Chang. Modeling of laminated rubber bearings using an analytical stiffness matrix. *International journal of solids and structures*, 39(24):6055–6078, 2002.

BIBLIOGRAFÍA

- [12] Stefan L Burtscher y Alois Dorfmann. Compression and shear tests of anisotropic high damping rubber bearings. *Engineering structures*, 26(13):1979–1991, 2004.
- [13] Cristián A Núñez y Diego J Celentano. Caracterización experimental y numérica de compuestos elastoméricos utilizados en disipadores de energía. *Mecánica computacional*, 24, 2005.
- [14] Juan C Simo. Numerical analysis and simulation of plasticity. *Handbook of numerical analysis*, 6:183–499, 1998.
- [15] Peter Wriggers. *Computational Contact Mechanics*. 01 2006. doi: 10.1007/978-3-540-32609-0.
- [16] Federico José Cavalieri y Alberto Cardona. Numerical solution of frictional contact problems based on a mortar algorithm with an augmented lagrangian technique. *Multibody System Dynamics*, 35(4):353–375, 2015.
- [17] Federico Cavalieri, Victor Fachinotti, y Alberto Cardona. Un algoritmo de contacto mortar aplicable a problemas tridimensionales. *Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería*, 28:80–92, 04 2012. doi: 10.1016/j.rimni.2012.03.001.
- [18] Parisch HA. A consistent tangent stiffness matrix for three-dimensional nonlinear contact analysis. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 28:1803 – 1812, 08 1989. doi: 10.1002/nme.1620280807.
- [19] M Barquins y R Courtel. Rubber friction and the rheology of viscoelastic contact. *Wear*, 32(2):133–150, 1975.
- [20] Bo NJ Persson. Theory of rubber friction and contact mechanics. *The Journal of Chemical Physics*, 115(8):3840–3861, 2001.
- [21] Michel Raous, Laurent Cangémi, y Marius Cocu. A consistent model coupling adhesion, friction, and unilateral contact. *Computer methods in applied mechanics and engineering*, 177(3-4):383–399, 1999.
- [22] Frank Philip Bowden, Frank Philip Bowden, y David Tabor. *The friction and lubrication of solids*, volumen 1. Oxford university press, 2001.
- [23] Manel Rodríguez Ripoll, Bojan Podgornik, y Jože Vižintin. Finite element analysis of textured surfaces under reciprocating sliding. *Wear*, 271(5-6):952–959, 2011.
- [24] Alberto Cardona Pablo Zitelli Sabrina I. Montaña, Federico Cavalieri. Modelo numérico de contacto con fricción aplicado a un ensayo de tribología para compuestos de goma. *Wear*, XXXV(45):2575–2575, 2017.
- [25] Korbinian Falk, Ronny Lang, y Michael Kaliske. Multiscale simulation to determine rubber friction on asphalt surfaces. *Tire Science And Technology*, 44 (4):226–247, 2016.

-
- [26] BSEN ISO y BRITISH STANDARD. International standard, iso/fdis 28580. 2009.
- [27] Jo Yung Wong. *Theory of ground vehicles*. John Wiley & Sons, 2008.
- [28] HJ Unrau, J Zamow, y F Porsche. Tydex-format. *Description and Reference Manual. Release*, 1, 1997.
- [29] Alan Neville Gent y Joseph D Walter. Pneumatic tire. 2006.
- [30] Samuel K Clark. *Mechanics of pneumatic tires*. US Government Printing Office, 1981.
- [31] AN Gent y JD WALTER. The pneumatic tire, national highway traffic safety administration. *Washington DC: US Department of Transportation*, 2005.
- [32] Jorgen S Bergstrom. *Mechanics of solid polymers: theory and computational modeling*. William Andrew, 2015.
- [33] Xiaoguang Yang, OA Olatunbosun, y EO Bolarinwa. Materials testing for finite element tire model. *SAE International Journal of Materials and Manufacturing*, 3(1):211–220, 2010.
- [34] John D Ferry. *Viscoelastic properties of polymers*. John Wiley & Sons, 1980.
- [35] Richard Christensen. *Theory of viscoelasticity: an introduction*. Elsevier, 2012.
- [36] ASTM Standard. Astm d4065: Standard practice for plastics: Dynamic mechanical properties: Determination and report of procedures. *United States*, 2012.
- [37] BSEN ISO y BRITISH STANDARD. Plastics—determination of dynamic mechanical properties. 2008.
- [38] Tod Dalrymple, Jaehwan Choi, y Kurt Miller. Elastomer rate-dependence: A testing and material modeling methodology. En *172nd Technical Meeting of the Rubber Division of the American Chemical Society (ACS), Cleveland, OH, Oct*, páginas 16–18, 2007.
- [39] K.L. Johnson. *Contact Mechanics*. Cambridge University Press, Cambridge, 1987.
- [40] Mir Hamid Reza Ghoreishy. Determination of the parameters of the prony series in hyper-viscoelastic material models using the finite element method. *Materials & Design*, 35:791–797, 2012.
- [41] Alain Curnier y Pierre Alart. A generalized newton method for contact problems with friction. 1988.
- [42] Peter Wriggers. Finite element algorithms for contact problems. *Archives of Computational Methods in Engineering*, 2(4):1–49, 1995.

BIBLIOGRAFÍA

- [43] JC Simo y TA Laursen. An augmented lagrangian treatment of contact problems involving friction. *Computers & Structures*, 42(1):97–116, 1992.
- [44] P Wriggers, Ch Miehe, M Kleiber, y JC Simo. On the coupled thermomechanical treatment of necking problems via finite element methods. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 33(4):869–883, 1992.
- [45] TA Laursen y JC Simo. A continuum-based finite element formulation for the implicit solution of multibody, large deformation-frictional contact problems. *International Journal for numerical methods in engineering*, 36(20):3451–3485, 1993.
- [46] C Talon y A Curnier. A model of adhesion coupled to contact and friction. *European Journal of Mechanics-A/Solids*, 22(4):545–565, 2003.
- [47] Michael A Puso y Tod A Laursen. A mortar segment-to-segment contact method for large deformation solid mechanics. *Computer methods in applied mechanics and engineering*, 193(6-8):601–629, 2004.