

São Paulo
2002

Dissertação apresentada à Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo para obtenção
do Título de Mestre em Engenharia.

Rudimentos da Mecânica dos Pneumáticos

William Manjud Maluf Filho

William Manjud Maluf Filho

Rudimentos da Mecânica dos Pneumáticos

Dissertação apresentada à Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo para obtenção
do Título de Mestre em Engenharia.

Area de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador:

Prof. Dr. Marcelo Massarani

São Paulo
2002

Maluf Filho, William Manjud
Rudimentos da mecânica dos pneumáticos / William
Manjud Maluf Filho. -- São Paulo, 2002.
231 p.
Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia
Mecânica.
1. Pneus 2. Modelagem matemática 3. Elementos finitos
4. Fenômenos físicos 5. Ensaios mecânicos I. Universidade de
São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia
Mecânica II. t.

FICHA CATALOGRÁFICA

Para meus avós maternos (Ilza e Walter) e paternos (Maria e Rachid).
Meu amor por vocês será eterno.

Agradecimentos

Aos meus amigos e familiares que estiveram SEMPRE ao meu lado (mesmo que distantes fisicamente). Vocês e o CAM são a razão de minha vida.

Aos professores doutores das seguintes instituições:

1) Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (EPUSP)

Amliton Sinatora (PME5873: Introdução ao Estudo do Desgaste e PME5416: Tópicos Avançados em Desgaste), *André Tschipischin* (PMT5783: Fundamentos da Ciência e Engenharia dos Materiais), *Deniol Tanaka, Edson Gomes* (PMR5210: Mecânica da Conformação e Usinagem dos Materiais), *Roberto Martins* (e aos colegas do LFS – Laboratório de Fenômenos de Superfície), *Ronaldo Salvagni* (PMC5789: Análise de Estrutural em Engenharia Mecânica), *Gilberto Martha de Souza* (PMC5890: Análise de Confiabilidade e Projeto de Componentes Mecânicos), *Marcelo Massarani* (PME5101: Engenharia do Valor em Projeto Mecânico), *Marcílio Alves* (PMR5403: Impacto em Estruturas – e aos colegas do grupo de Mecânica dos Sólidos e Laboratório de Impacto).

2) The University of Akron (Ohio, EUA)

Benjamin T. F. Chung, Gerald Potts, Alan Gent, Timothy McDonel, Michael Trinko, Marion G. Pottinger e Joseph Padovan.

3) Embassy CES of New York (Nova Iorque, EUA)

Professores Bethann D'Agostino, Timothy e David Fattel.

Ao prof. Dr. Marcelo Massarani pelo acompanhamento, incentivo e orientação ao longo desses 18 meses, aos colegas com os quais dividi longas horas de estudo (tanto em sala de aula quanto nos inúmeros finais de semana) e aos colegas Marcus, Raphael, João Paulo, Flávio, Luiz, Luci, Paulo Zocchio, Amilton e R. Martins que me ajudaram também no início do mestrado.

A Pirelli Pneus S.A. que me incentivou indiscriminadamente além de acreditar sempre no meu trabalho e dedicação. Agradeço algumas pessoas em especial simplesmente pelo fato de terem tomado meu estudo possível: Alessandra Azevedo, Alexandre Sorrentino, Antonia Magnusson, Argemiro Costa Aragão, Roberto Fernando José Ruoppolo, Fernando Madeira, Flávio Bettiol Júnior e Hermes Fujimoto.

Credito meu avanço profissional e pessoal à convivência com as seguintes pessoas: Aurora, Maurício e William Maluf, Família Calhabeu, Alex Fabiano Oraggio, Família Belisário e Saliba, Família Moya Orsatti, Gabriel e Rafael, Leandro, Armando Bruno Júnior e Família, Família Zucato, Ricardo Murilo Dias, Talles Carvalho. Obrigado pelas desafiadoras, incontáveis e intermináveis discussões.

Agradecimentos especiais aos professores doutores Marcelo Massarani, Paulo Carlos Kaminsky (PME – Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica) e Oscar Brito Augusto (PNV – Departamento de Engenharia Naval e Oceânica da Escola Politécnica) por terem participado da comissão julgadora e para os fiéis amigos Anderson, Alex, Fernando, Gabriel, Rafael, Igor, Leandro, Aurora, Maurício e William Maluf pelas sugestões, idéias e incondicional apoio.

“Se eu pude ver mais longe é porque estava me apoiando nos ombros de gigantes”
Isaac Newton (1642 – 1727)

Sumário

1	Introdução	1
1.1	Caracterização do tema	2
1.2	Estrutura da dissertação	2
2	Contexto Histórico	6
2.1	Evolução do homem	7
2.2	Invenção da roda	9
2.3	Evolução dos meios de transportes	13
2.4	Invenção do pneumático	20
2.5	Dias atuais	23
3	Conceitos e Definições	24
3.1	Introdução	25
3.2	Funções do pneu	25
3.3	Definições técnicas	27
3.3.1	Aro	28
3.3.2	Pneus	29
3.3.3	Conjunto Pneu – Aro	31
3.3.4	Tecnologia de sensores	34
XI	Lista de tabelas	XI
XII	Lista de figuras	XII
XVIII	Lista de abreviaturas e siglas	XVIII
XIX	Lista de símbolos	XIX
XXIII	Resumo	XXIII
XXIV	<i>Abstract</i>	XXIV

38	4	Características de Produto
37	4.1	Classes de aplicação
38	4.1.1	Pneus de automóveis
39	4.1.2	Pneus de caminhões
39	4.1.3	Pneus "fora de estrada"
40	4.1.4	Pneus de motocicleta
40	4.1.5	Pneus de avião
41	4.1.6	Veículos militares
41	4.2	Estruturas fundamentais
41	4.2.1	Geometria
45	4.2.2	Cordas
45	4.2.3	Carga
46	4.2.4	Complexo talão
46	4.2.5	Friso
47	4.2.6	Cinturas
47	4.2.7	<i>Liner</i>
47	4.2.8	Bordo
48	4.2.9	Enchimentos
49	4.2.10	Fianco
49	4.2.11	Banda de rodagem
51	4.3	Tipos construtivos
51	4.3.1	Diagonal
51	4.3.2	Radial
53	4.3.3	Importância dos ângulos
54	4.3.4	Comparação entre os tipos construtivos
55	5	Fenômenos Físicos
56	5.1	Considerações gerais
58	5.2	Tensões e deformações
59	5.3	Contato
59	5.3.1	Topografia superficial
63	5.3.2	Teoria da área de contato
73	5.3.3	Atrito
84	5.3.4	Pressão de contato
87	5.4	Tração

7.6	Otimização estrutural	151
7.5	Vibrações	150
7.4	Dinâmica	148
7.3	Contato	147
7.2	Fundamentos da modelagem baseada no MEF	142
7.1	Considerações gerais	136
7	Modelagem Matemática	135
6.6	Resultados experimentais	133
6.6.1	Pneu de automóvel	133
6.6.2	Pneu de caminhão	134
6.5	Aparato experimental	130
6.4	Método de ensaio	129
6.3	Importância da norma DOT	128
6.2	Revisão bibliográfica	123
6.1	Introdução	122
6	Ensaio Experimentais	121
5.12	Pressão de inflação	119
5.11	Falhas	116
5.10	Impacto	111
5.9	Vibrações	105
5.8	Efeitos térmicos	101
5.7	Resistência ao rolamento	98
5.6	Desgaste	95
5.5	Aquaplanagem	90

7.7	Desgaste.....	153
7.8	Energia térmica.....	155
7.9	Impacto.....	157
8	Proposta de Modelo Matemático.....	159
8.1	Introdução.....	160
8.2	Hipóteses do modelo.....	160
8.3	Detalhes da modelagem.....	161
8.4	Validação do modelo.....	170
8.4.1	Análise dimensional.....	170
8.4.2	Comparação de resultados.....	173
8.5	Condições de contorno.....	176
8.5.1	Início da montagem do aro.....	176
8.5.2	Término da montagem do aro.....	178
8.5.3	Aproximação do punção.....	179
8.5.4	Penetração do punção.....	180
8.6	Limitações do modelo.....	181
8.7	Resultados.....	181
8.7.1	Pneu de automóvel.....	181
8.7.2	Pneu de caminhão.....	183
9	Conclusões.....	190
9.1	Adiência do modelo.....	191
9.1.1	Pneu de automóvel.....	191
9.1.2	Pneu de caminhão.....	192
9.2	Sugestões.....	193
9.3	Considerações finais.....	197
9.3.1	Projeto.....	197
9.3.2	Ensaio experimental.....	197
9.3.3	Modelagem matemática.....	197
9.3.4	Bibliografia consultada.....	198

11	Referências Bibliográficas	210
10	Anexos	200
9.3.5	Gerais.....	199

Lista de tabelas

Tabela I: Funções e características do pneu citadas pela literatura consultada.....	26
Tabela II: Correlação e significação dos parâmetros dimensionais do pneu novo [50,51,52].....	29
Tabela III: Resultados (modificados) da variação da força vertical em função da largura do aro [53].....	31
Tabela IV: Propriedades estatísticas de superfícies [70].....	60
Tabela V: Resultados dos experimentos conduzidos por Coulomb (modificada) [79].....	76
Tabela VI: Fatores que afetam a tração (modificada) [29].....	89
Tabela VII: Resultados do modelo proposto por Crogger e Weiss (modificada) [23].....	91
Tabela VIII: Fatores que afetam a aquaplanagem (modificada) [29].....	94
Tabela IX: Fatores importantes no desgaste de pneu (modificado) [12].....	98
Tabela X: Propriedades térmicas típicas do pneu (adaptado) [44].....	105
Tabela XI: Classificação SAE para as vibrações causadas pelo pneu. Citado em Dijkstra [44].....	107
Tabela XII: Revisão histórica do MEF (adaptada) [208].....	146
Tabela XIII: Estruturas fundamentais e materiais. Pneu de caminhão.....	164
Tabela XIV: Contraste dimensional entre medições: experimentais x modelo. Pneu de caminhão.....	176

Lista de figuras

4	Fig. 1.1: Importância da resistência estrutural.
9	Fig. 2.1: Mosaico sumeriano ^[5] .
10	Fig. 2.2: Mosaico romano ^[5] .
10	Fig. 2.3: Relevo grego ^[5] .
11	Fig. 2.4: Carro de caça do rei Assurbanipal, da Assíria ^[5] .
11	Fig. 2.5: Cerâmica da dinastia chinesa Tang ^[5] .
12	Fig. 2.6: Cartoga inglesa do século XIX ^[5] .
12	Fig. 2.7: Lotus 340R ^[6] .
13	Fig. 2.8: Noé construindo a arca ^[2] .
14	Fig. 2.9: A Via Appia ^[7] .
15	Fig. 2.10: Esquema evolutivo das estradas ^[7] .
17	Fig. 2.11: Triciclo à gasolina de Karl Benz ^[2] .
17	Fig. 2.12: Ônibus de Karl Benz ^[2] .
18	Fig. 2.13: Camille Jenatton ^[10] .
19	Fig. 2.14: Retratos da II Guerra Mundial.
21	Fig. 2.15: Ilustração de Charles Goodyear ^[11] .
21	Fig. 2.16: John Boyd Dunlop.
22	Fig. 2.17: Experimento de Dunlop ^[12] .
23	Fig. 2.18: Lmões Michelin ^[10] .
25	Fig. 3.1: A importância dos pneus.
27	Fig. 3.2: Logotipos das normas internacionais.
28	Fig. 3.3: Dimensões principais do aro ^[50] .
28	Fig. 3.4: Definições técnicas do aro ^[50] .
29	Fig. 3.5: Dimensões do pneu novo segundo as normas.
31	Fig. 3.6: Caracterização matemática utilizando o MEF ^[53] .
32	Fig. 3.7: Deformação de um bloco de borracha quando submetido ao deslizamento ^[30] .
32	Fig. 3.8: Intensidade sonora para diferentes rodas ^[57] .
33	Fig. 3.9: Otimização estrutural baseada no MEF ^[57] .
35	Fig. 3.10: Sensor piezoeletrico implantado no pneu.
35	Fig. 3.11: Elipse do atrito (modificado) ^[18] .
36	Fig. 3.12: Ilustração esquemática do "pneu magnético" ^[17] .
38	Fig. 4.1: Pneus da classe "automóveis".
39	Fig. 4.2: Pneus da classe "caminhões".
39	Fig. 4.3: Pneus da classe "fora de estrada".
40	Fig. 4.4: Pneus da classe motocicleta.
40	Fig. 4.5: Foto de aviões.
41	Fig. 4.6: Foto de veículos militares.

42	Fig. 4.7: Conflitos dos requisitos de projeto	[15]
42	Fig. 4.8: Superfície de dupla curvatura	[12]
43	Fig. 4.9: Contato entre toróide e um plano	[15]
44	Fig. 4.10: Ilustração das estruturas fundamentais do pneu	[12]
45	Fig. 4.11: Tipos construídos de cordas	[16]
46	Fig. 4.12: Complexo talão	[15]
46	Fig. 4.13: Alguns tipos possíveis de combinação dos fios	[15]
47	Fig. 4.14: Outros tipos possíveis de combinação dos fios	[16]
48	Fig. 4.15: Seção transversal de pneus em corte.	
48	Fig. 4.16: Função do enchimento no talão	[15]
49	Fig. 4.17: Flanco.	
49	Fig. 4.18: Ilustração da banda de rodagem.	
50	Fig. 4.19: Desenho esquemático da banda de rodagem	
50	Fig. 4.20: Distribuição da pressão na área de contato.	
51	Fig. 4.21: Pneu diagonal.	
52	Fig. 4.22: Pneu radial	[16]
52	Fig. 4.23: Pneu radial em veículos de transporte.	
54	Fig. 4.24: Exemplo de terreno <i>off-road</i> .	
58	Fig. 5.1: Evolução dos modelos matemáticos (modificado)	[69]
59	Fig. 5.2: Deformação do pneu	[12]
60	Fig. 5.3: Terminologia empregada na textura superficial de pavimentos (modificado)	[70]
61	Fig. 5.4: Influência da rugosidade descrita nos trabalhos de Costa [12] e Persson [71,72] (modificado)	
62	Fig. 5.5: Diferença entre área real e aparente de contato.	
62	Fig. 5.6: Comprovação experimental da diferença entre área real e aparente de contato.	
64	Fig. 5.7: Efeito das forças no plano de contato	[29]
64	Fig. 5.8: Contato entre um toróide e um plano	[29]
66	Fig. 5.9: Seção transversal idealizada do contato	[29]
66	Fig. 5.10: Deformação elástica e distribuição de pressão	[72]. Contato de "Hertz".
67	Fig. 5.11: Diferentes modelos reológicos para propriedades viscosas	[72]
68	Fig. 5.12: Modelo reológico	[72]
69	Fig. 5.13: Variação da área de contato em função da velocidade (modificado)	[72]
70	Fig. 5.14: Formato da área de contato	
70	Fig. 5.15: Manobras curvilíneas	[12]
71	Fig. 5.16: Áreas de escorregamento (modificado)	[29]
72	Fig. 5.17: Dimensões do filme de fluido (modificado)	[29]
74	Fig. 5.18: Pintura encontrada na tumba de Tehuti-Hetep, na gruta de El-Bershed (1880 a. C.)	[79]
74	Fig. 5.19: Desenhos esquemáticos dos estudos de da Vinci sobre o atrito	[79]
76	Fig. 5.20: Representação de Coulomb das superfícies rugosas	[79]
77	Fig. 5.21: Coeficiente de atrito (modificado)	[81]
78	Fig. 5.22: Coeficiente de atrito (modificado)	[81]

80	Fig. 5.23: Borracha sofrendo o efeito de uma superfície real ^[71]
81	Fig. 5.24: Coeficiente de atrito variando para duas diferentes superfícies em função da velocidade ^[72]
81	Fig. 5.25: Elemento imaginário onde ocorre a maior parcela da dissipação energética ^[71]
82	Fig. 5.26: Adesão esquemática (modificado) ^[71]
82	Fig. 5.27: Interpretação física componente histerética ^[84]
83	Fig. 5.28: Efeito da interação com as asperezas (modificado) ^[84]
84	Fig. 5.29: Determinação experimental da pressão de contato estática. ^[12]
85	Fig. 5.30: Validação do modelo matemático ^[12]
86	Fig. 5.31: Modelo de forças e momentos atuantes em um pneu em rolamento livre ^[85]
86	Fig. 5.32: Modelo de forças e momentos atuantes em um pneu em frenagem ^[85]
87	Fig. 5.33: Modelo de forças e momentos atuantes em um pneu em aceleração ^[85]
87	Fig. 5.34: Distribuição da pressão de contato para o rolamento do pneu (modificado) ^[85]
88	Fig. 5.35: Influência do composto na tração do pneu (modificado) ^[86]
90	Fig. 5.36: Esforços presentes na interação do pneu – fluido – solo (modificado) ^[23]
92	Fig. 5.37: Variação da força de sustentação ^[23]
92	Fig. 5.38: Conceito das três zonas ^[93]
93	Fig. 5.39: Exemplos de superfícies não conformes ^[94]
94	Fig. 5.40: Curva de Striebeck ^[94]
97	Fig. 5.41: Distribuição de pressão encontrada no mercado consumidor (modificado) ^[114]
97	Fig. 5.42: Desgaste irregular poligonal ^[115]
99	Fig. 5.43: Coeficiente de resistência ao rolamento em função da pressão (adaptado) ^[120]
99	Fig. 5.44: Coeficiente de resistência ao rolamento em função da carga total (adaptado) ^[120]
100	Fig. 5.45: Coeficiente de resistência ao rolamento em função da velocidade (adaptado) ^[120]
102	Fig. 5.46: Estrutura molecular de elastômeros ^[12]
103	Fig. 5.47: Ruína estrutural de um pneu ^[123]
105	Fig. 5.48: Resultados do trabalho de Oh et al (modificado) ^[44]
106	Fig. 5.49: Exemplo de medição de <i>run out</i> (modificado) ^[124]
106	Fig. 5.50: Gráfico típico de variação de força radial (modificado) ^[124]
108	Fig. 5.51: Aparato experimental empregado na visualização de ondas estacionárias (adaptado) ^[128]
108	Fig. 5.52: Aparato experimental empregado na visualização de ondas estacionárias (modificado) ^[128]
109	Fig. 5.53: Evolução das ondas estacionárias com o incremento da velocidade ^[128]
109	Fig. 5.54: Velocidade crítica para aparecimento de ondas estacionárias ^[128]
110	Fig. 5.55: Análise experimental do fenômeno ^[128]
111	Fig. 5.56: Ilustração dos tipos de desgaste abrasivo (adaptado) ^[99]
111	Fig. 5.57: Penetração de uma partícula rígida em uma superfície plana ^[99]
113	Fig. 5.58: Deformações durante o impacto (modificado) ^[132]
113	Fig. 5.59: Tendência do coeficiente de restituição (modificado) ^[132]
114	Fig. 5.60: Força normal em um impacto (modificado) ^[132]
114	Fig. 5.61: Típica variação da força normal (modificada) ^[135]
119	Fig. 5.62: Pressão do fluido interno ^[15]

Fig. 5.63: Distribuição da pressão de contato.....	120
Fig. 6.1: Equipamento de <i>shearografia</i>	124
Fig. 6.2: Tipos construtivos de pontes ^[125]	127
Fig. 6.3: Símbolo da entidade DOT.....	128
Fig. 6.4: Equipamento de <i>Plunger Test</i>	130
Fig. 6.5: Equipamento de <i>Plunger Test</i>	130
Fig. 6.6: Montagem do pneu.....	131
Fig. 6.7: Detalhe da porta do punção.....	131
Fig. 6.8: Execução do ensaio.....	132
Fig. 6.9: Término do ensaio.....	132
Fig. 6.10: Diagrama experimental.....	133
Fig. 6.11: Diagrama experimental.....	134
Fig. 7.1: Comparação entre a eficiência da análise analítica e física (modificada) ^[196]	137
Fig. 7.2: Campo de provas.....	139
Fig. 7.3: Ensaios experimentais em laboratório.....	139
Fig. 7.4: Resultados gráficos de modelagem matemática.....	140
Fig. 7.5: Comparação entre os resultados de um problema de CFD.....	141
Fig. 7.6: Foto de uma ponte flutuante ^[200]	142
Fig. 7.7: Modelo preliminar para análise da ponte flutuante ^[200]	143
Fig. 7.8: Montagem de elementos discretos simulando o comportamento do estrutura contínua ^[200]	143
Fig. 7.9: Deslocamentos nodais ^[203]	144
Fig. 7.10: Tipos de elementos finitos ^[204]	145
Fig. 7.11: Resultados do trabalho de Shoop, Lacombe e Haehnel ^[219]	148
Fig. 7.12: Resultados da simulação (adaptados) ^[228]	149
Fig. 7.13: Dinâmica de multicorpos.....	149
Fig. 7.14: Falha de uma ponte devido a um terremoto ^[192]	150
Fig. 7.15: Fenômeno das ondas estacionárias ^[229]	150
Fig. 7.16: Análise modal em pneus de caminhão ^[230]	151
Fig. 7.17: Modelo “micromecânico” de compostos ^[234]	152
Fig. 7.18: Modelo “micromecânico” de compostos ^[234]	152
Fig. 7.19: Exemplo constitutivo de corda metálica.....	153
Fig. 7.20: Modelo baseado no MEF para investigação do desgaste ^[12]	155
Fig. 7.21: Modelo baseado no MEF para análise térmica ^[123]	155
Fig. 7.22: Distribuição de temperatura prevista pelo modelo ^[123]	156
Fig. 7.23: Distribuição de temperatura prevista pelo modelo ^[123]	156
Fig. 7.24: Dimensões e coordenadas do impacto entre uma esfera e um plano rígido ^[241]	157
Fig. 7.25: Geometria deformada do pneu (modificada) ^[242]	158
Fig. 7.26: Experimento com explosivos ^[244]	158
Fig. 8.1: Modelo tridimensional não linear de pneu de automóvel.....	162
Fig. 8.2: Malha de elementos finitos desconsiderando a geometria dos incavos.....	162

163	Fig. 8.3: Modelo tridimensional não linear de pneu de caminhão
163	Fig. 8.4: Estruturas fundamentais do modelo
166	Fig. 8.5: Família de elementos disponíveis no ABAQUS
167	Fig. 8.6: Numeração dos nós e das faces do elemento C3D8H
168	Fig. 8.7: Numeração dos nós e das faces do elemento C3D20H
168	Fig. 8.8: Elemento do tipo REBAR
169	Fig. 8.9: Estruturas modeladas por elementos do tipo REBAR (cor verde)
170	Fig. 8.10: Modelagem do punção
171	Fig. 8.11: Perfilômetro tridimensional
172	Fig. 8.12: Prensas utilizadas na determinação da geometria do contato
172	Fig. 8.13: Simulação matemática da atuação das prensas
173	Fig. 8.14: Superposição de perfis (sem escala)
173	Fig. 8.15: Comparação geométrica do pneu de caminhão
174	Fig. 8.16: Comparação geométrica do pneu de automóvel
175	Fig. 8.17: Largura de seção sob carga. Pneu de caminhão
175	Fig. 8.18: Conceito de "amassamento"
176	Fig. 8.19: Modelagem do friso
177	Fig. 8.20: Restrição dos nós do friso
177	Fig. 8.21: Aproximação do aro
178	Fig. 8.22: Aplicação de pressão parcial
179	Fig. 8.23: Situação final da montagem
180	Fig. 8.24: Aproximação do punção
180	Fig. 8.25: Penetração do punção
181	Fig. 8.26: Configuração inicial do "ensaio"
182	Fig. 8.27: Configuração durante a penetração
182	Fig. 8.28: Diagrama força x deflexão. Pneu de automóvel
183	Fig. 8.29: Comparação ilustrativa
183	Fig. 8.30: Contínuo x modelo
184	Fig. 8.31: Seção transversal do pneu
184	Fig. 8.32: Seção transversal do pneu
185	Fig. 8.33: Malha "aramada" de elementos finitos
185	Fig. 8.34: Interpenetração dos incavos centrais
186	Fig. 8.35: Distorção dos elementos que compõe a parede do incavo
186	Fig. 8.36: Diagrama força x deflexão. Pneu de caminhão
187	Fig. 8.37: Validação do modelo. Pneu de automóvel
188	Fig. 8.38: Distribuição de tensão nos fios devido à pressão de inflação
188	Fig. 8.39: Distribuição de tensão nos fios devido à pressão de inflação e à penetração da superfície
189	Fig. 8.40: Superposição dos casos anteriores
191	Fig. 9.1: Aderência do modelo para pneu de automóvel
192	Fig. 9.2: Aderência do modelo para pneu de caminhão

Fig. 9.3: Aparato experimental do ensaio de impacto SAE F1981 ^[246]	195
Fig. 9.4: Aparato experimental ^[246]	195
Fig. 9.5: Energia de impacto ^[246]	196
Fig. 9.6: Geometria de impacto ^[246]	196
Fig. 9.7: Filmagem do impacto ^[246]	196
Fig. 9.8: Impacto ambiental decorrente do descarte indevido de pneus.....	199

Lista de abreviaturas e siglas

MEF	Método dos Elementos Finitos
EUA	Estados Unidos da América
DOT	<i>Department of Transportation</i>
FMVSS	<i>Federal Motor Vehicle Safety Standards</i>
a.C.	antes de Cristo
d.C.	depois de Cristo
ANIP	Associação Nacional das Indústrias de Pneumáticos
SI	Sistema Internacional de Unidades
ALAPA	Associação Latino Americana de Pneus e Aros
ETRTO	<i>The European Tyre and Rim Technical Organisation</i>
TRA	<i>The Tyre and Rim Association</i>
USA TREAD	<i>United States of America's Transportation, Recall, Enhancement, Accountability and Documentation</i>
ABS	<i>Anti-lock Braking System</i>
SAW	<i>Surface Acoustic Wave</i>
MIT	<i>Massachusetts Institute of Technology</i>
SWT	<i>Sidewall Torsion Sensor</i>
RMS	<i>Root Mean Square</i>
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
NR	<i>Natural rubber</i>
SBR	<i>Styrene Butadiene Copolymer</i>
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial
R&R	Repetibilidade e Reprodutibilidade
CAE	<i>Computer Aided Engineering</i>
NHTSA	<i>National Highway Traffic Safety Administration</i>
NVH	<i>Noise Vibration and Harshness</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
ASME	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
PTV	Princípio dos Trabalhos Virtuais
NASA	<i>National Aeronautics and Space Administration</i>

Lista de símbolos

L	largura da roda ou aro; distância entre flanges; comprimento representativo do perfil
D	diâmetro nominal da roda ou aro; diâmetro
LF	largura do flange
AF	altura do flange
PR	profundidade do rebaixo
DL	diâmetro interno do aro
V	força vertical, velocidade
F_i	forças genéricas ($i=1, 2, 3, 4$)
F_y	força lateral
F_x	força longitudinal
R_c	raio principal de uma superfície de dupla curvatura
R_r	raio secundário de uma superfície de dupla curvatura
δ	deflexão
a	eixo principal de elipse, constante, distância genérica
b	eixo principal de elipse, largura da elipse de contato, distância genérica
α	ângulo genérico, parâmetro relativo ao contato entre toróide e plano, ângulo de deriva, coeficiente de transformação
β	ângulo genérico, parâmetro relativo ao contato entre toróide e plano, coeficiente de transformação
U	perfil do incavo, velocidade, deslocamento
Z_i	momentos espectrais ($i=1, 2, 3, 4$)
ω	frequência de excitação; velocidade angular
Δ	Intervalo genérico, relação entre deflexão e formato da área de contato transformada de Fourier do terceiro momento espectral (Z_3)
$S^{(\omega)}$	transformada de Fourier do terceiro momento espectral (Z_3)
$T^{(\omega)}$	transformada de Fourier do quarto momento espectral (Z_4)
l	comprimento característico de onda, comprimento genérico, diâmetro médio da área de contato
h	amplitude característica de onda, distância genérica
F_n	força normal
F_t	força tangencial
c	semi eixo de elipse

d	semi eixo de elipse
θ_0	ângulo de fase
D_c	diâmetro principal de uma superfície de dupla curvatura
γ	parâmetro relativo ao contato entre toróide e plano, coeficiente de amortecimento, coeficiente de transformação
A	área de contato, área de adesão, constante, área genérica
w	largura da elipse
R^*	raio genérico
R	raio genérico
P	carregamento distribuído, pressão de contato, penetração
r_0	raio do carregamento distribuído, raio genérico
κ	constante
E	módulo elástico de Young
ν	coeficiente de Poisson
P_0	pressão média
r	distância até o centro da área de contato
ε	deformação, emissividade
σ	tensão, coeficiente de transformação, constante de Stefan–Boltzmann
M_z	momento auto-alinhante
B	área de escoregamento parcial, constante
F	força de atrito, força de penetração
μ	coeficiente de atrito
W	força normal, força genérica, massa, trabalho, energia de ruptura
ω_0	frequência de excitação
v	velocidade
F_{HYST}	componente histerética
P^{vert}	pressão vertical
P^{HOR}	pressão horizontal
T	temperatura, energia necessária à propagação de trincas
T_0	temperatura de referência
T_g	temperatura de transição vítrea
F_R	componente tangencial da força de contato, força resultante
F_R	componente tangencial da força de contato

T_b	momento de frenagem
F_B	força longitudinal
T_D	momento direcional
F_D	força longitudinal, força de arrasto
F_L	força de sustentação
c_L	coeficiente de sustentação
c_D	coeficiente de arrasto
A_c	área característica
ρ	densidade do fluido
A_c	área característica
u	velocidade
h^*	separação das superfícies no ponto de máxima pressão
η	viscosidade do fluido
\dot{W}	volume de massa
θ	direção de propagação da trinca
E_m	energia total fornecida pelo combustível
H	calor fornecido por unidade de volume
s	distância percorrida
M	economia de combustível
E_f	energia dissipada pelos pneus
F_R	perdas de rolamento
C_R	coeficiente de perdas por rolamento
C	constante
n	constante
J	operador jacobiano bidimensional
τ	coeficiente de transformação, tempo
c_p	calor específico
k	condutividade térmica
\dot{Q}_{rad}	calor emitido por radiação
T_w	temperatura de superfície do pneu
T_∞	temperatura ambiente
\bar{T}	temperatura média

Q_{conv}	calor emitido por convecção
A_n	coeficientes da série de Fourier
f	frequência
ϕ_n	ângulo de fase
RF	radial fundamental, força de reação (<i>reaction force</i>)
RC	radial composta
\dot{x}	velocidade
x	distância genérica
t	tempo
m	massa
r	direção
v_r	velocidade na direção r
ΔT	variação da energia cinética
P_r	impulso
H_r	momento angular
N_r	momento resultante
I_r	momento de inércia
ω_r	velocidade angular
M_r	impulso do momento
e	coeficiente de restituição
σ_d^0	tensão dinâmica de escoamento
σ_s^0	tensão estática de escoamento
$\dot{\epsilon}$	taxa de deformação
D	constante
q	constante
$\epsilon\%$	erro percentual
$V_{experimental}$	resultado experimental
$V_{simulação}$	resultado da simulação

Por fim, investiga-se a aplicação de um modelo matemático para caracterização estrutural de pneus. A finalidade do modelo é simular e prever o comportamento de pneus no ensaio experimental *Plunger Test* descrito nas normas do Department of Transportation (DOT) FMVSS109 e FMVSS119. Um dos objetivos principais desse conjunto de testes é a determinação da energia necessária para o colapso estrutural de pneus de carro e caminhão/ônibus, respectivamente, quando submetidos à penetração de um punção. A energia de ruptura das cinturas é um dos critérios para certificação dos pneus perante os órgãos reguladores. O modelo tridimensional contempla as propriedades físicas não-lineares características aos pneus atuais. Os elastômeros foram modelados de acordo com o modelo de Mooney-Rivlin. As correspondentes constantes que descrevem o comportamento desses materiais foram definidas por intermédio de ensaios experimentais. Atribui-se aos compostos um comportamento referenciado nas equações de Halpin-Tsai. Obteve-se a aderência do modelo ao comparar-se as informações dimensionais previstas pela análise matemática com informações similares obtidas experimentalmente. O volume de cálculos necessário para a convergência dessa simulação pressupõe alta performance computacional. Entretanto os resultados numéricos demonstraram que pode-se empregar esse modelo na análise estática de estruturas complexas como os pneumáticos.

Esse trabalho aborda os princípios fundamentais da Mecânica dos Pneumáticos. Inicialmente, discutem-se os principais fatos históricos e definições envolvidos no projeto de pneus. Os fenômenos físicos de destacada importância na utilização e projeto de pneus, bem como as técnicas experimentais empregadas na sua quantificação, são citados e detalhados profundamente. Apresenta-se ainda uma extensa revisão bibliográfica sobre os conceitos e estudos relativos à modelagem matemática fundamentada no Método dos Elementos Finitos.

Resumo

Abstract

This dissertation presents some fundamentals of the Mechanics of Pneumatic Tires.

Initially the historical events and the technical definitions that are involved in tire design are discussed. The physical phenomena related to tire performance and the corresponding experimental techniques applied to their evaluation are detailed. The concepts and the application of mathematical modeling based on the Finite Element Method are described. By researching a wide array of engineering literature it is shown that the FEM can be effectively employed through the design stage.

Afterwards a finite element tire model was developed to predict tire behavior undergoing the Department of Transportation (DOT) FMVSS109 and FMVSS119 Plunger Test. These standards specify that a cylindrical steel plunger is to be forced into the tread rib in order to determine the belts breaking energy value for the tire. These values are taken into account to estimate the tire reliability. Due to the physical non-linearity and uncertainty inherent in tire system a three-dimensional non-linear finite was purposed. The elastomers were modeled by the Mooney–Rivlin model. The composites were modeled by the equivalent orthotropic material model based on the Halpin–Tsai equations. The corresponding material constants were obtained from experimental data. The characteristics obtained by the finite element tire model were verified on the experimental work. Comparisons between numerical and experimental results demonstrated the accuracy of the finite element model. Numerical results showed that the model is arguably reliable and its convergence is fairly good. The model is not computationally efficient because it requires a large amount of calculations although it enables to make an effective static analysis of complex pneumatic structures.

Capítulo 1 : Introdução

“Que outra coisa é a Terra, continente ou globo terrestre senão uma ilha maior do que as outras?”⁸

(Copérnico, *De revolutionibus*, I, 3)

⁸ Citado por Paulo Rubén Mariconda na introdução de sua tradução de: GALILEI, G.

Diálogo Sobre os Dois Máximos Sistemas do Mundo Ptolomaico e Copernicano, São Paulo, 2001, 882 p.

1 Introdução

1.1 Caracterização do tema

O projeto de pneumáticos^{xx} destinados à indústria automobilística é uma tarefa complexa. Além de ser fundamental para a criação de um item cuja produção seja economicamente viável, o projeto deve atender a requisitos estruturais regulados por entidades normativas. Geralmente, o desenvolvimento de um novo produto é composto por 4 fases: estudos preliminares (citados nos capítulos 3 e 4), projeto e construção do protótipo (citados no capítulo 5), experimentação (citada no capítulo 6) e homologação do pneu junto às empresas fabricantes de veículos.

Os estudos que antecedem a confecção de um protótipo são essenciais para o sucesso do projeto. A modelagem matemática baseada no Método dos Elementos Finitos (MEF) é uma ferramenta que vem sendo amplamente utilizada no projeto de pneus. O emprego dessa técnica tem como objetivo principal “prever o futuro” de um modo científico. Para tanto, é necessária a compreensão das leis da mecânica que “regem” o fenômeno físico estudado.

O presente trabalho possui três objetivos primordiais:

1. Compreender os fenômenos físicos mais importantes na mecânica dos pneus;
2. Apresentar uma profunda e detalhada revisão bibliográfica sobre os trabalhos científicos relacionados à mecânica e às fases de desenvolvimento tecnológico dos pneus;
3. Apresentar um modelo matemático baseado no Método dos Elementos Finitos para caracterização estrutural de pneus.

1.2 Estrutura da dissertação

Os principais acontecimentos históricos relativos ao desenvolvimento e criação dos pneus são descritos no capítulo 2. A criação da roda, a evolução dos meios de transporte e a invenção dos pneus são tratados nesse capítulo.

As definições e funções relativas aos pneus e rodas são apresentadas no capítulo 3.

^{xx} Usualmente denominados de pneus.

As classes de aplicação, as estruturas fundamentais e as características construídas dos pneus encontram-se detalhadas no capítulo 4. Tais informações são indispensáveis à compreensão de quaisquer estudos científicos relacionados aos pneus.

Quando em operação, o pneu deve estar apto a desempenhar uma série de funções (descritas no capítulo 3). O projeto deve priorizá-las de acordo com sua classe de utilização (descritas no capítulo 4). Para atingir esses objetivos, devem-se compreender os fenômenos físicos intrínsecos ao emprego do pneu. Os fenômenos de maior interesse científico para a indústria automotiva são abordados no capítulo 5. Inicialmente, são conceituados de maneira genérica e no decorrer do capítulo são particularizados para a área de pneus. Com a análise da fenomenologia, contida no capítulo 5, acredita-se ter atingido completamente o primeiro objetivo dessa dissertação.

Para avaliar sua performance, as empresas fabricantes de pneus, assim como as montadoras de veículos, devem quantificar as grandezas físicas associadas aos fenômenos descritos no capítulo 5. A fase de testes é detalhada no capítulo 6. Os ensaios experimentais necessários para a homologação dos pneus são tratados nesse capítulo. Confere-se maior atenção aos ensaios de resistência estrutural pois o modelo matemático proposto (capítulo 8) versa sobre esse tema.

A determinação da resistência estrutural de pneus é um dos “episódios” previstos por entidades normativas internacionais. Um exemplo clássico é o departamento que prescreve e fiscaliza as leis de transporte nos Estados Unidos da América (EUA). O *Department of Transportation* (DOT) possui uma metodologia, denominada *Plinger Test* e descrita nas normas FMVSS (*Federal Motor Vehicle Safety Standards*) 109 e 119⁸, responsáveis por determinar a energia de ruptura de pneus. Esse ensaio estima a resistência estrutural e é compulsório às empresas que pretendam comercializar pneus em países que utilizam as normas do DOT. Com o advento da globalização e a intensificação da concorrência é interessante que a empresa fabricante de pneus produza um produto “global”, ou seja, passível de ser comercializado mundialmente e que atenda as exigências dos mercados de interesse. A importância da resistência estrutural no projeto de um pneu é ilustrada na figura 1.1. A foto, proveniente do arquivo interno da Pirelli Pneus S/A, destaca uma típica utilização no mercado africano. O fabricante de pneus informa as condições de utilização de seu produto. Usualmente detecta-se a

⁸ As referidas normas estão disponíveis para consulta no site <www.dot.gov>.

inobservância das mesmas pelos usuários. Por esse motivo espera-se que a fase de estudos preliminares seja capaz de “mapear” as características do mercado para que as mesmas sejam consideradas na fase de projeto e testadas na fase de experimentação.



Fig. 1.1: Importância da resistência estrutural¹⁸.

Ao fim do capítulo 6, apresenta-se o resultado de testes realizados com pneus de automóvel (norma FMVSS109) e de caminhão (norma FMVSS119). Tais resultados servirão como parâmetros para analisar-se a aderência do modelo matemático.

Uma vasta revisão bibliográfica sobre a aplicação da modelagem matemática em pneus é apresentada no capítulo 7. Abordam-se os conceitos básicos da análise baseada no Método dos Elementos Finitos. Essa categoria de simulação matemática apresenta vantagens quando empregada na análise de geometrias complexas. Se modelo for hábil na representação do fenômeno de interesse, pode-se reduzir o tempo total de desenvolvimento do produto, assim como evitar-se a construção de um número elevado de protótipos físicos. Esses benefícios estão diretamente relacionados com a escolha do modelo (e por conseguinte suas limitações) e do método de análise. Tais questões são comentadas ao longo do capítulo.

¹⁸ Fonte: arquivo interno da Pirelli Pneus S/A.

Um modelo matemático, destinado à simulação dos ensaios experimentais contidos nas normas FMVSS109 e FMVSS119, é proposto no capítulo 8. Os critérios tecnológicos da modelagem (hipóteses, detalhes da discretização, limitações e condições de contorno) e os resultados das simulações realizadas com pneus de automóvel e de caminhão são apresentados. No capítulo 8 analisa-se a qualidade do modelo⁸ na representação do ensaio experimental. Confrontando-se os resultados experimentais (oriundos do capítulo 6) com os resultados obtidos através das simulações, conclui-se que a modelagem proposta pode ser aplicada ao projeto de pneus.

Discutem-se, no capítulo 9, as considerações gerais depreendidas ao longo dessa pesquisa científica. Com os capítulos 7, 8 e 9, atinge-se o terceiro objetivo dessa dissertação.

Os Anexos, suportes elucidativos e ilustrativos que auxiliam a compreensão do texto, estão contidos no capítulo 10.

A lista de referências bibliográficas consultadas encontra-se no capítulo 11. Adotou-se o “sistema numérico de chamada”. As referências obedecem ao arranjo numérico seguindo a ordem em que foram citadas no texto. Percorrendo-se a dissertação, verifica-se que o segundo objetivo foi amplamente atingido uma vez que o texto está “substancialmente apoiado” nas diversas referências bibliográficas consultadas.

⁸ Aderência ao fenômeno físico.

“Um povo que não conhece sua história, é um povo que não tem passado, nem presente e nem terá futuro.”

Capítulo 2: Contexto Histórico

2 Contexto Histórico⁸⁸

2.1 Evolução do homem

As necessidades do homem, aliadas à observação e interação com a natureza, foram as fontes geradoras das grandes descobertas científicas. Uma lúcida argumentação em favor de uma descrição científica da natureza pode ser encontrada no poema *De rerum natura* (Da natureza das coisas) escrito em 60 antes de Cristo (a.C.) pelo poeta romano Lucrecio (96 – 55 a.C.). Em sua leitura “percebe-se, por trás da defesa da atitude racional, uma outra face da ciência: sua face humana”^[1].

Na evolução da história o primeiro homem aparece conduzindo seu próprio veículo: as pernas como meio de locomoção. Foi trilhando seu caminho, crescendo, multiplicando-se, construindo, destruindo, cagando, guerreando, descobrindo, inventando: literalmente interagindo com a natureza. Em busca de desenvolvimento ele precisava ser mais ágil. O tempo urgia, e só as pernas não eram suficientes para que fosse possível atingir-se o outro lado do mundo. Um mundo que até então lhe era totalmente desconhecido. Na luta pela sobrevivência precisava de algo mais além de mãos e pernas para defender-se de intempéries, para transportar animais abatidos que lhe saciariam a fome, para locomover-se entre pontos distantes. Ao buscar alimentos e água procurava deixar o caminho entre sua caverna e os campos de caça e poços de água em condições de tornar sua passagem o mais fácil possível. Os caminhos deveriam ser melhorados para proporcionar o deslocamento mais rápido entre pontos extremos e intermediários^[2]. No princípio valeu-se dos animais para transportar e puxar cargas. Mas apenas o animal não bastava. O homem atrelou à esse animal um veículo rústico. A medida em que se deparava com dificuldades viu-se obrigado a romper barreiras. Como ele não podia voar, precisava deslizar. Ou fazer com que seu veículo rústico deslizesse. Aliou essa ideia ao conceito de rapidez. Talvez algo que rolasse e deslizesse como os seixos encontrados à beira dos rios. Veio-lhe à mente as toras de madeira que eram facilmente encontradas nos caminhos que percorria no dia a dia. Mais uma vez uma dificuldade surgia: elas eram pesadas, compridas e de difícil manipulação. Por que não diminuir-las, fazê-las menores, adaptá-las ao veículo rústico? Talvez tenha partido daí a ideia da primeira roda (vide item 2.2).

⁸⁸ Escrito em conjunto com Aurora Maluf.

A vida tornou-se então mais rápida, menos difícil, menos árdua. Mas as pernas aliadas ao cérebro pediam movimentos mais rápidos. Afinal de contas, um dia esse homem até então chamado primitivo, trilharia seu caminho em busca de um tal “progresso”. O homem estava atrelado e condicionado ao seu meio ambiente, à uma topografia que não lhe era favorável. Teria sempre que contornar elevações ou depressões. A necessidade de transportar maiores volumes e cargas aumentou. Ele precisava exercer “controle” sobre seu meio ambiente (segundo Sagan ^[3]: “Temos o privilégio de influenciar e talvez controlar o nosso futuro”). O deslocamento deveria ser facilitado mesmo em épocas de tormentas, de neve e de gelo. E esse homem, cujas mãos, pernas e cérebro já eram utilizados com “sabedoria”, mais uma vez usou os recursos disponíveis e percebeu que poderia “dominar” a arte de transformar o barro da beira dos rios em algo sólido. Misturando a areia e argila nas devidas proporções, evitaria: o surgimento de poeira nos terrenos arenosos em época de seca (papel da argila) e o surgimento de lama nos terrenos argilosos na época de chuva (papel da areia). Garantiu dessa forma, o deslocamento em qualquer período. Esse homem, já não tão primitivo, teria descoberto o princípio da pavimentação.

O homem civilizado já era capaz de transportar fronteiras muitas das quais cruzavam-se tortuosamente. Algumas perdiam-se na imensidão geográfica não conduzindo à lugar algum. As distâncias eram imprevisíveis e a sinalização de feudos, vilas, povoados ou cidades, inexistentes.

Foi então que “estradas” passaram a ser construídas e sinalizadas. Os caminhos deixaram de ser perdidos e tortuosos dentro da civilização. As ligações entre o homem e o mundo tornaram-se mais amplas. E “todos os caminhos *podentiam* levar à Roma” (vide item 2.3)! E aos mares! E então os mares deixaram de ser intransponíveis. Rotas começaram a ser traçadas e o homem teve “livre acesso” ao mundo que ele não sabia que era redondo (apesar do matemático e geógrafo grego Eratóstenes ter medido o raio da terra séculos antes) proporcionando-lhe uma facilidade maior de comunicação e comércio. Mais uma vez, o homem percebe sua capacidade de desbravar terras, singrar os mares, conhecer povos e culturas diferentes.

O homem, que em priscas eras tinha seus membros como única fonte de locomoção, tornou-se capaz de manipular a pedra, acreditou no poder do fogo, achou ouro, descobriu e fundiu metais^[4], passou a ter domínio sobre a luz. Aproveitou a água, o carvão, o vapor, o ferro e como um alquimista, teve (e tem) o poder de revolucionar o mundo^[3].

2.2 Invenção da roda

Sabe-se que a invenção da roda teve grande importância para os povos primitivos^[2,5]. A prova mais antiga do uso da roda foi encontrada na Suméria (Mesopotâmia) provavelmente do ano 3500 a.C.. É um esboço de carroça feito numa placa de argila. As rodas mais antigas foram encontradas em túmulos na Mesopotâmia (data estimada de construção: entre 3000 e 2000 a.C.). Eram confeccionadas de madeira. Supõe-se que a roda girava em torno de um eixo fixo.

Um mosaico sumeriano do ano 2100 a.C. é mostrado na figura 2.1. O artefato está exposto no *British Museum* e destaca uma batalha^[5].



Fig. 2.1: Mosaico sumeriano^[5]

Um mosaico romano, confeccionado no século III depois de Cristo (d.C.), é apresentado na figura 2.2.

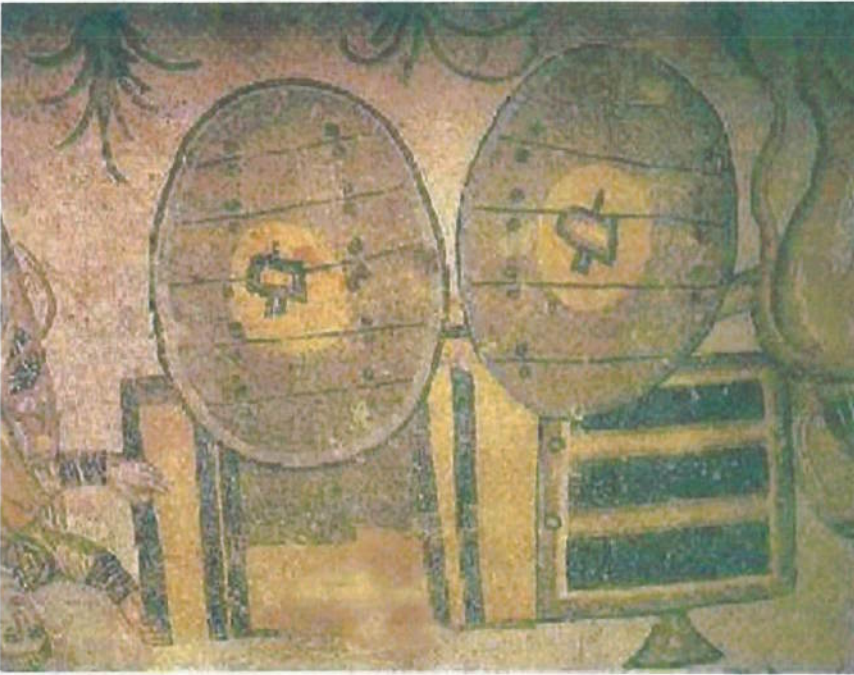


Fig. 2.2: Mosaico romano^[5].

Acredita-se que o primeiro aperfeiçoamento foi a utilização de um aro de madeira para causar um desgaste mais uniforme ao longo da roda. Em uma peça encontrada na Mesopotâmia (data aproximada: 2500 a.C.), pregos de cobre fixavam o aro à roda.

Os arqueólogos estimam que a roda com raios surgiu na Turquia em 2500 a.C. sendo utilizado em veículos destinados à guerra. Além disso constataram que os egípcios construíram em 1500 a.C. rodas muito leves empregadas nas bigas. Uma corrida é mostrada na figura 2.3. Trata-se de um relevo grego do século IV a. C.^[5]



Fig. 2.3: Relevo grego^[5].

Uma ilustração do carro de caça do rei Assurbanípal da Assíria é destacada na figura 2.4. Data do século VII a.C.^[5]

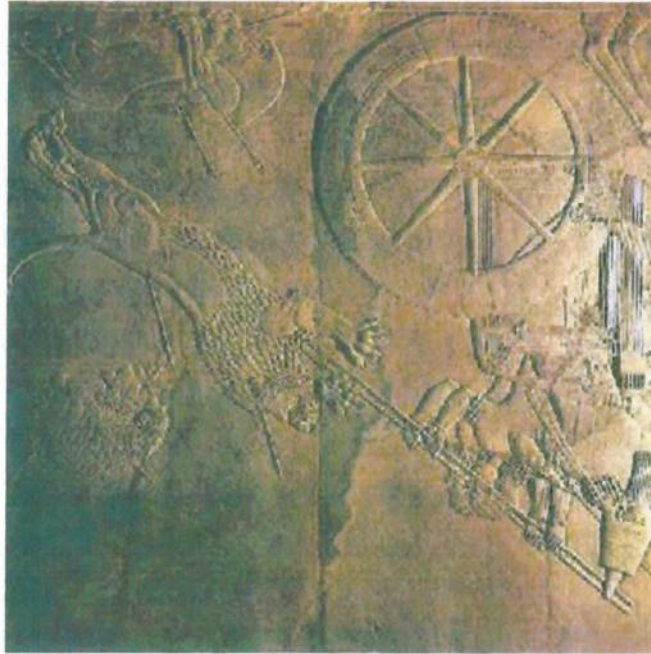


Fig. 2.4: Carro de caça do rei Assurbanípal, da Assíria.^[5]

O formato da roda sofreu algumas alterações ao longo do tempo: utilização em outros inventos (mecanismos de arrasto e moinhos d'água), invenção da roda de disco abaulado (raios dispostos em forma de "cone achatado") e introdução dos raios de arame (em bicicletas por volta de 1870). Uma foto de uma cerâmica da dinastia chinesa T'ang é mostrada na figura 2.5. As carroças já possuíam aros, talvez de metal.^[5] A obra é do século IV e está exposta no *Seattle Art Museum*.

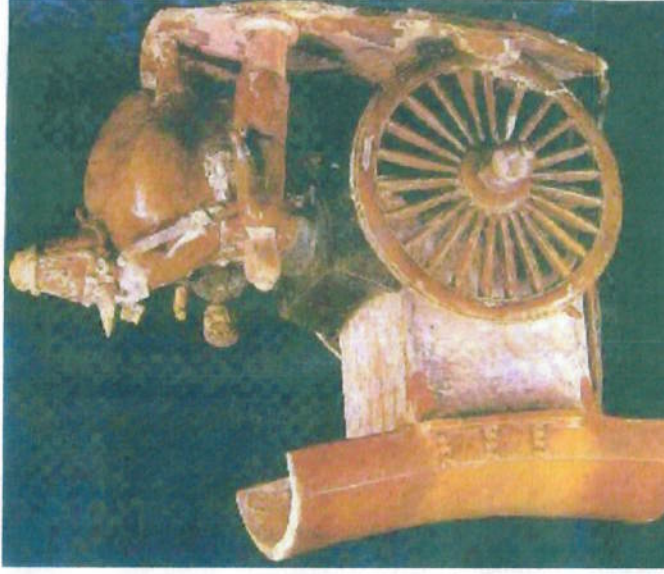


Fig. 2.5: Cerâmica da dinastia chinesa T'ang.^[5]

Uma carroça inglesa do século XIX é representada na figura 2.6. Percebe-se a utilização de rodas de disco abaulado. Dessa maneira é possível o transporte de cargas “mais largas pelos mesmos caminhos estreitos”^[5].



Fig. 2.6: Carroça inglesa do século XIX^[5].

Os automóveis mais antigos utilizavam rodas com raios de madeira, arame ou em uma única peça de ferro fundido. Na década de 1930 essas rodas foram substituídas pelas de aço estampado. Os automóveis mais recentes, como o exibido na figura 2.7, utilizam rodas fabricadas com materiais mais nobres como as ligas de aço.



Fig. 2.7: Lotus 340R^[6].

2.3 Evolução dos meios de transportes

De acordo com o estudo de Senço^[2] a noção de transportes obstáculos está intimamente associada ao surgimento do homem. Recuando-se ao Génesis encontra-se uma referência a um caminho: o do Eden (que teria sido trilhado por Adão e Eva quando foram expulsos do Paraíso).

O Livro Sagrado, em Génesis capítulo IV versículo 14, faz menção ao uso do betume (material fundamental em pavimentação de estradas) como impermeabilizante. Segundo o livro, Deus teria dito à Noé para construir uma arca de madeira (ilustrado na figura 2.8) com diversos compartimentos utilizando o betume “por dentro e por fora”.



Fig. 2.8: Noé construindo a arca.^[2]

Vários povos possuíam vias e pavimentos em seus domínios. Os egípcios (mais de 5000 anos atrás) e os romanos atingiram alto nível de desenvolvimento nesse campo. Um plano rodoviário bem elaborado e bem executado ligava a capital romana à Germânia, Gália e Bretanha justificando o adágio “todos caminhos levam a Roma”. Com a queda do império romano e o início da “noite de dez séculos” as estradas de rodagem deixaram de ter a mesma importância e foram praticamente abandonadas^[7]. Na figura 2.9 mostra-se uma fotografia da *Via Appia*. Essa estrada romana possui aproximadamente 90 km e conecta Roma e Terracina. A superfície é original e sua atual condição permite o tráfego^[7].

Do ponto de vista rodoviário a Idade Média (“a ciência em hibernação no Ocidente”) foi um grande desastre. Nada foi feito e aquilo que tinha sido criado deteriorou-se.

Em 1400, com o início do Renascimento do conhecimento na Europa e a realização das grandes viagens, houve a necessidade de restaurar-se o património rodoviário romano além de construir-se novos meios de comunicação. Para se ter uma ideia da importância das vias de transporte, em 1521 Hernán Cortez toma o México e em 1523 Francisco Pizarro toma o Peru derrotando respectivamente Montezuma e Atualpa^[8]. Em ambos os casos, desconsiderando a malícia e as engenhosidades utilizadas, as empreitadas foram facilitadas porque haviam excelentes malhas rodoviárias disponíveis (com destaque para a dos Andes)^[2].

Em 1716 “Halley insiste em que o futuro trânsito de Vênus seja observado e cronometrado para triangular as distâncias interplanetárias”(Ferris^[8]). Na França nesse mesmo ano ocorre o estabelecimento da Corporação das Pontes e Estradas pois o governo apoiava, pela primeira vez, um grupo de engenheiros civis atrairdo tantos interessados que em 1747 seria instalado um centro de treinamento^[7].

Existiu uma divergência na literatura consultada pois o estudo publicado por Civita^[7] credita ao francês Pierre Trésaguet a responsabilidade pela criação dos fundamentos técnicos indispensáveis à construção de uma rodovia além de ter concluído pioneiramente que os alicerces das estradas deveriam ser construídas de forma abaulada



Fig. 2.9: A Via Appia^[7].

(permitindo o escoamento da água) . Já Duarte^[9] em seu estudo sobre as invenções, destaca o engenheiro escocês John Loudon McAdam (1756 – 1836) como o criador do método de pavimentação de estradas e como o precursor da recomendação de construir-se a estrada “abauladamente” permitindo o escoamento da água da chuva. Civita reconhece a importância de McAdam mencionando seu estilo como uma evolução, ao longo do tempo, dos métodos de Trésaguet. Uma ilustração da evolução dos conceitos empregados na construção de estradas é apresentada na figura 2.10.

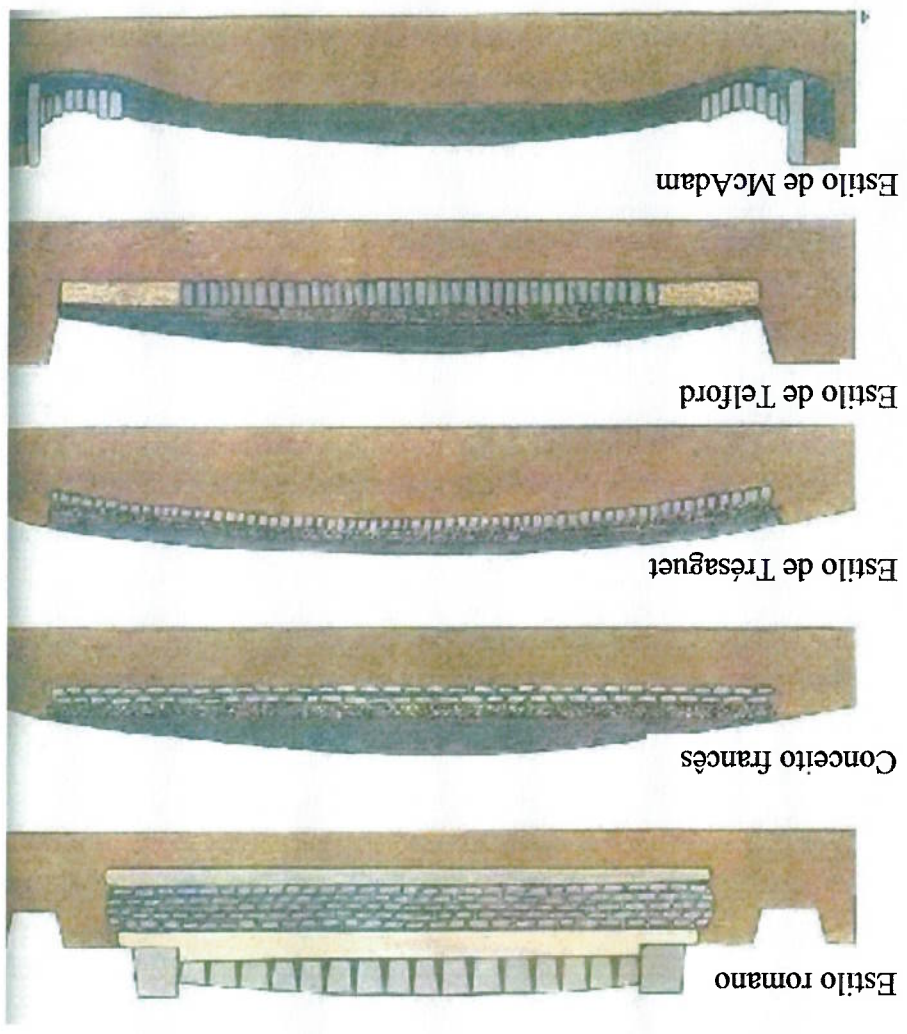


Fig. 2.10: Esquema evolutivo das estradas^[7].

Como se não bastasse descreditar o inventor das estradas segundo Duarte, Civita cita ainda o inglês Thomas Telford como sendo “anterior” à McAdam. Em contraposição, Duarte não reconhece, ou pelo menos não menciona, outros cientistas de expressão na arte da construção de estradas.

Acredito não reunir informações suficientes para vergar-me na direção de um dos estudos citados acima. Mas ficam registrados essa divergência de opiniões e a conseqüente dúvida acerca do pioneirismo nessa atividade.

O século XIX foi realmente marcado por acontecimentos, descobertas e invenções que influenciariam o século XX. A seguir encontram-se listados alguns dos principais acontecimentos contidos no estudo de Senço^[2] e Ferris^[8].

- 1650: Hans Hautch (Alemanha) projeta um veículo de três rodas.
- 1769: Nicolas Joseph Cugnot (França) aciona uma carreta militar com vapor. Ao terminar a exibição (velocidade de 12 km/h durante 9 minutos) projetou o veículo contra os muros da guarânia do pátio do quartel da artilharia.
- 1801: Richard Trevitick (Inglaterra) instalou uma linha de transporte urbano com veículo a vapor.
- 1807: Robert Fulton subia o rio Hudson (de Nova York até o Alabama) pilotando o Clermont (embarcação movida a vapor).
- 1819: o Savannah foi o primeiro barco a vapor a atravessar o Atlântico, viajando da América à Europa.
- 1825: George Stephenson inaugurava a ligação férrea entre Stocton e Darlington (Inglaterra).
- 1850: Jean Joseph Lenoir (França) patenteou o motor estacionário a gás.
- 1861: Nicolas August Otto (Alemanha) descobriu a importância de comprimir a mistura de gás e ar antes da ignição e patenteou o motor de “4 tempos”.
- 1871: Dr. Francisco A. Pereira Rocha (Brasil) é o primeiro brasileiro a possuir um automóvel (Salvador – Bahia).
- 1882: Gottlieb Daimler (Alemanha) à serviço de Otto visitou a Rússia e transmitiu à seu companheiro de pesquisa Wilhelm Maybach o avanço na utilização de derivados de petróleo como combustível.
- 1885: Gottlieb Daimler (Alemanha) consegue a patente de um veículo acionado por motor tendo a gasolina como combustível (considerado o nascimento do automóvel).

- 1885: Karl Benz patenteou um triciclo à gasolina e iniciou o aperfeiçoamento do veículo Victoria (figura 2.11).

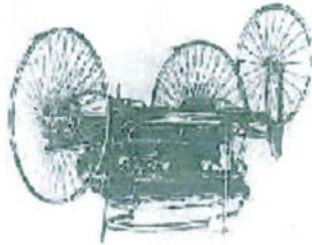


Fig. 2.11: Triciclo à gasolina de Karl Benz^[2].

- 1889: a fábrica francesa Panhard-Levassor apresenta diversos tipos de modelos de automóveis.

- 1893: Dr. Henrique Santos Dumont (Brasil) recebe o primeiro veículo de São Paulo como um presente de seu sobrinho Alberto Santos Dumont (No Rio de Janeiro o primeiro veículo a chegar foi importado por José do Patrocínio, o *Tigre da Abolição*. Tratava-se de um veículo movido à vapor que despencou na Serra da Tijuca quando, inadvertidamente, o proprietário entregou a direção ao poeta Olavo Billiac.).

- 1894: realizou-se na França a primeira corrida de automóveis (trecho Paris-Rouen).
- 1895: Karl Benz, na Alemanha, cria o primeiro ônibus do mundo (figura 2.12).

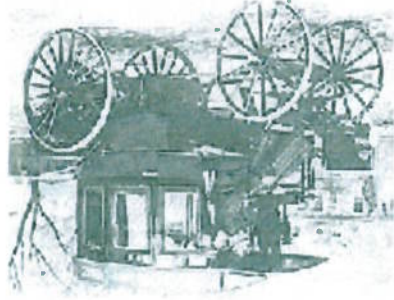


Fig. 2.12: Ônibus de Karl Benz^[2].

- 1895: Rudolph Diesel (Alemanha) passa a usar óleo diesel como combustível para veículos pesados.
- 1896: Otto Lillienthal (Alemanha) voou em Berlim utilizando uma asa voadora.
- 1898: Alberto Santos Dumont (Brasil) fazia uma experiência na França empregando um motor à gasolina de 3 cv que acionava uma hélice de alumínio num dirigível chamado Santos Dumont I. Alcançou a altura de 400 metros.

- 1900: Camille Jenatzy (França) ultrapassa a barreira de velocidade de 100 km/h utilizando pneus da fabricante francesa Michelin (figura 2.13).

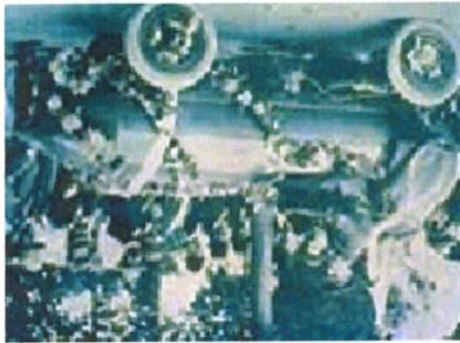


Fig. 2.13: Camille Jenatzy^[10].

- 1901: Alberto Santos Dumont (Brasil) ganhou o prêmio instituído por Henri Deutsch Meurthe para quem conseguisse, em 30 minutos, voar de *Saint Cloud* até a torre Eiffel e retornar (por volta de 11 km). Ele realizou três tentativas para conseguir o prêmio.
- 1904: Henry Ford (Estados Unidos) transferiu sua fábrica para Detroit.
- 1904: corriam boatos na Europa que os irmãos Orville e Wilbur Wright teriam voado na América com aeroplano.
- 1906: Alberto Santos Dumont (Brasil) utilizou o 14-Bis para percorrer 60 metros a uma altura de 2 metros. Ganhou a taça Archdeacon.
- 1914: o jovem Graviolo Prince provavelmente não tinha a menor noção ou sequer imaginava que seu gesto insano de assassinar em *Sarajevo* o herdeiro do Império Austro-Húngaro, o Arquiduque Francis Ferdinand. A ação desse jovem, ao resultar na deflagração das hostilidades da Primeira Guerra Mundial, transformou basicamente todas as estruturas, dentre elas a dos transportes. O veículo até então utilizado em competições esportivas e atividades ligadas ao lazer, passou a servir de transporte de carga, medicamentos, mortos, armamentos e tropas.
- 1918: com o fim da Primeira Guerra Mundial, os Estados Unidos, Inglaterra, França e outros países lançaram-se na produção de veículos cada vez mais ao alcance de novas camadas da população.
- 1929: completava-se a ligação rodoviária entre o Rio de Janeiro e São Paulo (“Estrada Velha Rio – São Paulo”).

➤ 1945: após o término da Segunda Guerra Mundial, as redes rodoviárias da Alemanha, Inglaterra, França, Itália, Japão, Estados Unidos e outros países, encontravam-se em péssimo estado (quer pela ação devastadora dos bombardeiros quer pelo absoluto abandono por quase seis anos). A situação de calamidade que encontrava-se a cidade de Dresden, na Alemanha, após os ataques dos bombardeiros aliados, é apresentada nas fotos da figura 2.14.



Bombardeiro aliado B-17



Dresden, Alemanha

Fig. 2.14: Retratos da II Guerra Mundial⁸

⁸ Fonte: coleção particular de Alex Fabiano Oraggio.

2.4 Invenção do pneumático

O inglês Charles Goodyear (1800 – 1860) tem posição de destaque no que tange à

criação do pneu. A literatura^[9,11] o credencia como criador do processo que é

indispensável à manufatura dos pneumáticos: a vulcanização. Goodyear teria perdido seu emprego como vendedor de ferragens passando a dedicar seu tempo e dinheiro à experiências com a borracha. Seu interesse estaria relacionado com a melhor maneira de secar a mistura de “certas substâncias químicas” com a pura goma de borracha. Não obteve êxito em seus experimentos chegando a necessitar do auxílio financeiro de parentes pois foi despejado junto com a mulher e cinco filhos. Mas nunca interrompeu seus estudos. Numa manhã de Fevereiro de 1839, estaria sozinho em casa manipulando uma quantidade de goma de borracha, enxofre e alvaiade quando um pequeno *acidente* [grifo meu] ocorreu: parte da mistura teria sido propelida da panela e caíria sobre a superfície quente do fogão. Quando removeu a “massa” (após seu resfriamento) teria descoberto que a mesma havia secado “perfeitamente” (totalmente emborrachada e consistente).

Teria enviado uma série de amostras para as indústrias inglesas de borracha. Uma dessas espécimes teria chegado às mãos do famoso Thomas Hancock (pioneiro em estudos com borracha, que tinha tentando desenvolver, durante 20 anos, a borracha a prova de água). Hancock incorporou [grifo meu] os conceitos observados e em 1843 (4 anos após Goodyear) reinventou o processo de vulcanização. Alguns meses depois, na Inglaterra, Goodyear teria tentado registrar a patente desse novo processo. Descobriria que o famoso estudioso a teria requisitado algumas semanas antes. Hancock teria sugerido à Goodyear (que não aceitara) a divisão da autoria. Um amigo de Hancock^[10] teria denominado de “vulcanização” o contestado processo em homenagem à Vulcan, o deus romano do fogo (em desacordo com o sugerido por Duarte^[9] que credita à Goodyear a invenção do processo e do nome). Uma ilustração do inglês Charles Goodyear é mostrada na figura 2.15. Apesar da descoberta, ele morreu deixando uma dívida de 200 mil dólares.

Novamente percebe-se uma divergência na literatura no que tange ao autor de um feito (nesse caso o inventor do nome do processo de vulcanização). Apesar do pequeno significado para o objetivo dessa dissertação é interessante registrar-se tal “discrepância histórica”:

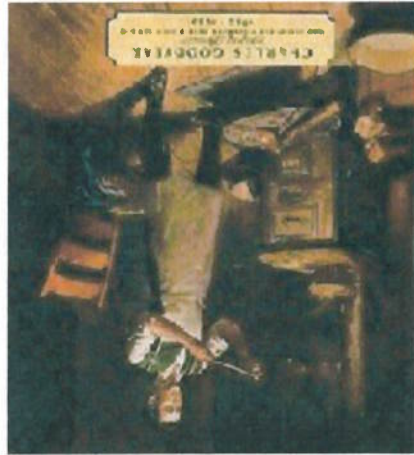


Fig. 2.15: Ilustração de Charles Goodyear.^[11]

O engenheiro civil inglês Robert William Thompson registrou a patente daquele que se tornaria o primeiro pneu pneumático: uma roda oca de borracha, cheia de ar ou crina de cavalo^[9]. Em *World Tyre Report – European Rubber Journal* (dezembro de 1988) apud Costa^[12] revela os objetivos de Thompson que estão explícitos na descrição da patente: “funcionar como um suporte elástico para as rodas, reduzindo a força necessária para a tração do veículo, proporcionando movimentos mais suaves e menos ruidosos”.

Após quarenta anos da “primeira invenção” do pneumático, o veterinário escocês John Boyd Dunlop (1840 – 1921) (figura 2.16) radicado na Irlanda protagonizou um curioso acontecimento. Determinado a otimizar a performance da bicicleta de seu filho, criou uma estrutura (inicialmente chamada de pneumático) com revestimento exterior de borracha e uma câmara interior que podia ser enchida por uma válvula.



Fig. 2.16: John Boyd Dunlop.^[8]

⁸ Fonte: <<http://www.dunlop tyre.com>>. Acesso em: 8 Abr. 2002.

Dunlop testou o desempenho de sua criação arremessando-a contra a parede. Desse experimento, ilustrado na figura 2.17, concluiu a capacidade de absorção de impacto proporcionada pelo revestimento de borracha. A história conheceu o segundo inventor do pneu.

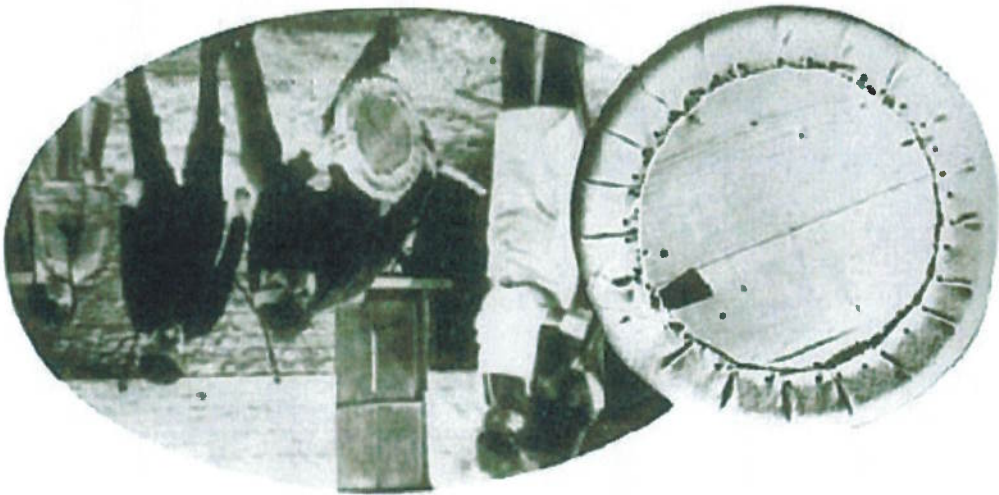


Fig. 2.17: Experimento de Dunlop.^[12]

O pneu foi patenteado novamente por Dunlop. Em 1888 ficou comprovado ele não havia tomado conhecimento da descoberta anterior. Como já tinha sido registrada anteriormente e expirado, a patente de Dunlop foi revogada servindo de impulso para o surgimento das indústrias fabricantes de pneumáticos.

Em 1871, em Milão, Itália, o engenheiro de vinte e quatro anos Giovanni Battista Pirelli fundava uma empresa de artefatos de borracha. Em 1901 a empresa italiana confeccionaria seu primeiro pneu de automóvel^[13].

Em 1891, na França, um ciclista da região de *Auvergne* que utilizava pneus ingleses (colados ao aro) aproxima-se da fábrica de produtos de borracha fundada pelos irmãos Michelin à procura de reparo para seus pneus. Edouard Michelin fez o conserto pessoalmente (levando cerca de 3 horas seguidas por 6 horas de secagem) e descobriu o incrível conforto proporcionado pelo pneumático. Os irmãos, cujas fotos são mostradas na figura 2.18, seriam os primeiros a utilizar pneus em veículos motorizados^[9] (vide figura 2.13).

Desde sua criação o pneumático sofreu uma série de evoluções científicas que proporcionaram aumento significativo em seu desempenho se comparado com sua versão original. O avanço tecnológico disponibilizou processos de fabricação e conhecimento sobre as propriedades dos materiais de tal forma a viabilizar economicamente a produção em larga escala. Produção essa que visa acompanhar o crescente desenvolvimento da indústria automotiva desde o surgimento do primeiro veículo.

Segundo a Associação Nacional das Indústrias de Pneumáticos (ANIP), o Brasil produz uma massa de aproximadamente 550 mil toneladas de pneus por ano. Praticamente metade dessa quantidade refere-se à pneus de transporte (caminhão e ônibus). Aproximadamente 75% de seu volume é composto por borracha vulcanizada.

A engenharia consiste na aplicação da ciência em problemas da sociedade. Assim sendo decisões serão tomadas. Em decisões a parte econômica (custos) desempenha papel as vezes mais importante do que considerações técnicas. Por isso torna-se fundamental a utilização de uma metodologia para prever os custos e balanceá-los face as alternativas existentes^[14]. E é fundamental o desenvolvimento de estudos e pesquisas científicas para gerarem as alternativas supra citadas.

2.5 Dias atuais

Fig. 2.18: Irmãos Michelin^[10]

Ilustração do ciclista que teria procurado os irmãos Michelin



Andre Michelin (1853 – 1931)



Edouard Michelin (1859 – 1940)



Capítulo 3: Conceitos e Definições

Das definições e “leis” sobre os robôs⁸:

1. *Um robô não deve ferir ou, por inação, permitir que um ser humano sofra algum mal.*
2. *Um robô deve obedecer às ordens conferidas pelos seres humanos exceto quando as mesmas contrariem a primeira lei.*
3. *Um robô deve proteger sua própria existência desde que essa proteção não seja conflitante com a primeira ou segunda leis.*

⁸ Tradução minha das três leis da robótica propostas por: ASIMOV, I (1920 - 1992), no

livro *I, Robot*, 1950.

3 Conceitos e Definições

3.1 Introdução

O capítulo que se inicia abordará brevemente alguns conceitos e definições que serão fundamentais para que o leitor seja capaz de interpretar o restante desse trabalho.

3.2 Funções do pneu

A palavra pneumático deriva do grego *pneumatiko*. Nessa língua, o sufixo *pneuma* está relacionado com alguma coisa espiritual. Já a língua portuguesa, conhecida como “a última flor do Lácio”, entende por pneumático algo que seja “relativo ao ar” ou “aro de borracha com que se revestem rodas de veículos”⁸⁸. Apesar de extremamente simples e restrito, o dicionário fornece um sentido satisfatório do pneu. Não existe apenas uma definição formal para o mesmo. Trata-se de uma estrutura complexa, multifuncional e essencial aos veículos. Uma aplicação comum de pneus de caminhão (vide item 4.1.1) é destacada na figura 3.1.

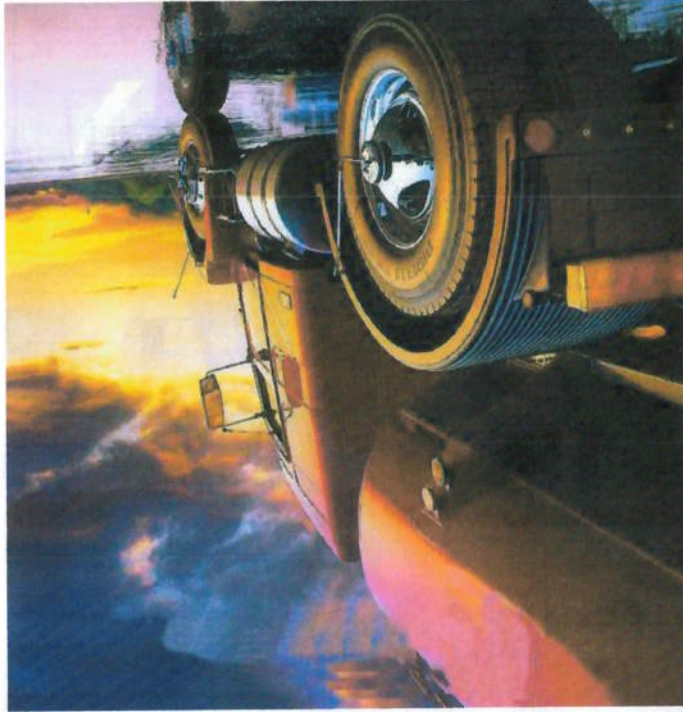


Fig. 3.1: A importância dos pneus⁸⁸.

⁸⁸ BUARQUE, A. H. F., “Novo dicionário da língua portuguesa”, Editora Nova Fronteira, 1ª edição, 14ª impressão.
⁸⁸ Fonte: arquivo interno da Pirelli Pneus S/A.

O pneu desempenha diversas funções que são fundamentais para a operação de vários tipos de veículos. Uma reunião das principais funções é apresentada na Tabela I. Os números da coluna “Referências” representam os números das referências bibliográficas (capítulo 11) nas quais são citadas a função. Dependendo do tipo e objetivo da publicação consultada, o leitor encontrará algumas funções que eventualmente podem não estar relacionadas na Tabela I.

Tabela I: Funções e características do pneu citadas pela literatura consultada.

Referências	Função
16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39, 44, 49	Prover segurança e estabilidade dinâmica em diversos terrenos (areia, lama, neve ou presença de fluidos)
12, 15, 16, 17, 18, 20, 21, 23, 26, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 47	Transmitir esforços laterais e longitudinais (proporcionam tração, frenagem, habilidade em fazer curvas)
12, 16, 19, 20, 30, 31, 32, 34, 35, 37, 40, 41, 44, 45, 49	Possuir durabilidade (alta resistência ao desgaste e à fadiga)
16, 19, 20, 31, 32, 33, 34, 35, 40, 42, 43	Possuir baixa resistência ao rolamento
17, 18, 22, 25, 35, 36, 37	Auxiliar sistemas de intervenção (vide item 3.3.4)
15, 30, 48 / 17, 20, 41	Absorver as irregularidades da superfície de contato / Amortecer impactos mecânicos
12, 16, 20, 34, 46	Assegurar níveis aceitáveis (segundo normas) de ruído e vibração
15, 16, 19	Suportar cargas verticais
15, 16	Manter estabilidade dimensional

Para desempenhar tais funções, o pneu deve ter: rigidez suficiente para desenvolver esforços substanciais em todas as direções, flexibilidade suficiente para envolver obstáculos sem experimentar danos e alta resistência à fadiga para suportar o regime cíclico (de tensões e deformações) intrínseco à sua operação.

3.3 Definições técnicas

Os pneus possuem informações que especificam sua utilização. Geralmente são montados em aros ou rodas. Dependendo do país ou fabricante de pneus consultado pode-se encontrar algumas diferenças no que tange à nomenclatura empregada.

As definições sobre rodas, aros e pneus são baseadas nos conceitos adotados pelas entidades mundiais. Dentre as mais famosas encontram-se a Associação Latino Americana de Pneus e Aros (ALAPA^[50]), *The European Tyre and Rim Technical Organisation* (ETRTO^[51]) e *The Tire and Rim Association* (TRA^[52]). As mesmas representam, respectivamente, o padrão vigente na América Latina, Europa e Estados Unidos. Os logotipos dessas entidades são mostrados na figura 3.2. As principais definições provenientes delas são ilustradas nos itens 3.3.1, 3.3.2 e 3.3.3.



Fig. 3.2: Logotipos das normas internacionais.

Uma revisão bibliográfica sobre os principais trabalhos relativos ao desenvolvimento e análise estrutural do conjunto pneu – aro pode ser encontrada no item 3.3.3.

Alguns estudos recentes sobre a tecnologia de sensores, sistemas de monitoração e intervenção veiculares aplicadas ao pneu são descritos no item 3.3.4.

3.3.1 Aro

A norma denomina aro como sendo "o elemento anelar da roda fixada ao disco, ou montado sobre o cubo raiaado (aro desmontável), ou ainda parte integrante da roda (roda fundida) sobre o qual se assentam os talões do pneu, proporcionando a montagem do conjunto do pneu e câmara de ar. O aro pode ser constituído de uma parte, ou um conjunto de duas ou mais partes, caso possuir flange e assento cônico removível".^[50]

A dimensão do aro é definida pela largura (L) seguida de uma letra que caracteriza o perfil. Além disso define-se o diâmetro nominal seguido de letras que identificam o tipo de *hump* (saliência que pode existir em toda a circunferência do perfil do aro) utilizado. As dimensões principais do aro são mostradas na figura 3.3.

- 1 - Largura do aro (L)
- 2 - Flange do Aro
- 3 - Largura do flange (LF)
- 4 - Altura do flange (AF)
- 5 - Assento cônico
- 6 - Ângulo do assento cônico
- 7 - Furo ou Rasgo para válvula
- 8 - Profundidade do rebaixo (PR)
- 9 - Diâmetro interno do Aro (DL)
- 10 - Diâmetro nominal do aro (D)
- 11 - *Hump*

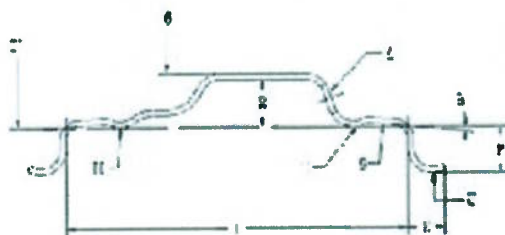


Fig. 3.3: Dimensões principais do aro.^[50]

Um exemplo de designação de aros e os tipos de perfis existentes é apresentado na figura 3.4. O Sistema Internacional de Unidades (SI) prevê o metro como unidade oficial para caracterizar distâncias. Entretanto as normas internacionais utilizam a polegada para caracterizar a largura e o diâmetro nominal do aro.

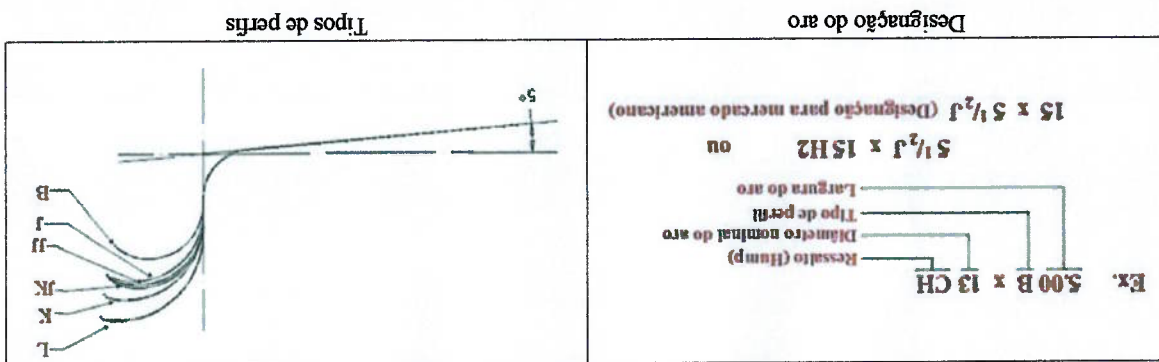


Fig. 3.4: Definições técnicas do aro.^[50]

3.3.2 Pneus

As dimensões dos pneus novos são padronizadas pelas normas vigentes em cada país. As três entidades consultadas (ALPA^[50], ETRTO^[51], TRA^[52]) baseiam-se nas mesmas dimensões para definir os parâmetros de controle. Os mesmos estão ilustrados na figura 3.5. Seus respectivos significados estão descritos na Tabela II.

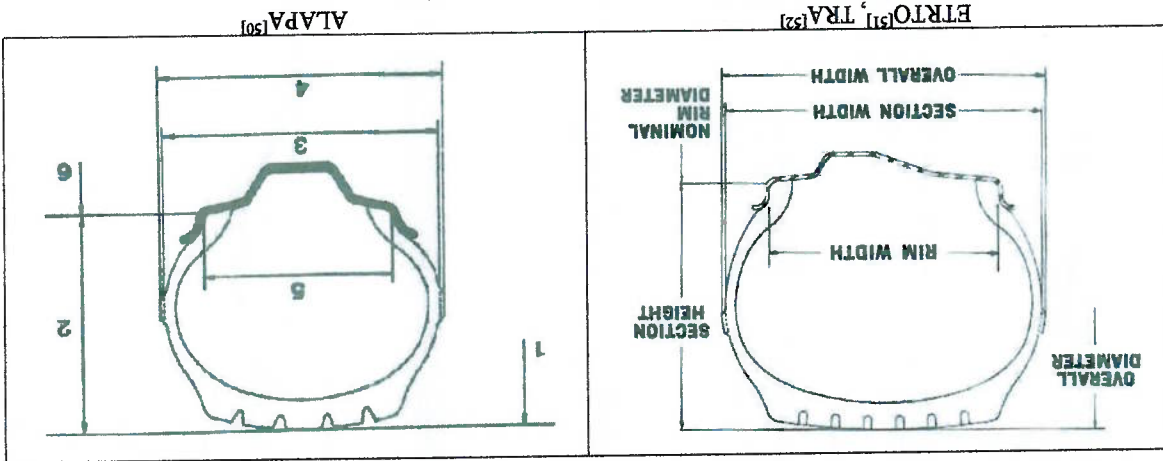


Fig. 3.5: Dimensões do pneu novo segundo as normas.

Tabela II: Correlação e significação dos parâmetros dimensionais do pneu novo

Parâmetro segundo entidade:		ALPA	ETRTO, TRA
1: Diâmetro externo	Overall Diameter	E o dobro da altura de seção (2) de um pneu novo (incluindo crescimento após 24 h) somado ao diâmetro nominal do aro (6).	
2: Altura seção	Section Height ^{NS}	É a metade da diferença entre o diâmetro externo (1) e diâmetro interno do pneu (diâmetro nominal do aro (6)).	
3: Largura de seção	Section Width	É a largura do pneu novo (incluindo crescimento após 24 h) sem carga e desconsiderando inscrições, barras decorativas ou barras de proteção.	
4: Largura total	Overall Width	É a largura do pneu novo (incluindo crescimento após 24 h) sem carga e considerando inscrições, barras decorativas ou barras de proteção.	
5: Largura do aro	Rim Width	Olhar parâmetro L (1) da figura 3.3.	
6: Diâmetro nominal do aro	Nominal Rim Diameter	Olhar parâmetro D (10) da figura 3.3.	

^{NS} Todos parâmetros especificados na Tabela II referem-se a medidas realizadas com a pressão de inflação no aro de medição. ^{NS} O manual da TRA^[52] não apresenta definição para esse parâmetro.

Os parâmetros ilustrados na figura 3.5 possuem tolerâncias dimensionais que encontram-se descritas nas normas em questão.

A especificação de um pneu depende da classe de aplicação (vide item 4.1) e pode mudar de acordo com a criação (ou desuso) de novos (antigos) produtos. Dependendo do país, encontram-se diferentes especificações para um mesmo pneu. A especificação inclui, além das dimensões, os seguintes parâmetros:

a) Relação nominal de aspecto (*nominal aspect ratio*): é o quociente, multiplicado por 100, entre a altura e largura de seção (respectivamente os parâmetros 2 e 3, segundo a ALAPA, da Tabela II). Também conhecida como "série" do pneu^[50].

b) Pressão de inflação: pressão com o qual é inflado o pneu. É medida com a temperatura ambiente (não considera a variação de pressão devido à utilização do pneu) e está descrita nas tabelas das normas.

c) Índice de carga (*load index*): representa a carga máxima à qual o pneu pode ser submetido nas condições normais de operação. Pode ser identificada por um índice numérico (atribui-se um número de 0 até 279 que representa a massa da carga suportada 45 até 136000 [kg])^[50], uma letra (A, B, C, ..., N) ou um número (progressão aritmética de razão 2 onde o termo inicial é 2) denominado "capacidade de lonas". Existe uma correlação entre os dois últimos onde A=2, B=4, C=6, ..., N=24. Mas em nenhuma das normas consultadas foi encontrada uma tabela que correlacionasse os três índices citados. Acredito ser uma falha que pode gerar dúvidas ao tentar interpretar-se pneus similares oriundos de regiões diferentes.

d) Símbolo de velocidade (*speed symbol*): é uma letra que indica a velocidade máxima que o pneu pode atingir quando está sujeito à carga correspondente à sua capacidade de carga. Por exemplo: D=65 [km/h], K=110 [km/h] e Y=300 [km/h].

e) Tipo de construção: indica o tipo de construção do pneu (vide item 4.3).

Conforme citado anteriormente os parâmetros podem variar de acordo com o país. Além disso existem casos especiais, previstos nas normas, para designar os pneus de uso específico (exemplo: pneus sobressalentes, pneus de avião).

3.3.3 Conjunto Pneu – Aro

O conjunto pneu – aro influencia dramaticamente o comportamento dinâmico do veículo. Eventuais imperfeições geométricas, provenientes de qualquer dos elementos, podem atuar como fontes geradoras de vibrações indesejáveis. A montagem do conjunto é realizada combinando-se “destrutivamente” as variações geométricas de cada elemento. Dessa maneira o surgimento das “forças parasitas” (causadoras de vibrações indesejadas) é minimizado. A intensidade dessas forças varia, além de outros fatores, de acordo com a característica geométrica (perfil) do aro.

Rhyme, Gall e Chang^[53] publicaram um estudo cujo objetivo era medir os efeitos das imperfeições nos aros sobre a geração de forças de desbalançamento do conjunto pneu – aro. Essa análise, ilustrada na figura 3.6, foi realizada empregando-se o clássico MEF. Os resultados desse estudo estão resumidos na Tabela III.

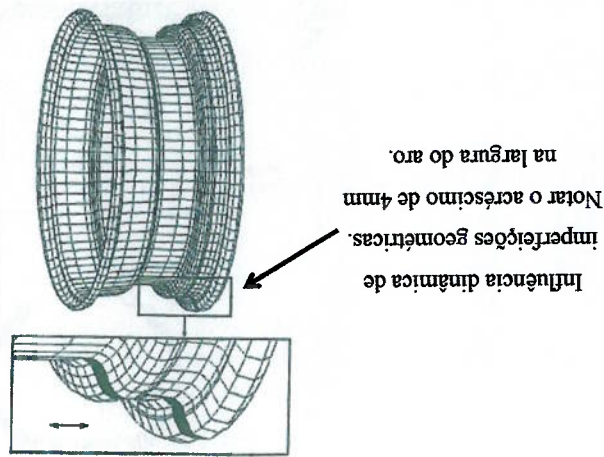


Fig. 3.6: Caracterização matemática utilizando o MEF^[53].

Tabela III: Resultados (modificados) da variação da força vertical em função da largura do aro^[53]

Largura do aro [in]	V [N]
5.5	37,3
6.5	19,0
7.5	-3,4
8.5	-17,9

O trabalho de Schnuth et al.^[54] emprega técnicas de raio-X para avaliar as tensões de contato entre o pneu e o aro para diversas pressões de inflação. O estudo contempla pneus de diferentes medidas (vide item 3.3) e fabricantes atuando em diversas velocidades além de constatar a existência de tensões substanciais nessa interação.

Durante a realização de curvas, o pneu experimenta elevadas forças de contato com o chão. O cisalhamento e flexão decorrentes dessa interação são ilustrados na figura 3.7.

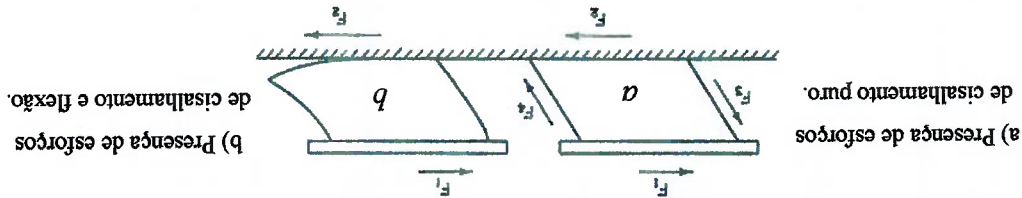


Fig. 3.7: Deformação de um bloco de borracha quando submetido ao deslizamento.^[30]

Para o projeto do pneu é necessária uma descrição detalhada das tensões (decorrentes das condições de uso) causadas pela interação entre ele e o aro. Com esse objetivo, Jeusette e Theves^[51] aplicaram o MEF para prever a distribuição das tensões de cisalhamento nessa interface. Pelle^[56] por sua vez utilizou o MEF para quantificar o coeficiente de atrito no contato entre o pneu e o aro.

Outro fenômeno de relevante importância é a contribuição dada, pelo referido conjunto, para os altos níveis de ruído e vibração percebidos pelos ocupantes dos veículos. O artigo publicado por Ni et al.^[57] apresenta resultados (figura 3.8) que identificam a interação dinâmica do conjunto como sendo responsável pela geração de vibrações na faixa de frequência entre 200 e 350 Hz. Além disso comprova-se que rodas com diferentes propriedades mecânicas produzem diferenças perceptíveis na intensidade sonora interna ao veículo.

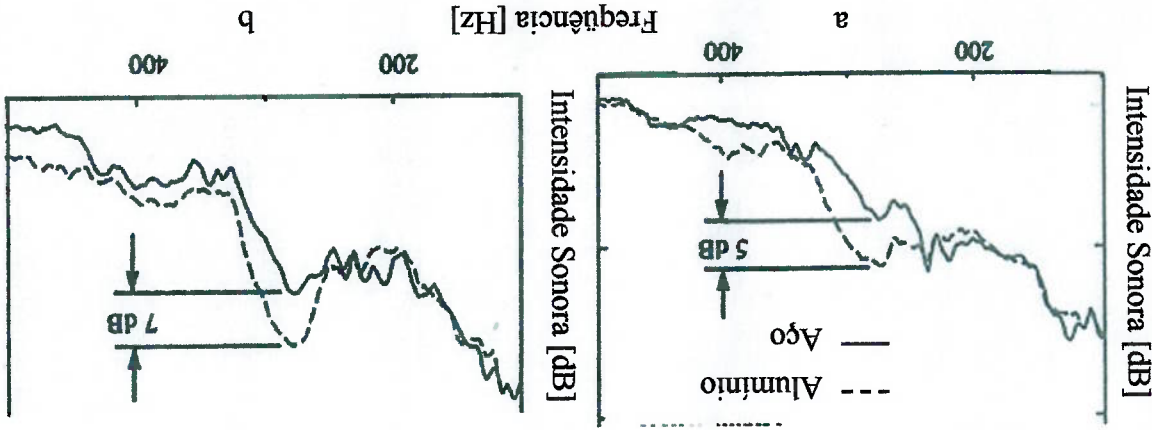
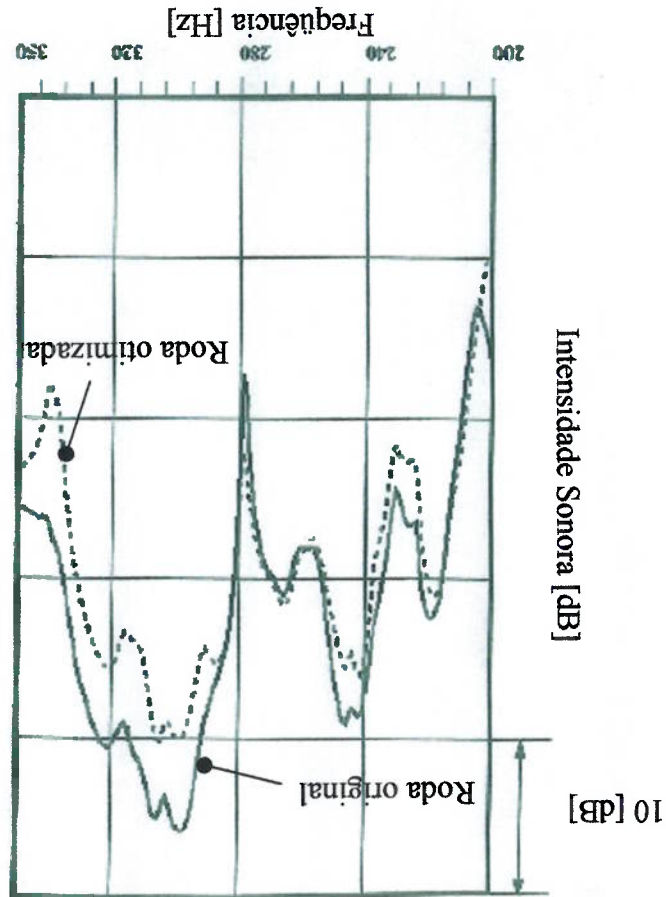


Fig. 3.8: Intensidade sonora para diferentes rodas.^[57] Microfones nos assentos: a) Frontais e b) Traseiros.

Os mesmos autores demonstraram que a otimização estrutural baseada no MEF pode ser utilizada na redução da intensidade sonora. Essa redução fica evidente na figura 3.9.



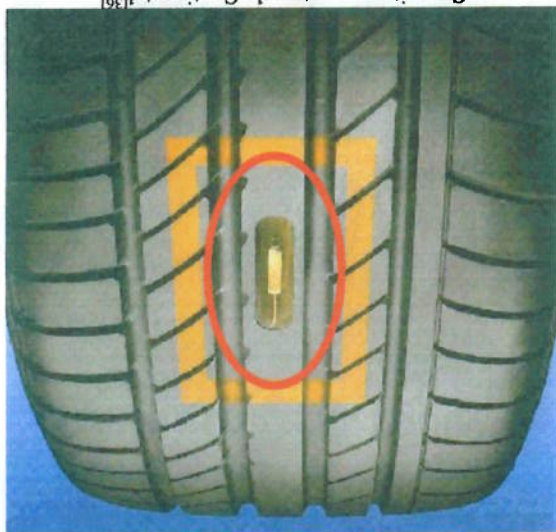
Entretanto, devido à grande importância do aro / roda no desempenho dinâmico e estrutural do conjunto pneu – suspensão – veículo, acredito que o assunto está longe de ser esgotado. Esse tema apresenta “lacunas técnicas” que requerem investigações científicas mais aprofundadas.

3.3.4 Tecnologia de sensores

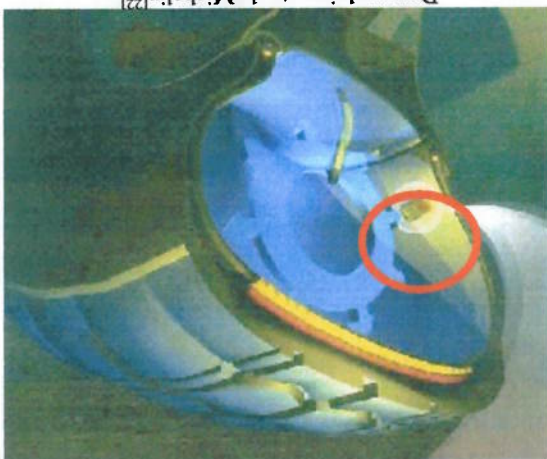
A segurança veicular é um tema de relevada importância no cenário mundial. Diversos estudos citam que o aumento da segurança nas estradas pode ser obtido com a eliminação dos erros cometidos pelos humanos. A diminuição da importância do motorista, com o objetivo de potencializar a segurança, implica no desenvolvimento de sistemas supervisores automáticos, compostos por sensores e atuadores específicos.

O pneu é um elemento crucial na segurança^[16,33,44,49] (vide Tabela I) e na estabilidade veiculares. O condutor pode não perceber que o pneu possui alguma anomalia (exemplo: pressão de inflação inadequada) até que ele atinja certa velocidade. Isso pode acarretar a deterioração precoce do pneu, aumentando o risco de acidentes.^[22] A legislação da *United States of America's Transportation, Recall, Enhancement, Accountability and Documentation* (USA TRFAD) tornará obrigatório em 2004 a instalação de sensores embarcados de monitoração da pressão nos pneus^[22,36].

Para atender aos requisitos legais, muito tem sido desenvolvido nessa área. Segundo Gavine^[22] a empresa alemã Continental (www.continental.com) em parceria com a Universidade de *Darmstadt* desenvolveu um sensor (piezoeletrico e integrado à banda de rodagem) sensível à deformações (geradas por variações no coeficiente de atrito, pressão, aquaplanagem). A empresa francesa Michelin também desenvolveu um sistema "sem contato" (de monitoração de temperatura e pressão) baseado no cristal piezoeletrico. O cristal trabalha "passivamente" sendo que nenhuma fonte de energia é necessária para seu funcionamento. Estima-se que dure por toda a "vida" do pneumático. O sinal é transmitido por cabo até uma antena instalada no chassis que envia a informação à algum sistema de intervenção (como por exemplo o *Anti-lock Braking System* – ABS). A tecnologia consiste em transformar uma onda de rádio em uma *Surface Acoustic Wave* (SAW). Exemplos da utilização desse conceito de medição são apresentados na figura 3.10. Segundo Barnes^[36] essa tecnologia foi desenvolvida no *Massachusetts Institute of Technology* (MIT) (<http://web.mit.edu/>) por volta de 1950 sendo utilizada em televisores coloridos. Atualmente é produzido em larga escala devido à sua utilização na telefonia celular. O sensor pode ser incorporado à lateral ou à banda de rodagem (parte que entra em contato com o solo) do pneu durante a fabricação ou combinado com a válvula na montagem do pneu com o aro.



Conceito proposto pela Continental [136]



Desenvolvimento da Michelin [122]

Fig. 3.10: Sensor piezoeletrico implantado no pneu.

Sobre os pneus são aplicadas as forças que afetam a dinâmica, o controle e a performance do veículo. Sato et al. (1992) apud Dennyhy^[18] relata que o efeito do atrito e a interdependência da força lateral (F_y) e da longitudinal (F_x) propondo um modelo que ilustra as fronteiras das condições de operação: a “elipse do atrito” (figura 3.11).

Instabilidade dinâmica

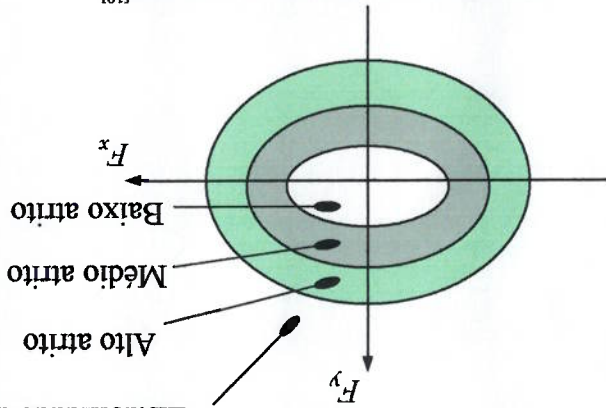


Fig. 3.11: Elipse do atrito (modificado) [18]

Algumas condições adversas (como a presença de fluidos, neve, gelo) atenuam as forças que o pneu aplica limitando a capacidade dinâmica do veículo. Além delas o condutor tem significativa influência no controle pois é ele quem determina a intensidade da aceleração e dos esforços no volante. Os fabricantes de automóveis desenvolveram sistemas de intervenção para controlar as instabilidades iniciadas pelo motorista. Esses dispositivos se propõem a auxiliar no controle e só atuam quando a “elipse do atrito” é excedida.

A interação do pneu e do solo é crítica para o comportamento do veículo. A determinação desses esforços é de grande importância para os sistemas de controle. Contudo, devido à complexa estrutura e propriedades do material essas solicitações ainda não são bem compreendidas. Segundo o estudo de Becherer, Oehler e Raste^[17] e o artigo de Dennehy^[18], a empresa alemã Continental desenvolveu o *Sidewall Torsion Sensor* (SWT), um sensor capaz de estimar as forças laterais e longitudinais. Esse sensor, ilustrado na figura 3.12, utiliza a tecnologia magnética para mensurar as deformações. Utiliza-se um composto de borracha ferromagnética na lateral do pneu. Após a confecção do pneu esse composto é “orientado” magneticamente. Dois sensores capazes de identificar mudanças no campo magnético são instalados na suspensão. Baseadas na diferença de fase acusada pelos sensores (quando o pneu está girando) as deformações podem ser calculadas.



Fig. 3.12: Ilustração esquemática do “pneu magnético”^[17].

Capítulo 4: Características de

Produto

“Existem de fato duas coisas: ciência e opinião; a primeira pressupõe conhecimento e a última ignorância.”⁸

⁸ Hipocrates (460 a.C. – 377 a.C.).

4 Características de Produto

O capítulo que se inicia abordará as características do produto bem como os critérios de projeto. Não se pretende abordar com profundidade o processo de fabricação dos pneumáticos. Caso seja esse o interesse do leitor, sugere-se a consulta de literatura especializada^[16].

4.1 Classes de aplicação

Os pneus podem ser classificados de acordo com o tipo de veículo para o qual se destinam. As classes e as respectivas denominações podem variar de acordo com o país ou fabricante em questão.

A seguir encontram-se alguns exemplos de especificação de pneus dependendo de sua classe de aplicação. De acordo com Riddha e Curtis^[16] pode-se classificar os pneus em:

4.1.1 Pneus de automóveis

Pneus utilizados em veículos de passeio. Incluem pneus para inverno^[16,18,29,33,34] (superfícies com a presença de gelo e neve) e competição. Um exemplo de veículo de competição é apresentado na figura 4.1. Uma especificação típica pode ser encontrada no Anexo A.



Fig. 4.1: Pneus da classe "automóveis"¹⁶.

¹⁶ A referência 16 contempla assuntos como técnicas de mistura, desenvolvimento de compostos, tecnologia de calandragem e extrusão, projeto de moldes, conceitos e métodos de vulcanização. Fonte: <<http://www.pirelli.com>>. Acesso em: 11 Abr. 2002.

4.1.2 Pneus de caminhões

Pneus utilizados em veículos de transporte^[35,58] (caminhão e ônibus). Divididos em relação à capacidade de carga: “leves”, “médios” ou “pesados”. Exemplos de veículos pesados são apresentados na figura 4.2. Uma especificação típica pode ser encontrada no Anexo B.



<http://www.pirelli.com>



<http://www.scania.com>

Fig. 4.2: Pneus da classe “caminhões”^{KK}.

4.1.3 Pneus “fora de estrada”

Utilizados para terraplanagem, construção de estradas e mineração. Esses veículos requisitam desempenho especial uma vez que transitam em terrenos extremamente irregulares, geralmente com alta carga e baixa velocidade^[37]. Um exemplo de veículo destinado à mineração é apresentado na figura 4.3. Até 2002 esse era o maior pneu construído pela Michelin. Uma especificação típica pode ser encontrada no Anexo C.



Fig. 4.3: Pneus da classe “fora de estrada”^{KK}.

^{KK} Acesso em: 11 Abr. 2002.

^{KK} Fonte: <<http://www.michelin.com.br>>. Acesso em: 11 Abr. 2002.

4.1.4 Pneus de motocicleta

Uma especificação típica pode ser encontrada no Anexo D. Uma utilização comum

dessa classe de pneu é apresentada na figura 4.4.



Fig. 4.4: Pneus da classe motocicleta⁸.

4.1.5 Pneus de avião

Esses veículos requerem desempenho especial uma vez que transitam com alta carga, alta velocidade e estão sujeitos a altos níveis de impacto e severas taxas de desgaste no ato da aterrissagem^[62,63,64]. Exemplos de pneus de avião, para aplicações distintas, são mostrados na figura 4.5.



Grumman F-14 Tomcat.



McDonnell Douglas C-17 Globemaster III.

Fig. 4.5: Foto de aviões⁸⁸.

⁸⁸ Fonte: <<http://www.sethenslow.com>>. Acesso em: 11 Abr. 2002.

⁸⁸ Fonte: <<http://www.geocities.com/area51/rampart/8228/fotos/>>. Acesso em: 11 Abr. 2002.

4.1.6 Veículos militares

Esses veículos exigem desempenho especial^[65]. São projetados com grande margem de segurança para transitar em terrenos irregulares e suportarem altos esforços mecânicos. Exemplos de utilização são mostrados na Figura 4.6.



Fig. 4.6: Foto de veículos militares⁶⁵.

4.2 Estruturas fundamentais

As funções principais do pneu, conforme mencionado anteriormente, são transmitir as forças que proporcionam a habilidade de dirigir (fazer curvas, acelerar, frear) e suportar as cargas. É a única parte do automóvel que entra em contato com o solo. É responsável por absorver as irregularidades dos diversos tipos de superfícies com as quais o pneu mantém contato ao longo da operação (areia, lama, pavimentos com a presença de fluidos diversos).

4.2.1 Geometria

A própria natureza da estrutura torna os requisitos de projeto conflitantes (figura 4.7). Exige-se flexibilidade para absorção das rugosidades superficiais. Entretanto, a estabilidade dimensional é muito importante para a manutenção da uniformidade do raio de rolamento em um solo liso.

⁶⁵ Fonte: <<http://veiculosmilitares.vilabol.uol.com.br>>. Acesso em: 11 Abr. 2002.

Esse tipo de superfície, do ponto de vista geométrico, não pode ser desenvolvida. Apesar disso, o pneu deve deformar-se para manter a área de contato com o pavimento. O termo “desenvolver uma superfície” é geralmente utilizado para denotar uma superfície curvilínea que pode ser obtida pelo dobramento sem extensão ou compressão de uma outra originalmente plana. Cilindro e cone são dois exemplos. Esse conceito é importante pois representa uma classe de superfícies que podem ser desenvolvidas sem “corte, esticamento ou compressão”.

Fig. 4.8: Superfície de dupla curvatura.^[12]

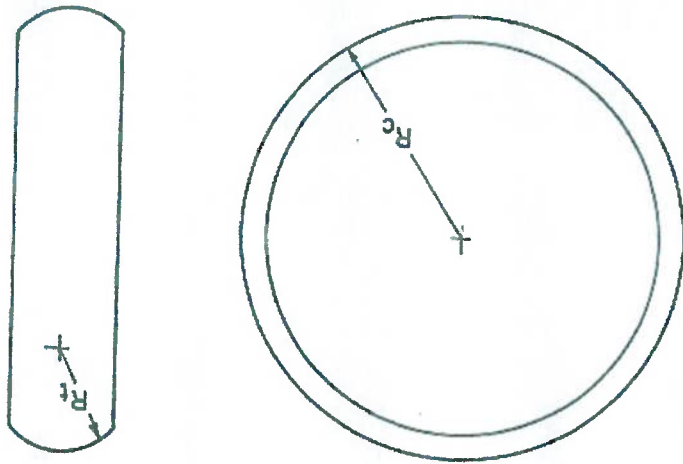
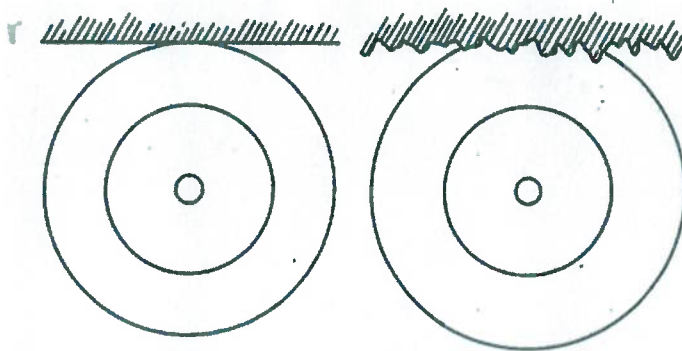


Figura 4.8.

De acordo com os estudos publicados por Gough^[15] e Costa^[66], a estrutura do pneumático é uma superfície de revolução com curvatura no plano radial sendo conseqüentemente uma superfície de dupla curvatura. Esse conceito é ilustrado na

Fig. 4.7: Conflitos dos requisitos de projeto.^[15]



O contato entre o pneu e o solo tende a ser plano. Essa interação pressupõe o desenvolvimento, em caráter geométrico, de uma superfície (o pneu) que não pertence à classe citada anteriormente. Explica-se então, o surgimento simultâneo de esforços de compressão e flexão.

Essa estrutura de dupla curvatura é anisotrópica feita de filamentos flexíveis (têxteis, metais ou fibra de vidro) envoltos e ligados à uma matriz polimérica (geralmente de borracha). Os filamentos devem estar dispostos de tal forma que garantam alguns requisitos estruturais: variações contidas sob a pressão de inflação, habilidade de absorver obstáculos sem experimentar dano, habilidade de deformar-se de uma superfície de dupla curvatura para uma superfície plana, rigidez suficiente para desenvolver esforços em quaisquer direções. Em operação, o pneu será exposto à carregamentos cíclicos. A durabilidade e a resistência à fadiga são duas características estruturais importantes. Para proporcionar o desempenho dinâmico desejado a estrutura deve desenvolver esforços na área de contato. A magnitude desses além da carga vertical suportada depende drasticamente da pressão de inflação. Um exemplo simples para expressar esse contato pode ser dado quando utiliza-se um toróide (sólido gerado pela rotação de uma superfície plana em torno de um eixo que não lhe seja secante) e um plano. Ilustra-se esse contato na figura 4.9.

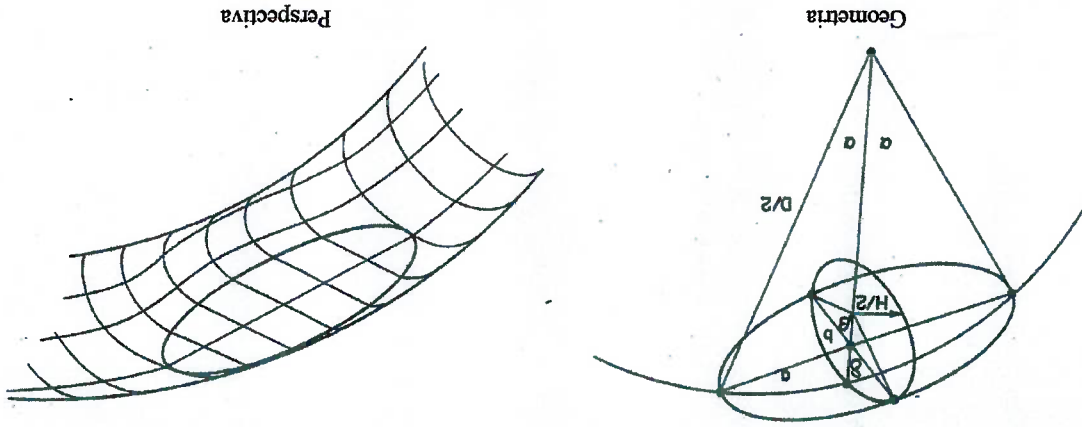


Fig. 4.9: Contato entre toróide e um plano^[15].

Dependendo do tipo de pneu (agricultura, motocicleta, avião, etc.), da construção (radial, convencional), da medida e do fabricante, alguns elementos estruturais podem ser diferentes daqueles apresentados na figura 4.10.

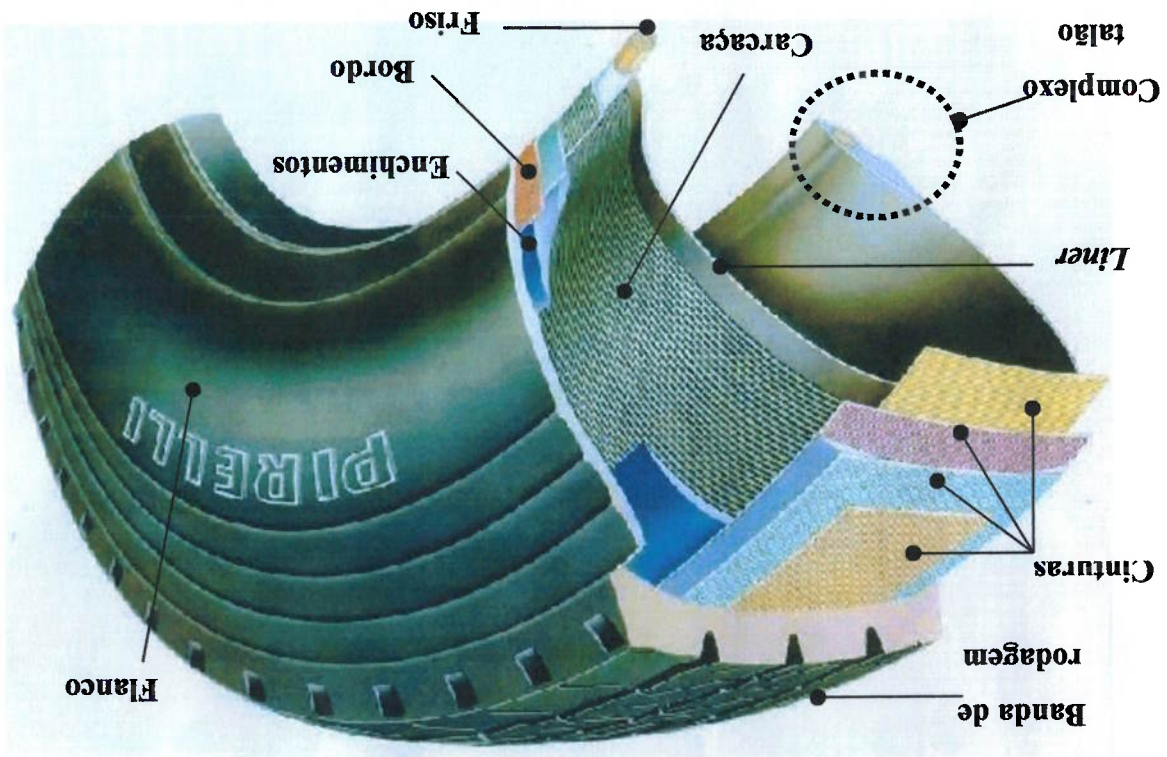


Fig. 4.10: Ilustração das estruturas fundamentais do pneu.^[12]

4.2.2 Cordas

As cordas compõem alguns dos elementos fundamentais dos pneus (carcaça, cinturas). Existem diversos tipos construídos. Sua seleção é feita baseando-se nos critérios de projeto (geometria da estrutura), esforços ocorridos em operação e propriedades dos materiais. As cordas dos pneus podem ser feitas de fibras naturais, polímeros sintéticos ou aço. Alguns tipos construídos de cordas são apresentados na

figura 4.11.

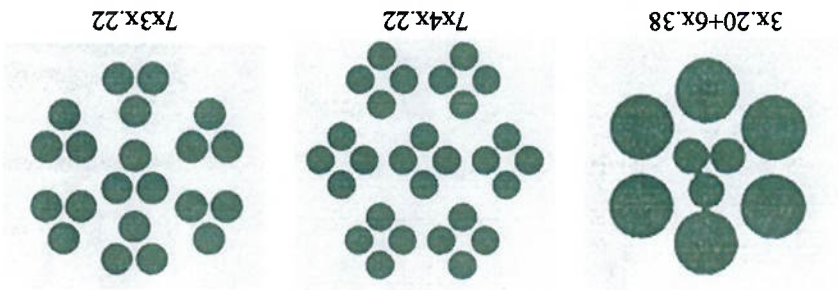


Fig. 4.11: Tipos^[16] construídos de cordas^[16].

4.2.3 Carcaça

Desempenha uma importante função estrutural. Geralmente é um tecido cuja corda é feita de materiais têxteis, polímeros sintéticos, fibra de vidro ou aço. É envolvida e ligada a uma matriz polimérica (usualmente borracha sintética ou natural). A borracha é um material essencial pois oferece flexibilidade, baixa histerese, atrito suficiente em várias superfícies e boa resistência à abrasão^[16]. É construída "circunferencialmente" pelas cinturas^[12].

- Legenda:
- a) Existem 3 fios de diâmetro 0,20 [mm] envoltos por 6 fios de diâmetro 0,38 [mm].
 - b) Existe um subconjunto feito por 4 fios de diâmetro 0,22 [mm] que repetem-se 7 vezes.
 - c) Existe um subconjunto feito por 3 fios de diâmetro 0,22 [mm] que repetem-se 7 vezes.

4.2.4 Complexo talão

É mais conhecido como talão. Composto pela reunião do friso e dos enchimentos. Assim como a carga, desempenha importante função pois suporta os esforços mecânicos relativos à pressão de inflação e as tensões desenvolvidas entre o pneu e o aro. Um detalhe típico do complexo talão e um diagrama ilustrativo dos esforços mecânicos na interação do pneu – aro são apresentados na figura 4.12.

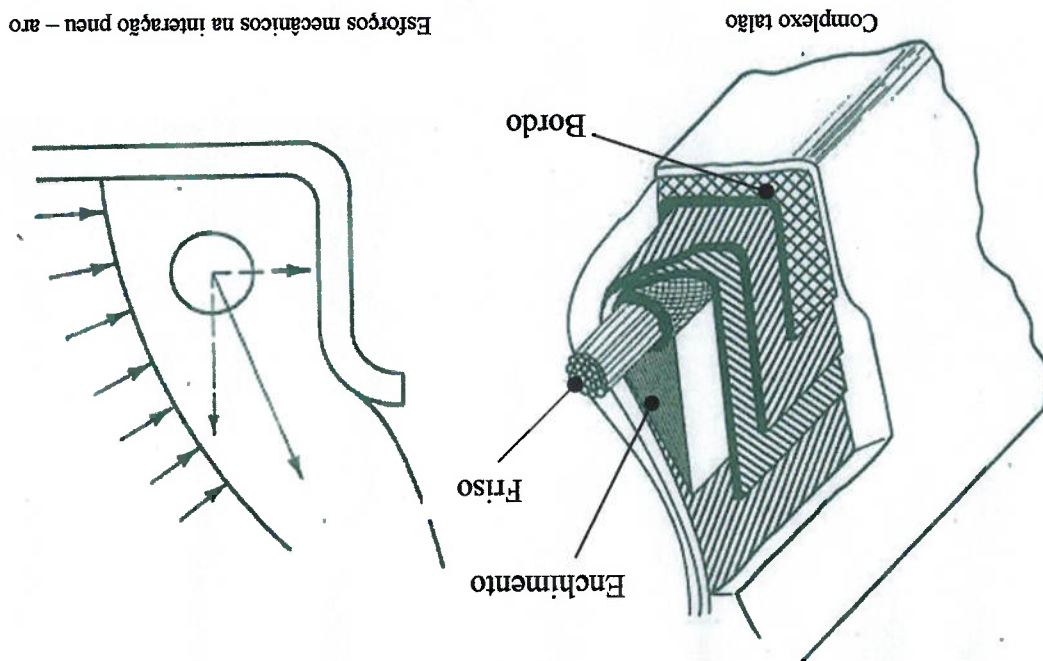


Fig. 4.12: Complexo talão^[15]

4.2.5 Friso

Os frisos (o pneu possui dois) são anéis feitos pela reunião de múltiplos frisos (geralmente metálicos) dispostos "circumferencialmente" na região dos talões. Existem diversas configurações possíveis para combinação dos frisos (figuras 4.13 e 4.14).

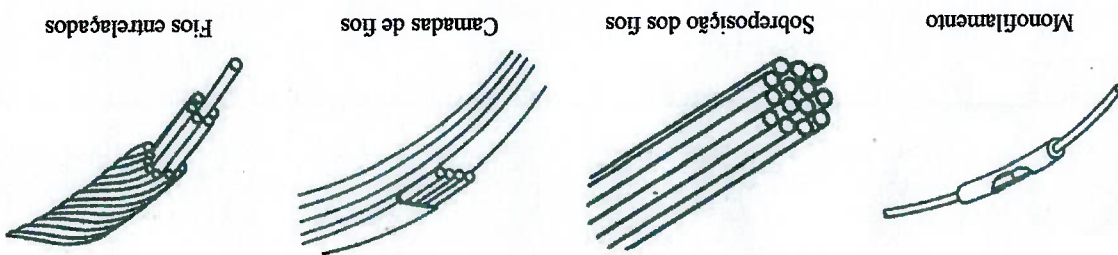


Fig. 4.13: Alguns tipos possíveis de combinação dos frisos^[15]

Possui a função de restringir os movimentos relativos entre o talão e o aro. É responsável por minimizar o desgaste abrasivo que ocorre nessa região. É feito de materiais compostos. A matriz é polimérica envolve fios metálicos ou têxteis. A figura 4.15 apresenta seções transversais de pneus que utilizam tecidos metálicos e têxteis. É interessante notar a diferença na geometria dos frisos (vide item 4.2.5).

4.2.8 Bordo

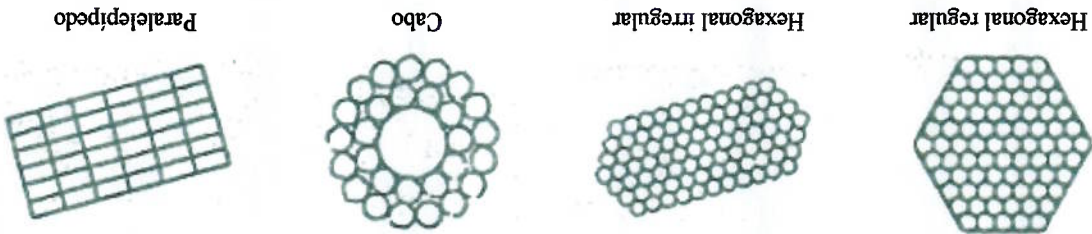
É uma fina camada de borracha não permeável cuja principal função é garantir a estanquidade do pneu, impedindo que o fluido interno deixe de exercer suas funções (vide item 5.12).

4.2.7 Liner

Promovem rigidez contra distorções (direção lateral) que acontecem durante manobras curvilíneas. Reduzem o escorregamento (movimento relativo) no contato entre pneu e solo, minimizando o desgaste e melhorando a dirigibilidade. Os ângulos geométricos com os quais são fabricadas possuem importante função na dinâmica e estabilidade do veículo^[21]. Podem ser feitas de tecidos têxteis ou metálicos.

4.2.6 Cinturas

Fig. 4.14: Outros tipos possíveis de combinação dos fios^[16].



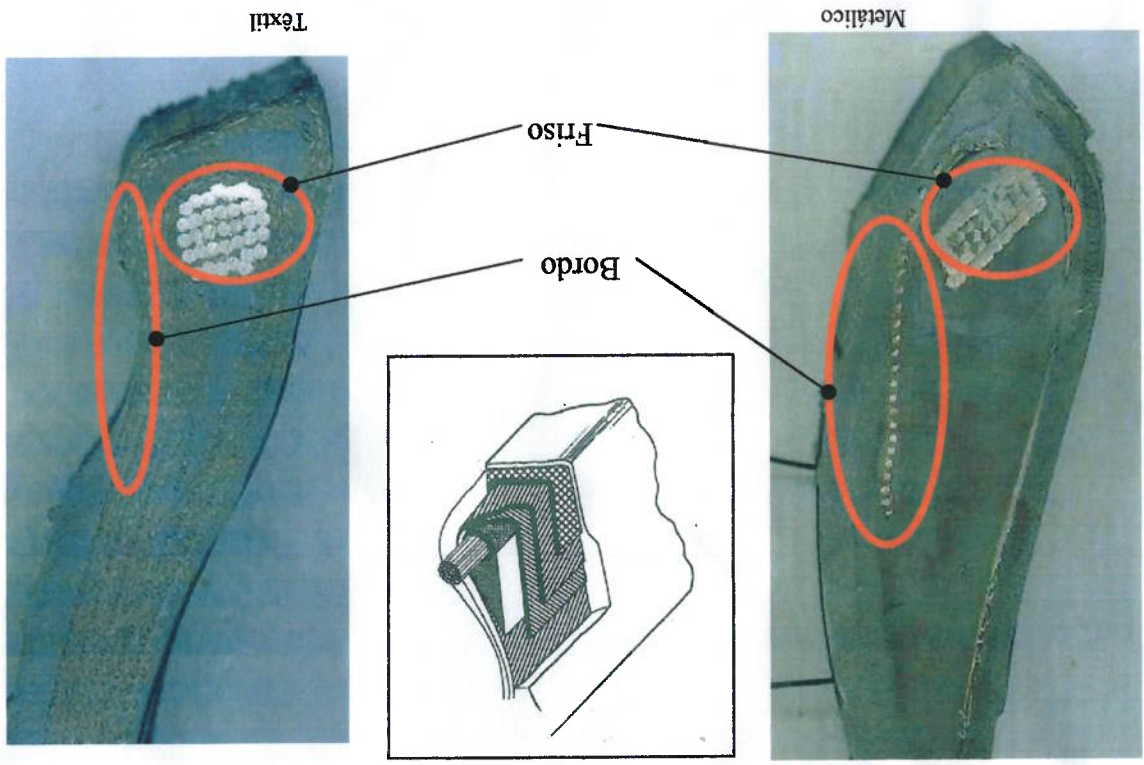


Fig. 4.15: Seção transversal de pneus em corte.

4.2.9 Enchimentos

Promovem uma melhor distribuição de tensões no friso. Separam as estruturas (telas metálicas ou têxteis) evitando o movimento relativo entre elas. Conferem a geometria adequada (figura 4.16) pois preenchem a região do complexo talão em pneus

com diversos talões.

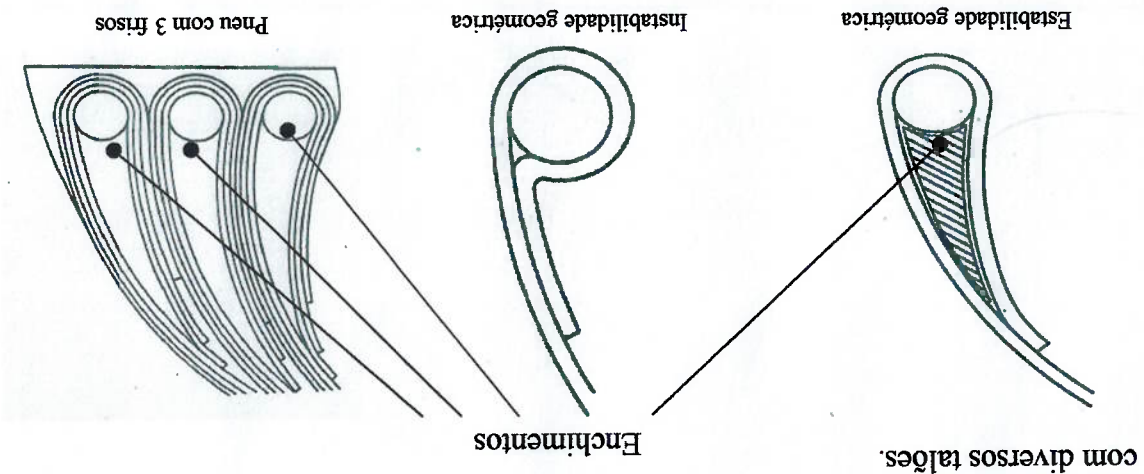


Fig. 4.16: Função do enchimento no talão.

Fonte: arquivo interno da Pirelli Pneus S/A.

4.2.10 Flanco

Estrutura responsável por suportar os esforços de flexão além de proteger a carga contra danos (perfurção de objetos externos). Contém as gravações que definem a especificação do pneumático.

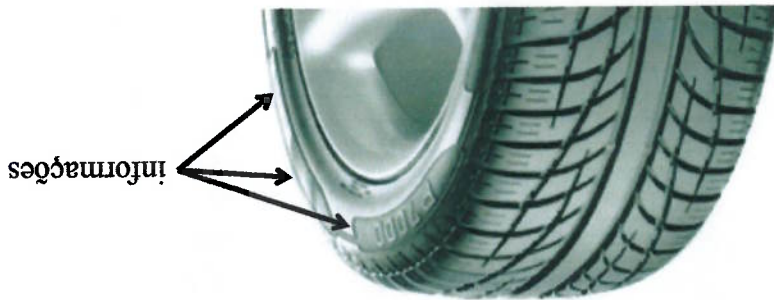


Fig. 4.17: Flanco⁸⁸

4.2.11 Banda de rodagem

Desempenha diversas funções. É a única parte projetada para entrar em contato com o solo. Garante a transmissão de esforços que proporciona a dirigibilidade do veículo. Carrega um desenho cujas características determinam a taxa de remoção de fluidos^[18,23,29] além de influenciar o desempenho nas mais diversas condições de operação^[27,33,38]. Pode-se utilizar, conforme demonstrado na figura 4.18, um desenho com características que privilegiam a estabilidade direcional (conceito "direcional"), a tração (conceito trativo) ou uma mistura de ambos anteriores.



Fig. 4.18: Ilustração da banda de rodagem⁸⁸

⁸⁸ < Fonte: <<http://www.pirelli.com>>. Acesso em: 11 Abr. 2002. >
⁸⁸ Fonte: arquivo interno da Pirelli Pneus S/A.

Além disso o desenho da banda de rodagem (dimensão e perfil dos incavos) possui influência significativa no fenômeno de retenção de pedras. Em sua utilização normal o pneu “captura” algumas pedras e essas podem promover danos significativos à estrutura (figura 4.19). O ideal é a utilização de um desenho que retenha poucas pedras.

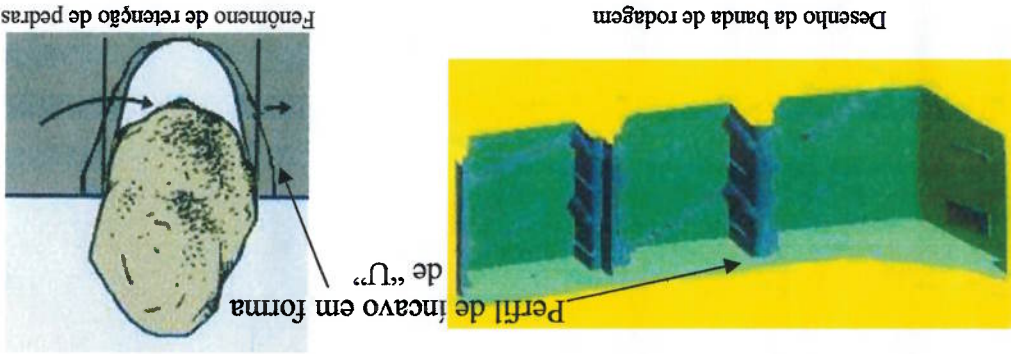


Fig. 4.19: Desenho esquemático da banda de rodagem.

A única classe de material que foi utilizada com sucesso como composto da banda de rodagem é a borracha. Deve ser reforçada com alguns ingredientes como o negro de fumo para conferir resistência principalmente ao desgaste abrasivo. Outros ingredientes são adicionados com finalidades específicas. A sílica é introduzida com o objetivo de aumentar a performance em terrenos com a presença de fluidos e diminuir a resistência ao rolamento. Além disso influencia na distribuição da pressão de contato com o solo. Uma medição experimental dos níveis de pressão presentes na área de contato é mostrada na figura 4.20.

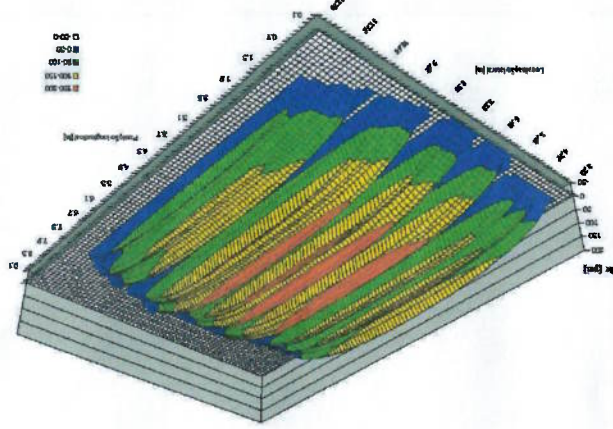


Fig. 4.20: Distribuição da pressão na área de contato.

4.3 Tipos construtivos

Os pneus geralmente possuem camadas de lonas contendo uma série de cordas espaçadas igualmente entre si. Além do emprego de diversos materiais nos vários elementos pode-se alterar o ângulo das cordas além da disposição das lonas em relação ao eixo circunferencial do pneu.

4.3.1 Diagonal

Também denominada Convencional. As lonas possuem defasagem angular em relação ao eixo principal do pneu. Define-se o ângulo em coroa como sendo aquele entre o caminho da corda e a linha ao longo da periferia. Geralmente assume valores próximos a 38°. Um esquema ilustrativo de um pneu diagonal e a definição do ângulo em coroa estão mostrados na figura 4.21.

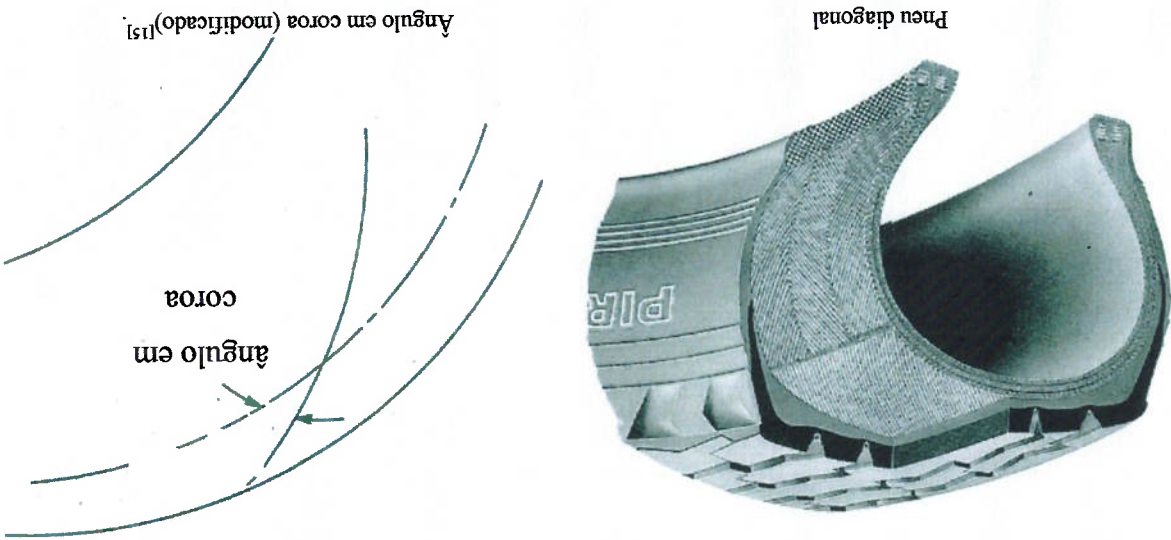


Fig. 4.21: Pneu diagonal.

Ângulos menores são utilizados para alta velocidade ou condições especiais. Já ângulos maiores concedem melhor conforto, mas não são utilizados devido à sua resposta lenta aos estímulos impostos pelo condutor. As lonas podem ser dispostas de diversas maneiras. Utilizam-se intermédios para dar maior resistência à região da "coroa".

* Fonte: arquivo interno da Pirelli Pneus S/A.

4.3.2 Radial

Possui orientação radial das cordas da carga. Os ângulos e o número de cinturas variam de acordo com o emprego, medida e fabricante. Um exemplo de construção radial é mostrado na figura 4.22.

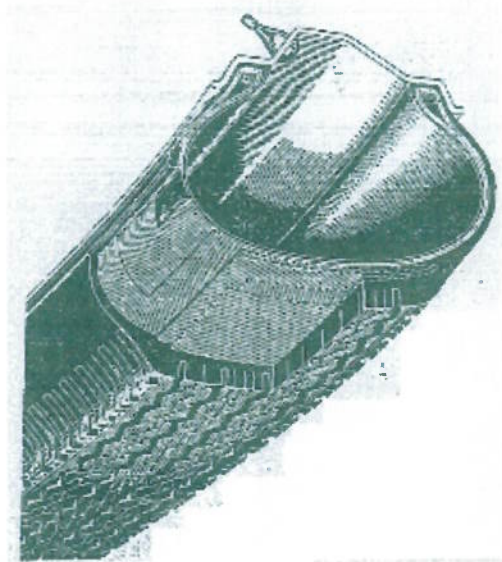


Fig. 4.22: Pneu radial^[16].

No segmento de veículos de transporte (figura 4.23), existe a tendência de optar-se por pneus de construção radial. Apesar disso, a produção de pneus convencionais não sofreu grandes alterações.



Fig. 4.23: Pneu radial em veículos de transporte⁸.

⁸ Fonte: arquivo interno da Pirelli Pneus S/A.

4.3.3 Importância dos ângulos

Os primitivos ensaios de Dunlop (vide figura 2.17) utilizaram simples cordas de algodão trançadas. A distorção desse “tecido”, que ocorre devido à flexão do pneu quando está em movimento, gerava elevado nível de atrito entre as camadas adjacentes. O aumento excessivo da temperatura, notoriamente um “grande inimigo” da borracha, era inevitável.

Uma alternativa para evitar-se a degradação dos materiais foi a superposição de camadas do tecido. Essas camadas “cruzariam” o pneu de um friso ao outro com ângulos alternados entre elas. A escolha do ângulo mostrou-se crítica nos critérios de conforto e estabilidade direcional. Se as cordas percorressem a “menor rota” (direção radial), o conforto seria potencializado. Contudo, a estabilidade lateral seria quase inexistente. Se as cordas descrevessem um ângulo próximo à direção circunferencial, a estabilidade direcional e a resposta aos estímulos do motorista seriam excelentes. Entretanto o conforto ficaria deteriorado e a distorção da seção transversal poderia criar problemas. A experiência e os ensaios experimentais apontam para a utilização do ângulo de coroa com valores em torno de 38 graus.

Por volta de 1936, a empresa francesa Michelin atingiu um revolucionário desenvolvimento com a criação do pneu radial. As cinturas deveriam ser rígidas em todas direções exceto àquela perpendicular à sua superfície. Deveria ser resistente para esticar-se na direção circunferencial, para comprimir-se lateralmente e absorver as distorções oblíquas. Além disso deveria ser capaz de garantir a transição de sua curvatura natural para um formato “quase plano” no momento do contato (o formato pode não ser plano pois o pneu costuma deformatar-se com obstáculos de geometria irregular ao longo do percurso). Para conseguir tais características as cinturas deveriam ser feitas de camadas oblíquas de cordas divergentes, do eixo circunferencial, com valores entre 18 e 22 graus.

4.3.4 Comparação entre os tipos construídos

Os pneus radiais são em muitos aspectos uma evolução do pneu diagonal ou convencional. Porém, o desempenho dos pneus diagonais pode superar o dos radiais (exemplo: terrenos com areia – *off road* – figura 4.24). A construção radial apresenta cordas dispostas radialmente à carcaça. Já na construção diagonal o pneu é construído com as cordas dispostas diagonalmente à carcaça. Os pneus radiais têm em sua maioria as cordas feitas de aço, enquanto os diagonais possuem as cordas feitas geralmente por *nylon, rayon* ou *kevlar*. A construção radial confere ao pneu maior rigidez e consequentemente maior durabilidade. Os flancos são mais flexíveis e frágeis para compensar a rigidez da banda de rodagem. São pneus mais propensos a danos laterais e a cortes.

Os pneus convencionais são mais resistentes à impactos e cortes laterais devido às várias lonas na região do flanco (que geralmente são tecidos têxteis). A escolha do tipo construído deve ser feita mediante as condições de operação (exemplo: tipo de veículo e características do pavimento).



Fig. 4.24: Exemplo de terreno *off-road*.

Capítulo 5: Fenômenos Físicos

“É impossível entender-se a física moderna prevendo as coisas com total determinismo porque estamos lidando com probabilidades desde o início.”⁸

⁸ Sir Arthur Eddington (1882 - 1944)

5 Fenômenos Físicos

5.1 Considerações gerais

Diversos são os fenômenos físicos envolvidos na Mecânica dos pneumáticos. Alguns possuem explicação científica satisfatória enquanto outros se encontram “flutuando” na fronteira de nosso conhecimento. Mas, se existem lacunas no nosso conhecimento (e sem dúvida existem muitas), devemos preenchê-las com mais ciência. Para tanto é indispensável a utilização de técnicas experimentais capazes de mensurar alguns desses fenômenos.

A importância científica da associação entre “teoria e prática” vem sendo reforçada ao longo dos tempos. A monumental e revolucionária obra de Isaac Newton *Philosophiae naturalis principia mathematica* (“Princípios matemáticos da filosofia natural” ou “Princípios”) foi publicada em julho de 1687. Divide-se em três livros no qual são tratados “o movimento dos objetos” (livro I), o movimento dos corpos nas presença de fricção (livro II) e o problemas da atração gravitacional (“o sistema do mundo” – livro III). O conjunto teve papel fundamental na evolução da visão do mundo pós – renascentista. Com ele, Newton não só criou uma nova mecânica (embasada na ação de forças em corpos materiais) mas também demonstrou a universalidade das leis físicas. Empregando um rigoroso método matemático, uniu definitivamente a física e a astronomia. Existe apenas “uma física” cujo domínio de validade estende-se até as estrelas. Newton escreveu no esolho dos “Princípios”:

“Até aqui explicamos os fenômenos dos céus e de nosso mar pelo poder da gravidade, mas ainda não designamos a causa desse poder. É certo que ele deve provir de uma causa que penetra nos centros exatos do sol e planetas, sem sofrer a menor diminuição de sua força [...] Mas até aqui não fui capaz de descobrir as causas dessas propriedades da gravidade a partir dos fenômenos, e não construo nenhuma hipótese; pois tudo que não é deduzido dos fenômenos deve ser chamado uma hipótese, e as hipóteses, quer metafísicas ou físicas, quer de qualidades ocultas ou mecânicas, não têm lugar na filosofia experimental. Nessa filosofia as proposições particulares são inferidas dos fenômenos, e depois tomadas gerais pela indução” [informações e trecho extraídos do livro de Gleiser^[67] – as partes em *itálico* são inclusões desse autor na tradução de Pablo R. Mariconda publicada em Isaac Newton: Princípios matemáticos; “esolho geral”; São Paulo: Abril Cultural, 1974].

E Gleiser prossegue: “A ciência, com exceção da matemática pura, só faz sentido

se fundamentada em uma rígida metodologia, construída a partir da interação entre experimentação e dedução. Uma hipótese que não pode ser testada quantitativamente por meio de experimentos permanecerá uma hipótese. Como tal, ela não pertence à ciência, pelo menos segundo a definição de Newton e seus seguidores. Em princípio não deve haver espaço para o subjetivismo na interpretação de idéias científicas. Mesmo que, na prática, a pesquisa na fronteira do conhecimento seja muitas vezes interpretada de modo diferente, ao final as várias opiniões convergem e a teoria é aceita ou refutada. Caso contrário, a ciência perderia sua universalidade. O subjetivismo aparece, e é *essencial* [grifo meu] no processo criativo científico, mas não no seu produto final”. E “obrigatório” ressaltar que as observações e descobertas de Newton foram substancialmente influenciadas pela obra do filósofo italiano Galileu Galilei.

Atualmente o pneu é composto basicamente por borracha vulcanizada na banda de rodagem (resistir à abrasão e garantir tração), frisos de aço e tecidos (têxteis ou metálicos) para suportar a fadiga decorrente da flexão ininterrupta. Atua em conjunto com a suspensão e o aro de montagem devendo prover níveis de atrito suficientes com o pavimento para evitar-se o escorregamento.

O projeto e desenvolvimento dos pneus devem ser orientados pelos requisitos de desempenho determinados pelas condições de aplicação aos quais serão submetidos. Sabe-se que alguns critérios de desempenho são conflitantes entre si^[15].

Os fenômenos físicos presentes na natureza não atuam isoladamente. Por razões didáticas as causas e efeitos desses são estudadas como uma combinação de fatores inicialmente “independentes” entre si. Dessa segmentação de “variáveis” surgem os postulados e princípios científicos responsáveis pelos fenômenos. Na prática existe uma sobreposição “nebulosa” (assemelhando-se a uma micro estrutura de várias fases onde as mesmas não podem ser “separadas” imediatamente) dos princípios físicos de modo que se torna difícil separá-los e estudá-los individualmente. Por meio de experimentos, consegue-se reproduzir a ação individual de cada variável e obter comprovação para sua existência / influência.

A seguir encontram-se alguns fenômenos físicos de importância destacada na Mecânica dos pneumáticos.

5.2 Tensões e deformações

O pneu é um componente vital de um veículo uma vez que é responsável por aplicar as forças que suportam a carga vertical e promovem o movimento horizontal^[21]. Conhecer a maneira com que o pneu “responde” às forças é essencial para um projeto adequado. Diversas abordagens estruturais vêm sendo utilizadas historicamente para avaliar as tensões e deformações no pneu^[68]. A utilização do MEF é uma delas.

Com o recente desenvolvimento (últimos 15 anos) dos recursos computacionais a abordagem estrutural baseada no MEF tem sido cada vez mais utilizada^[69]. O aumento do número de graus de liberdade dos modelos contidos nos artigos publicados no importante periódico *Tire Science and Technology* é apresentado na figura 5.1

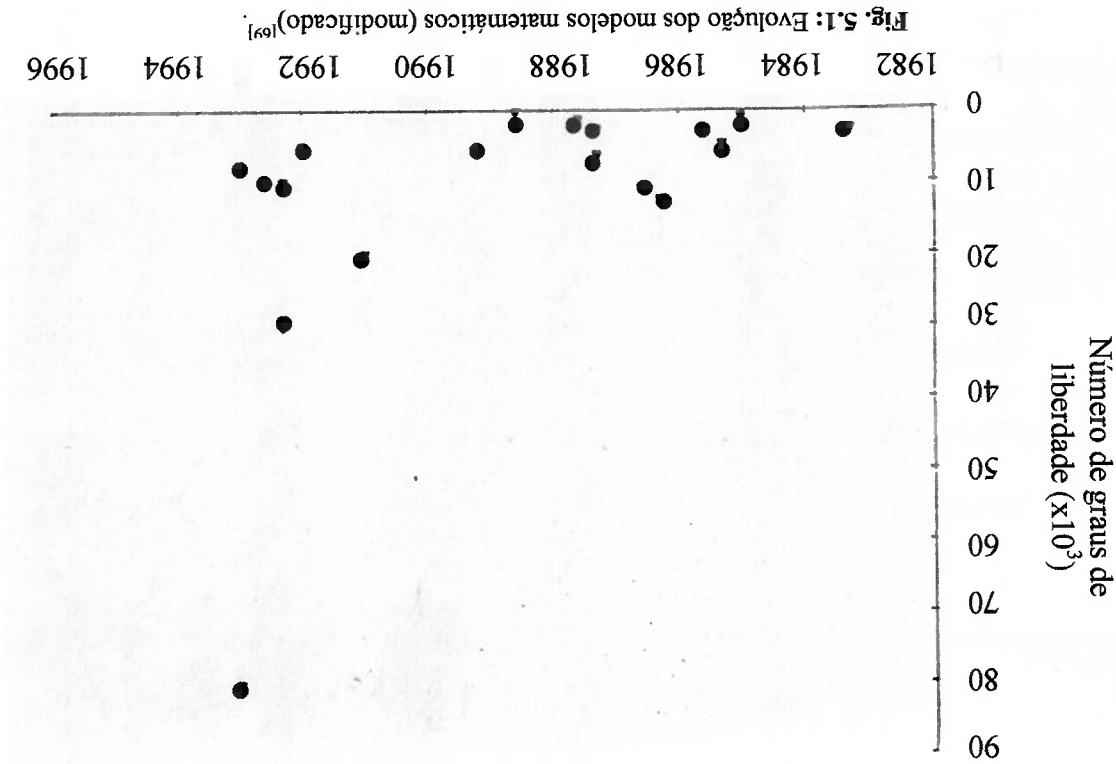


Fig. 5.1: Evolução dos modelos matemáticos (modificados)^[69].

Uma típica aplicação de análise de tensões e deformações baseada no MEF é a determinação do perfil de equilíbrio do pneu. Os engenheiros procuram otimizar as dimensões da seção transversal de modo a minimizar as tensões internas. Além disso, o MEF é aplicado para determinar a condição deformada do pneu quando sofre a ação da pressão de inflação e/ou carga externa. Uma típica análise de elementos finitos é destacada na figura 5.2.

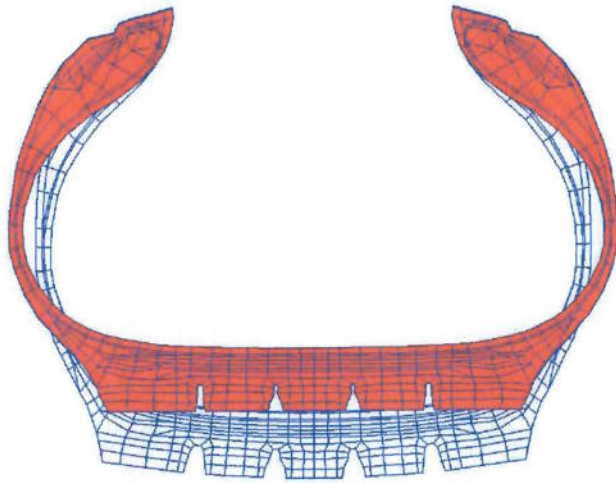


Fig. 5.2: Deformação do pneu^{[12]s}.

O capítulo 7 contém detalhes mais profundos sobre a modelagem matemática baseada no MBF.

5.3 Contato

O pneu é a única parte do automóvel que entra em contato com o solo. Algumas características são fundamentais no contato entre pneu e solo. Entre elas: a área de contato, o movimento relativo entre os corpos (escorregamento), os esforços transmitidos e a topografia das superfícies. Os esforços imprescindíveis para realização das manobras são resultado dessa interação. A seguir encontra-se breve descrição sobre os conceitos de maior importância nesse assunto.

5.3.1 Topografia superficial

O controle do veículo depende drasticamente das características do solo. Apesar da destacada importância, existe pouca literatura disponível a respeito da influência da rugosidade e estrutura do pavimento sobre o desempenho dos pneus. O trabalho de Sayers e Karamihas^[48] apresenta técnicas experimentais para medição dos perfis de rugosidade de estradas. O estudo publicado por Moore^[70] discute, mesmo que brevemente, sobre a topografia superficial dos corpos. Nomenclatura (vide figura 5.3), medições, caracterização estatística (vide Tabela IV) e representação matemática das superfícies são os temas contemplados.

^s Condição deformada devido à ação da: pressão de inflação (branco) e pressão de inflação + carga externa (vermelho).

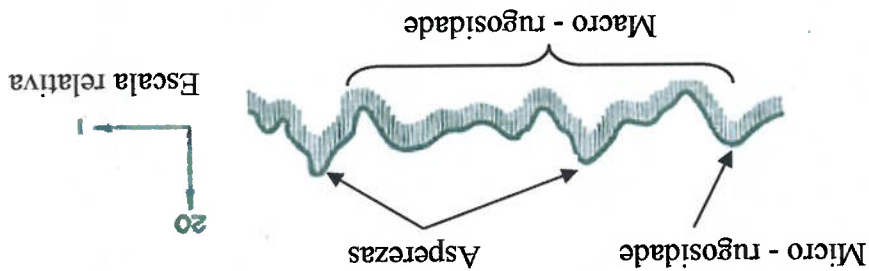


Fig. 5.3: Terminologia empregada na textura superficial de pavimentos (modificado)^[70]

Tabela IV⁸: Propriedades estatísticas de superfícies^[70]

Tipo de perfil	Propriedade estatística	Definição matemática
Simples $y = f(x)$	Média	$Z_1 = \left(\frac{1}{L}\right) \int_0^L f(x) dx$
	Valor Root Mean Square (RMS)	$Z_2 = \left[\left(\frac{1}{L}\right) \int_0^L f_2^2(x) dx \right]^{\frac{1}{2}}$
	Função de autocorrelação	$Z_3 = \left(\frac{1}{L}\right) \int_0^L f(x)f(x + \Delta) dx$
Combinados $y_1 = f_1(x)$ $y_2 = f_2(x)$	Função potência de densidade espectral	$S(\omega) = \left(\frac{1}{2\pi}\right) \int_{-\infty}^{\infty} Z_3 e^{-i\omega t} dt$
	Função de correlação cruzada	$Z_4 = \left(\frac{1}{L}\right) \int_0^L f_1(x)f_2(x + \Delta) dx$
Função densidade espectral cruzada	Função densidade espectral	$T(\omega) = \left(\frac{1}{2\pi}\right) \int_{-\infty}^{\infty} Z_4 e^{-i\omega t} dt$

Estudos como o de Costa^[12], além daqueles publicados por Persson^[71, 72], confirmam e explicam que a borracha é afetada pelas asperezas do solo. A velocidade de escorregamento e comprimento característico de onda “ λ ” são essenciais para a compreensão desse fenômeno. Hutchings^[75] dedica um capítulo de seu livro a esse assunto abordando técnicas de medição e quantificação da topografia das superfícies. O trabalho apresentado por Schallamack e Grosch^[30] afirma que o comportamento dos polímeros é fortemente influenciado pela topografia superficial dos materiais envolvidos no contato. Essa influência é ilustrada na figura 5.4.

⁸ Notação: $L =$ comprimento representativo do perfil; $\omega =$ frequência; $\Delta =$ intervalo; $S(\omega)$ e $T(\omega)$ são respectivamente as transformadas de Fourier de Z_3 e Z_4 .

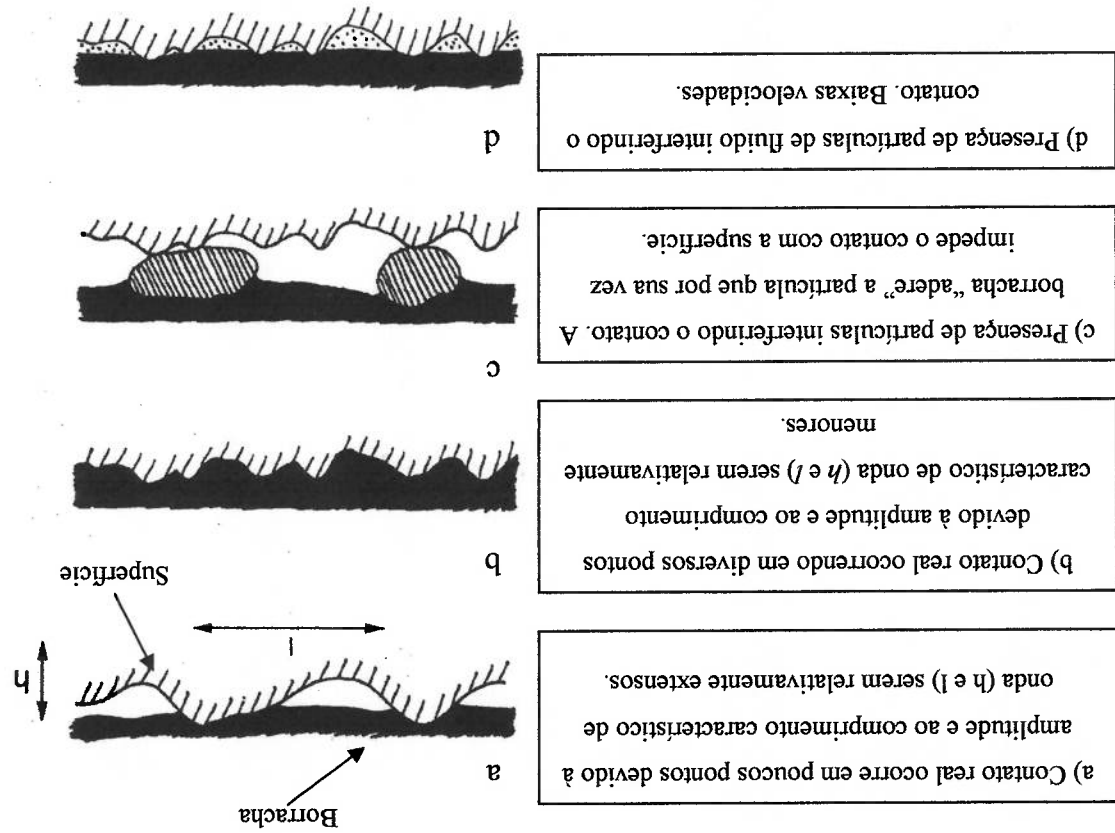


Fig. 5.4: Influência da rugosidade descrita nos trabalhos de Costa^[12] e Persson^[17,21] (modificado).

Quando o contato entre superfícies é observado na escala nanoscópica, nota-se que a área real de contato é significativamente menor do que a área "aparente" de contato. A existência de rugosidade nas superfícies justifica esse fenômeno. A amplitude dessas rugosidades varia de acordo com o grau de acabamento das superfícies. A formalização desse conceito foi feita com a publicação do trabalho de Bowden e Tabor⁸.

Uma ilustração esquemática da diferença entre a área real e aparente de contato é apresentada na figura 5.5.

⁸ BOWDEN, F. P.; TABOR, D. The friction and lubrication of solids, Part I, 1950 and Part II, 1964, Clarendon Press, Oxford.

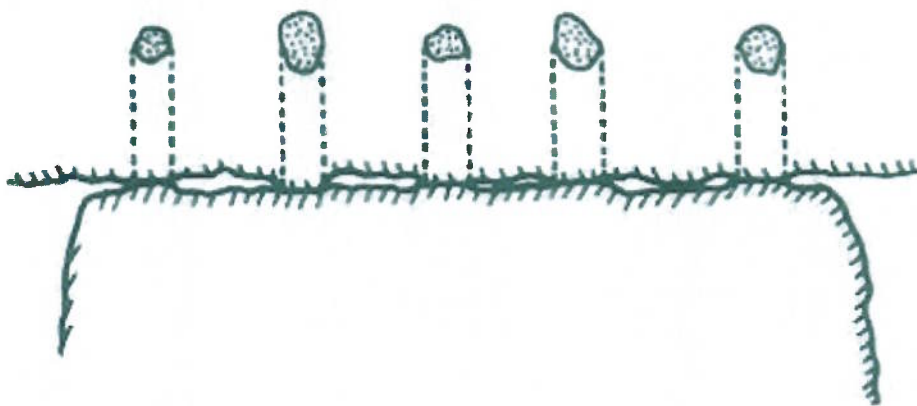


Fig. 5.5: Diferença entre área real e aparente de contato⁸⁸.

A comprovação experimental desse modelo teórico foi realizada por vários autores. Um exemplo pode ser encontrado no trabalho de Persson^[72]. Uma dessas evidências está apresentada na figura 5.6.

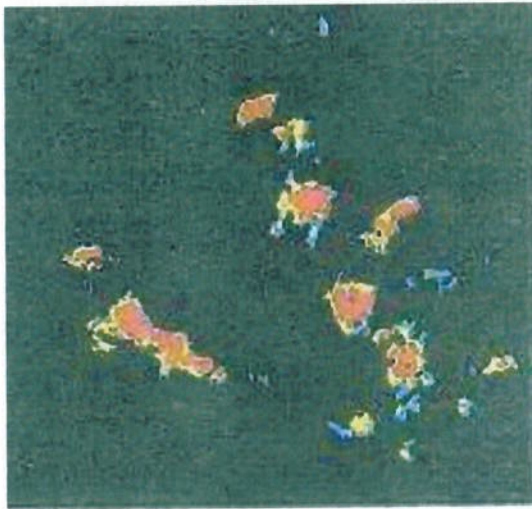


Fig. 5.6: Comprovação experimental da diferença entre área real e aparente de contato⁸⁸.

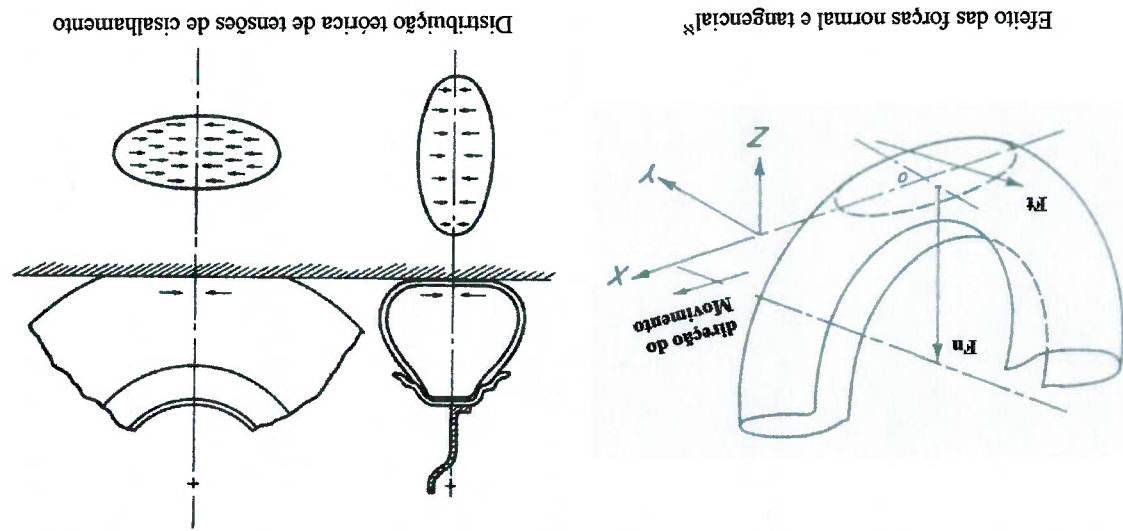
O contato entre corpos é um fenômeno extremamente complexo e está posicionado na “fronteira da compreensão científica”. Portanto, devemos orientar nossos esforços para eliminar os obstáculos intelectuais que nos distanciam da compreensão.

⁸⁸ Área de contato real para uma superfície de acrílico rugosa. Cores vermelhas denotam a área real de contato após 1 s. As cores amarela e azul destacam o aumento da área real de contato após 100 e 10000 s respectivamente. Pressão de 10 MPa^[72].
⁸⁸ Fonte: capítulo 6 *Sliding on clean (dry) surfaces* do livro de Persson^[72].

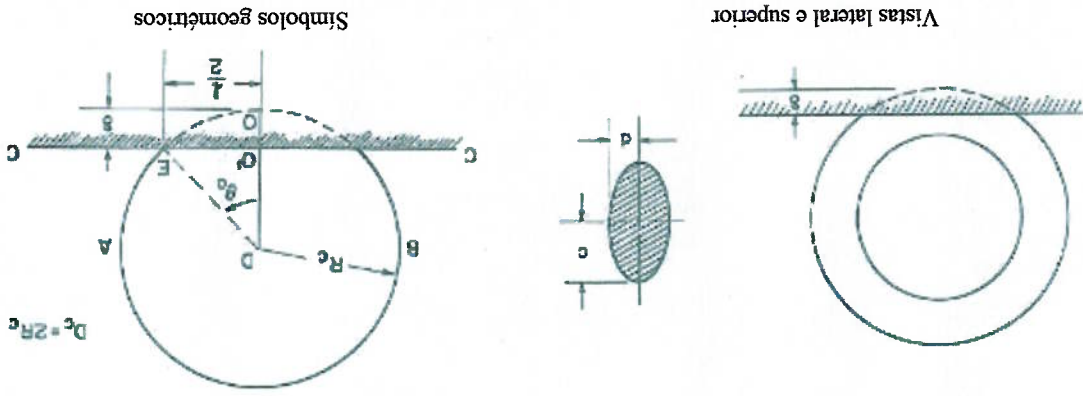
5.3.2 Teoria da área de contato

O clássico modelo de contato idealizado por Greenwood e Williamson^[73] assume que todas asperezas de contato são esféricas e possuem o mesmo raio. Até a data de publicação desse estudo (1966), acreditava-se que o contato entre duas superfícies possuía caráter elástico quando “baixas cargas” eram envolvidas. Como consequência do aumento da carga haveria a transição para regimes plásticos. Essa ideia foi abandonada com o modelo proposto por eles. O trabalho sugere a adoção de um índice de plasticidade como critério para caracterizar o contato. Foi uma das primeiras publicações a considerar a topografia superficial. Além de ser amplamente aceita (apesar de teorias posteriores terem removido algumas simplificações do modelo original), a teoria proposta ainda é citada em diversos trabalhos^[74]. Com o aumento da carga, o tamanho de cada contato pontual aumenta. Contudo, mais asperezas entrarão em contato mantendo constante o “tamanho médio” de contato. O trabalho de McCool^[75] foi preparado tendo em vista o projeto de rolamentos e apresenta uma comparação entre o modelo de Greenwood e Williamson com modelos de contato isotrópicos e anisotrópicos.

Para proporcionar o desempenho dinâmico desejado o pneu fica sujeito à aplicação de forças na área de contato. A magnitude dessas depende, além de outros fatores, da carga vertical suportada e da pressão de inflação. O valor da área de contato e seu formato são de grande importância para a estabilidade dinâmica do veículo. O efeito das forças normal (F_n) e tangencial (F_t) no plano de contato com o solo e a distribuição teórica das tensões de cisalhamento são modelados na figura 5.7.



Não existe uma teoria unificada para descrever o contato entre o pneu e o solo pois a modelagem dessa interação é extremamente complexa. Para o caso de corpos sólidos (considerando pequenas deformações) as áreas de contato foram expressas de maneira prática por Whittimore e Petrenko⁸⁸. O estudo concluiu que a área de contato entre um plano infinito e um corpo perfeitamente elástico de dupla curvatura com os raios principais R_c e R_t é uma elipse (vide figuras 4.8 e 4.9). A geometria idealizada do contato entre um toróide e um plano e os símbolos geométricos desse contato são apresentados na figura 5.8.



⁸⁸ As direções indicadas na figura são as mesmas utilizadas pela Society of Automotive Engineers (SAE) bearings¹²¹, www.sae.org. Citado em Costa^[12].
⁸⁸ WHITTEMORE, H. L.; PETRENKO, S. N. "Friction and carrying capacity of ball and roller bearings.", Nat. Bur. Stand, U.S., Tech. Note 201, 1921.

Considerando o modelo acima, uma deflexão δ contra um plano rígido os eixos da

elipse de contato são dados por:

$$\delta = \frac{1}{4} \left(\frac{R_1}{1} + \frac{R_2}{1} \right) \quad (1)$$

O índice Δ exprime uma relação geométrica entre a deflexão e formato da área

de contato:

$$c = \left[\frac{\alpha \Delta_{0,5}}{\lambda_{0,5}} \right] \delta_{0,5} \text{ e } d = \left[\frac{\beta \Delta_{0,5}}{\lambda_{0,5}} \right] \delta_{0,5} \quad (2)$$

Os parâmetros α , β e γ são tabelados (Anexo E) em função do ângulo θ que é

calculado por:

$$\cos \theta = \frac{\left(\frac{R_1}{1} - \frac{R_2}{1} \right)}{\left(\frac{R_1}{1} + \frac{R_2}{1} \right)} \quad (3)$$

Uma vez que se obtve a forma idealizada da região de contato, calcula-se a área

de interação entre as superfícies. Desses resultados nota-se que a teoria do contato

isotrópico (conhecida como teoria de Hertz) prevê dimensões dependentes

exponencialmente^[76] da deflexão. Sendo a área de contato uma elipse escreve-se:

$$A = \pi dc = \delta \left[\frac{\alpha \beta \Delta_{0,5}^2}{\lambda} \right] \quad (4)$$

Assume-se que a deformação seja totalmente elástica (as formas original e final

são iguais "fora" da área de contato). A geometria dessa deformação é tal que o

triângulo $DO'E$ é governado pela relação:

$$R_2^2 = (R_1 - \delta)^2 + \left(\frac{l}{2} \right)^2 \quad (5)$$

O comprimento l do contato é:

$$\frac{l}{2} = \delta^{1/2} (D_c - \delta)^{1/2} \quad (6)$$

Baseando-se na geometria da figura 5.9, pode-se calcular a largura da elipse de

contato como sendo:

Finalmente calcula-se o valor da área de contato como sendo:

$$\frac{b}{2} = \delta^{1/2} (w - \delta)^{1/2} \tag{7}$$

$$A = \pi \frac{b^2}{4} = \pi \delta \sqrt{(w - \delta)(D_c - \delta)} \approx \pi \delta \sqrt{D_c w} \tag{8}$$

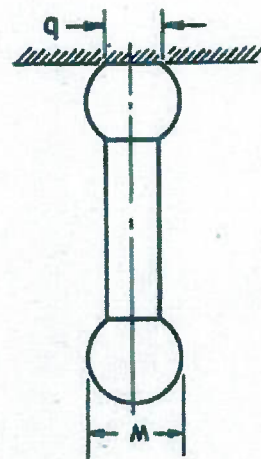


Fig. 5.9: Seção transversal idealizada do contato [29].

Esses resultados derivam de um modelo bem simples que não representa completamente um pneu atuando em um veículo. Outros modelos mais sofisticados [77] foram propostos levando em consideração as características dinâmicas da interação.

O trabalho de Persson [72] aborda o contato entre dois cilindros. Ambos são pressionados até que exista uma área de contato circular com raio r_0 (figura 5.10).

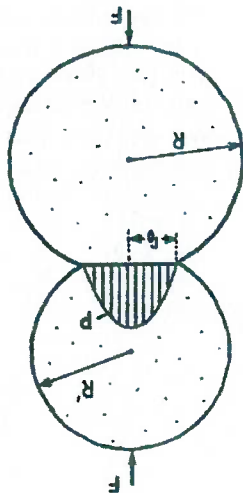


Fig. 5.10: Deformação elástica e distribuição de pressão [72]. Contato de "Hertz".

H. Hertz foi o primeiro a propor uma solução para o contato entre dois sólidos homogêneos e isotrópicos. A área de contato entre dois cilindros $\Delta A = \pi r_0^2$ é uma região circular com raio:

$$r_0 = \left(\frac{RR'}{R+R'} \right)^{1/3} (kF)^{1/3} \tag{9}$$

$$\kappa = \frac{4}{3} \left(\frac{E}{1-\nu^2} + \frac{E'}{1-\nu'^2} \right) \quad (10)$$

E e ν são respectivamente o módulo elástico de Young e coeficiente de Poisson. A distância h correspondente à distância dos dois centros de massa dos corpos após o contato é:

$$h = \left(\frac{R+R'}{RR'} \right)^{\frac{1}{3}} (KR)^{\frac{2}{3}} \quad (11)$$

A distribuição de pressão na área de contato possui valores fornecidos por:

$$P(x, y) = P_0 \frac{2}{3} \left[1 - \left(\frac{r_0}{r} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (12)$$

onde $P_0 = F/m_0^{\frac{2}{3}}$ é a pressão média e $r = (x^2 + y^2)^{\frac{1}{2}}$ é a distância do centro da área circular de contato.

Recentes progressos foram obtidos para o contato de polímeros ao utilizarem-se

modelos microscópicos. Considerando-se um simples caso de tensão uniaxial em uma barra de material viscoelástico, a tensão e a deformação estariam relacionadas por:

$$E(\omega)\epsilon(\omega) = \sigma(\omega) \quad (13)$$

Supondo que as propriedades viscoelásticas fossem conferidas por um modelo como os

da figura 5.11, podemos escrever:

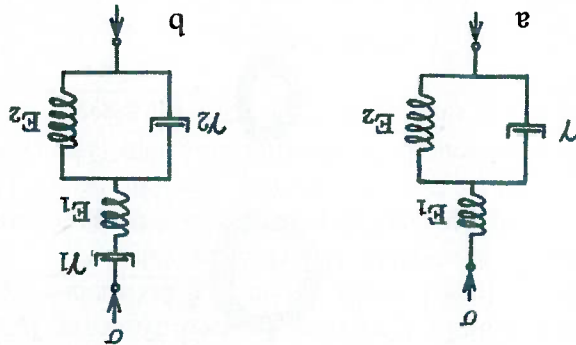


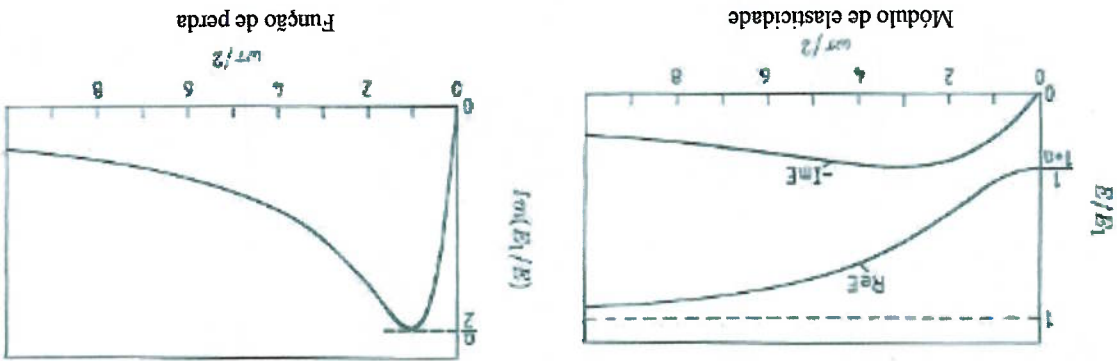
Fig. 5.11: Diferentes modelos reológicos para propriedades viscosas [72]s.

a) Contendo molas e amortecedor. b) Contendo molas e amortecedores para simular o fluxo contínuo de materiais termoplásticos (sem ligações cruzadas).

Nota-se que os sólidos exibem comportamento puramente elástico para altas e baixas frequências. A frequência ω é proporcional à velocidade v . Torna-se evidente que a área real de contato é influenciada pela velocidade.

A figura 5.13 destaca resultados de um experimento no qual franjas de interferência são obtidas quando uma esfera de vidro rola, em diferentes velocidades, sobre uma superfície recoberta com resina viscoelástica. Schallamach e Grosch^[30] apresentaram um experimento similar. Baseado nas observações experimentais constata-se a variação da área de contato em função da velocidade de deslizamento.

Fig. 5.12: Modelo reológico^[72].



funções da frequência ω . A equação 14 fornece os gráficos da figura 5.12.

aproximar-se da descrição das propriedades. Analisando o modelo escolhido, mostra-se a parte real e imaginária de $E(\omega)$ e a função de perda $\left[\frac{E(\omega)}{1} \right]$ como sendo $a = \frac{E_1}{E_2}$. Em casos reais necessita-se adicionar mais amortecedores e molas para

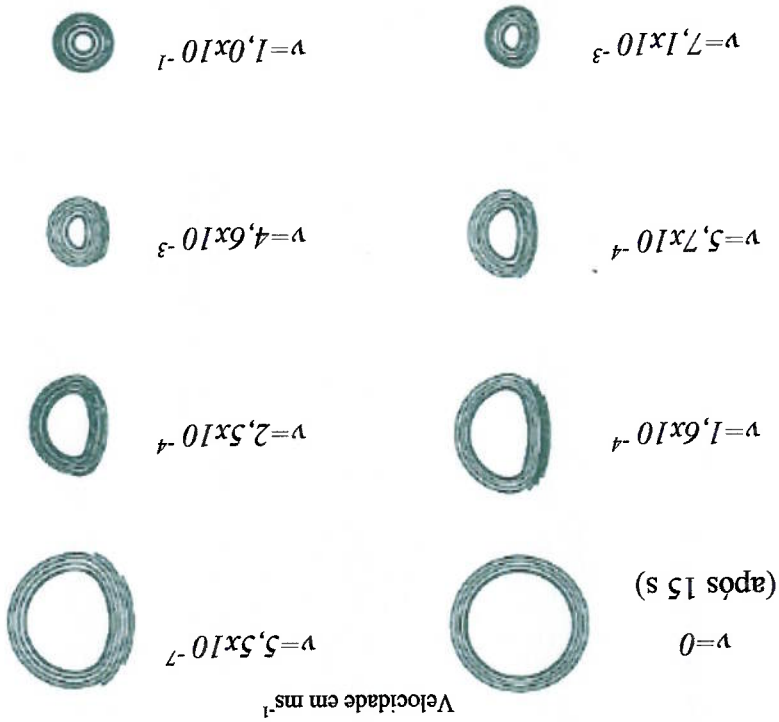
$$E(\omega) = \frac{E_1(E_2 - i\omega\tau)}{E_1(1 - \frac{i\omega\tau}{2}) + a - \frac{i\omega\tau}{2}} \quad (14)$$

Para baixas velocidades a área de contato é maior e possui formato próximo ao de um círculo. Com o aumento da velocidade a área diminui e o seu formato torna-se não circular. Para velocidades "altas" percebe-se o formato circular novamente. O efeito do tamanho ocorre devido a um endurecimento do elastômero com o rolamento. A assimetria ocorre na região de transição onde a parte imaginária do módulo de elasticidade complexo é maior. Formato da região de contato

Não existe um conjunto de equações capaz de exprimir satisfatoriamente o formato da região de entre o pneu e o solo em uma situação comum. Daí surge a importância das técnicas experimentais para determinação da mesma. Essa experimentação é bastante útil para a validação de novos modelos.

Uma das técnicas experimentais mais comuns é obter-se o "formato estático" da região de contato (figura 5.14). Determina-se um "par ordenado" (pressão de inflação x carga) que represente uma condição de aplicação desejada. Aplica-se tinta sobre o pneu e pressiona-o contra um anteparo (folha de papel) no qual ficará "registrado o contato". Não é necessário que o ensaio seja executado no veículo. Pode-se utilizar uma prensa com capacidade de carga suficiente para gerar as condições de ensaio desejadas.

Fig. 5.13: Variação da área de contato em função da velocidade (modificado)^[21].



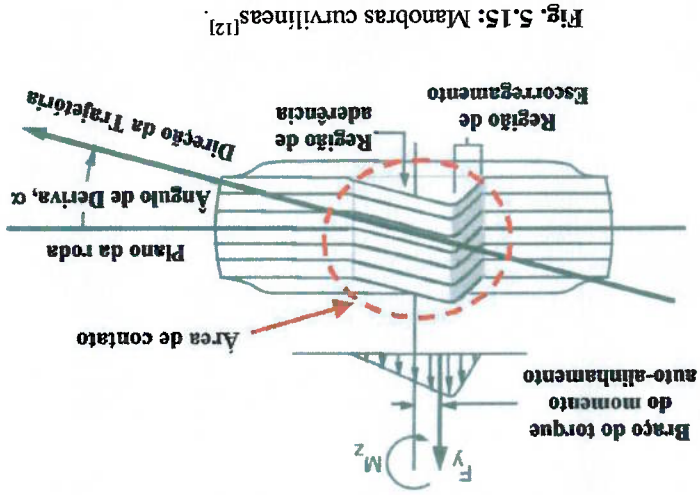
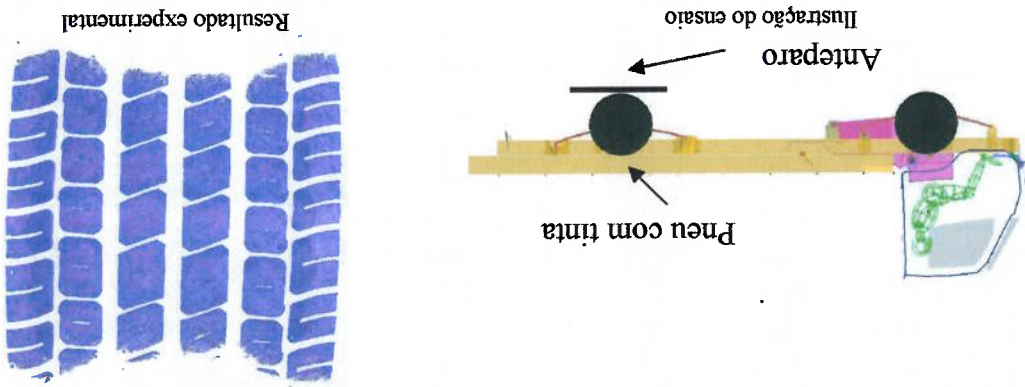


Fig. 5.15: Manobras curvilineas^[12].

Apesar de proporcionar informações importantes, o ensaio descrito anteriormente desconsidera o efeito da velocidade. O comportamento do pneu sob a ação da velocidade está diretamente relacionado com a estabilidade dinâmica e com a segurança do veículo. Um exemplo típico e de grande interesse científico é o comportamento do pneu quando submetido à ação de esforços laterais (exemplo: manobras curvilineas). A representação esquemática da deformação e a nomenclatura utilizada em manobras curvilineas são mostradas na figura 5.15. Nessa figura, destaca-se a força resultante no eixo y, que é responsável pelo surgimento do momento auto-alinhante.

Fig. 5.14: Formato da área de contato⁸⁸.



Nota-se a existência de escorregamento na região onde as superfícies estão na iminência de abandonar o contato. Como o pneu está “deixando” o solo existe menor aderência nessa região. Esse movimento relativo torna-se mais intenso à medida que se aumenta o ângulo de deriva e a velocidade. Um modelo teórico do aparecimento das regiões de escorregamento em decorrência do ângulo de deriva é mostrado na figura 5.16.

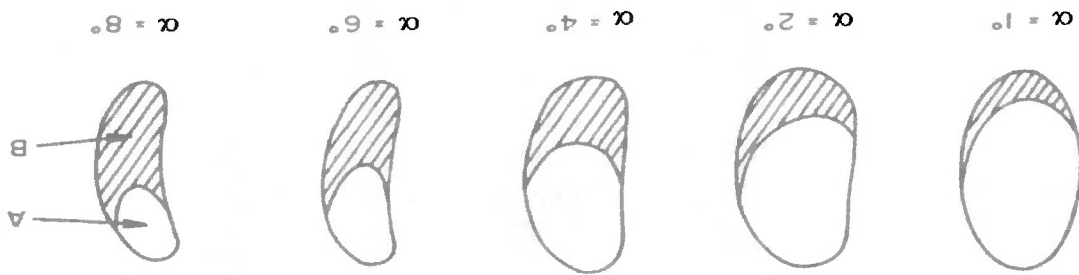


Fig. 5.16: Áreas de escorregamento (modificado)^[29].

Os componentes estruturais do pneu exercem influência significativa sobre o contato. O flanco, devido ao suporte elástico que é fornecido à banda de rodagem, e a banda de rodagem, devido à sua resposta aos esforços de flexão e cisalhamento, são os mais importantes. Atribui-se essa influência ao comportamento dos materiais⁸ dos quais são feitos os componentes.

⁸ A caracterização do comportamento dos materiais não é objetivo primário desse trabalho de pesquisa. Não obstante disso, consultou-se alguns trabalhos sobre esse tema. Para maiores informações, sugere-se os trabalhos de Pinheiro^[122], Walter^[154], Takeyama, Matsui e Hijiri^[156], Gehman^[249], Tielking, Hanson e Giacomini^[250], Canaud, Visconte e Nunes^[251], Sawyer e Grubb^[252], os capítulos 1, 2, 3, 4 além dos apêndices III e IV do livro de Moffat, Pearsall e Wulff^[253].

O meio no qual utiliza-se o veículo tem atuação decisiva no que se refere ao formato da região de contato. Quando filmes de fluidos (água, óleo, lama) estão presentes na superfície a área de contato tende a diminuir. A resistência do fluido à expulsão da região de contato deve-se às propriedades viscosas do mesmo quando em compressão. A redução de área pode provocar a perda de controle do veículo (aquaplanagem) e redução na tração. Ambos fenômenos serão discutidos nas próximas seções. A espessura do filme de fluido varia de acordo com a velocidade do veículo e é determinante no “grau de separação” entre o pneu e o solo. Uma típica distribuição das dimensões do filme de fluido sob o pneu é apresentada na figura 5.17.

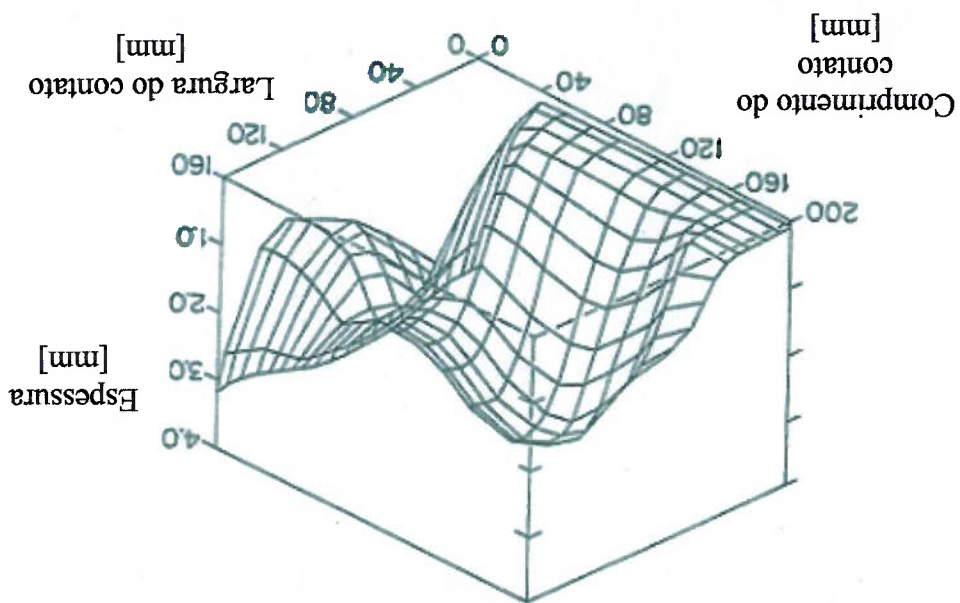


Fig. 5.17: Dimensões do filme de fluido (modificado)^[29].

5.3.3 Atrito

A “tribologia” é definida como a ciência e tecnologia que estuda a interação de superfícies em movimento relativo. O radical grego *tribo* significa escorregamento, no sentido de “estregar” duas superfícies uma contra a outra). A lubrificação, o atrito, os lubrificantes e o desgaste de superfícies de engenharia são os temas de maior interesse. Sempre com o intuito de entender detalhadamente a natureza da interação. Segundo Salomon, editor do jornal *Wear* (periódico de importância mundial) “tribologia é a arte de aplicar uma análise operacional aos problemas de grande interesse econômico tais como confiabilidade, manutenção e desgaste de equipamentos (variando daqueles utilizados em simples afazeres domésticos até em veículos espaciais)”. É uma ciência interdisciplinar pois engloba conceitos e princípios da física, química, mecânica, termodinâmica e ciência dos materiais. Estima-se que um terço da energia utilizada mundialmente é gasta como alguma forma de atrito^[78].

Os primeiros aspectos do atrito tiveram suas raízes na pré-história. Há mais de 400 mil anos atrás nossos ancestrais hominídeos utilizavam o atrito para fazer suas ferramentas lascando a pedra. Por volta de 200 mil a. C. o homem de Neanderthal atingiu um claro domínio do atrito ao estregar madeira e pedras gerando o fogo^[79]. Outro acontecimento denota o entendimento, mesmo que qualitativo, do fenômeno do atrito. Há mais de 4000 anos atrás o homem utilizava lubrificantes líquidos para minimizar o esforço do transporte de objetos pesados. O valor dos lubrificantes foi apreciado pelas civilizações egípcias e sumerianas. Índícios históricos apontam para a utilização de graxa, óleo ou lama antes de 2400 a. C.

Os egípcios tiveram destacada atuação nesse campo dado a dificuldade em movimentar os enormes blocos das margens do Nilo até os locais de construção das pirâmides. O método egípcio de transporte de blocos é descrito pela pintura da figura 5.18. Notar o “trabalhador” postado na parte frontal do pedestal. Ele está preenchendo o chão com lubrificante na região imediatamente à frente do bloco.

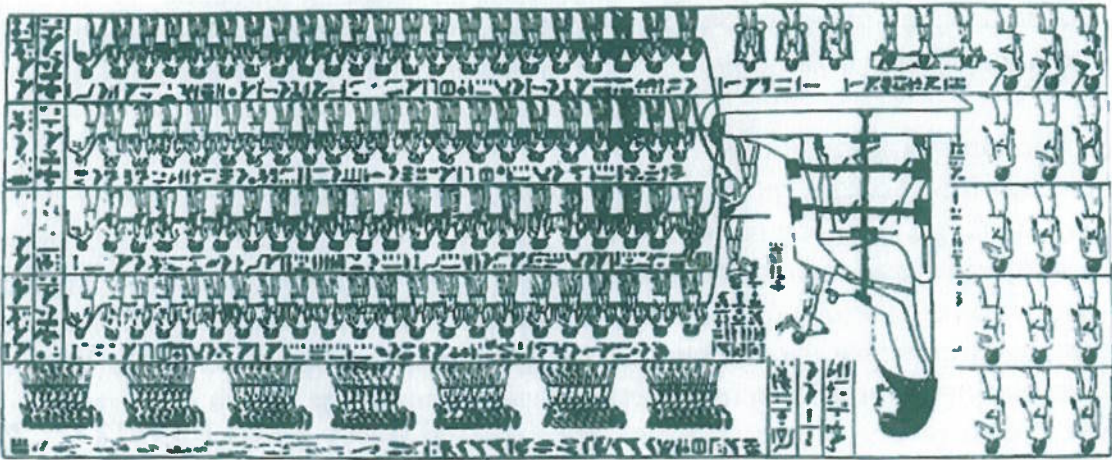


Fig. 5.18: Pintura encontrada na tumba de Tehuti-Hetep, na gruta de El-Bershed (1880 a. C.)^[79].

Acredita-se que Leonardo da Vinci (1452 – 1519) foi o primeiro a desenvolver conceitos básicos sobre o atrito^[79,80,81]. Ele não apenas realizou estudos experimentais do atrito mas também estudou o desgaste e aplicou os princípios mecânicos em problemas práticos. Alguns de seus desenhos esquemáticos são apresentados na figura 5.19.

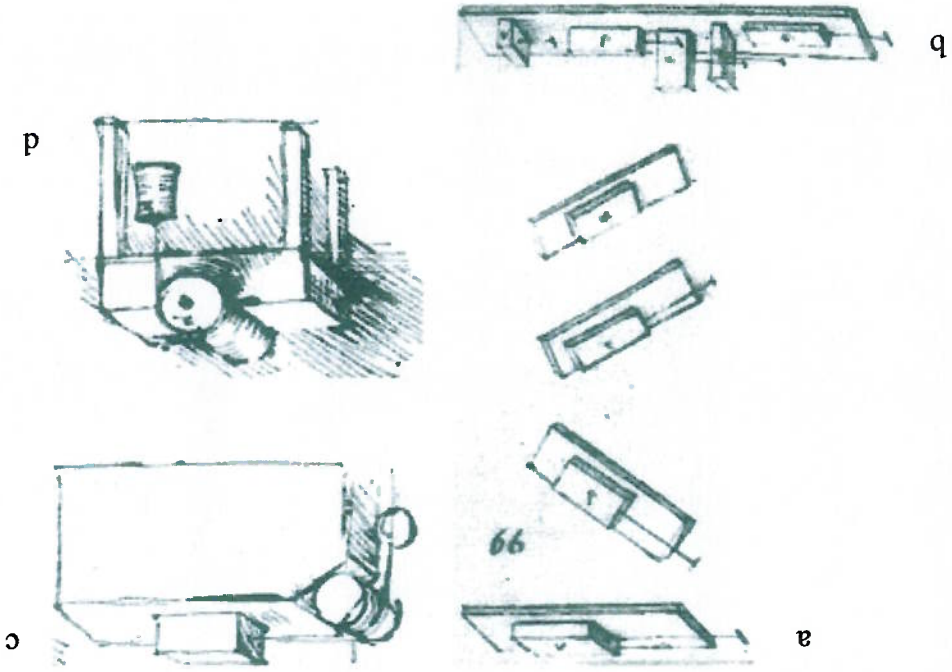


Fig. 5.19: Desenhos esquemáticos dos estudos de da Vinci sobre o atrito^[79].

a) Força de atrito em planos inclinados. b) Influência da área aparente. c) Plano inclinado com polia. d) Torque de atrito.

A genialidade e criatividade de Leonardo da Vinci ficam evidentes na figura b. Ele já descobria a influência da área aparente sobre o atrito. Sobre esse assunto ele escreveu:

“O atrito produzido pelo mesmo peso será igualmente resistente no início do movimento embora a área de contato seja diferente em comprimento. O atrito produz o dobro de resistência se o peso for dobrado” [traduções minhas do livro do Persson^[79]].

Nota-se que da Vinci não menciona o termo “força” para designar o atrito. Leonardo introduziu o coeficiente de atrito definindo-o como a razão entre as “cargas” de atrito e normal. Concluiu que seu valor era por volta de $\frac{1}{4}$. Isso está incorreto pois o coeficiente varia de acordo com as condições das superfícies em contato (materiais, acabamento superficial).

Seus desenhos, rascunhos e conclusões inspiraram o cientista francês Amontons a conduzir alguns experimentos (diversos metais e madeiras lubrificadas com gordura de porco) que o levaram a postular duas leis do atrito (1699):

- a força de atrito é proporcional à carga normal (“1ª lei”)

$$F = \mu W$$

(15)

F é a força de atrito, μ o coeficiente de atrito e W a força normal.

- a força de atrito é independente da área aparente de contato (“2ª lei”)

Em 1785 Charles Augustin Coulomb (1736 – 1806) teria adicionado a “terceira lei” do atrito após ter concluído cuidadosos experimentos sobre esse tema.

- a força de atrito é independente da velocidade (“3ª lei”)

Em seus estudos teria estudado a influência de cinco grandes fatores: natureza dos materiais, extensão da área da superfície, a força normal, o tempo em que as superfícies permaneciam em contato estacionário e condições ambiente (temperatura, umidade e vácuo). Os resultados de um de seus ensaios sobre a influência do tempo no contato estacionário (força de atrito estática F_s) são apresentados na tabela V.

⁸ “Esse fenômeno não foi “percebido” por matemáticos ou engenheiros renascentistas. Isaac Newton “elucidou” o assunto 200 anos depois.

Uma outra observação pode ser incluída e considerada como uma quarta lei. • coeficiente de atrito estático é maior do que o coeficiente dinâmico (“4ª lei”) Essas quatro leis do atrito perduraram ao longo do tempo e ainda hoje são aceitas. A primeira lei não representa com fidelidade fenômenos que ocorrem em ambientes com altas pressões. Nesses casos a área real aproxima-se (em magnitude) da aparente. Embora tenha sido “descoberta” em experimentos onde ocorre a lubrificação por camada limite, a 1ª lei é verificada em superfícies não lubrificadas.

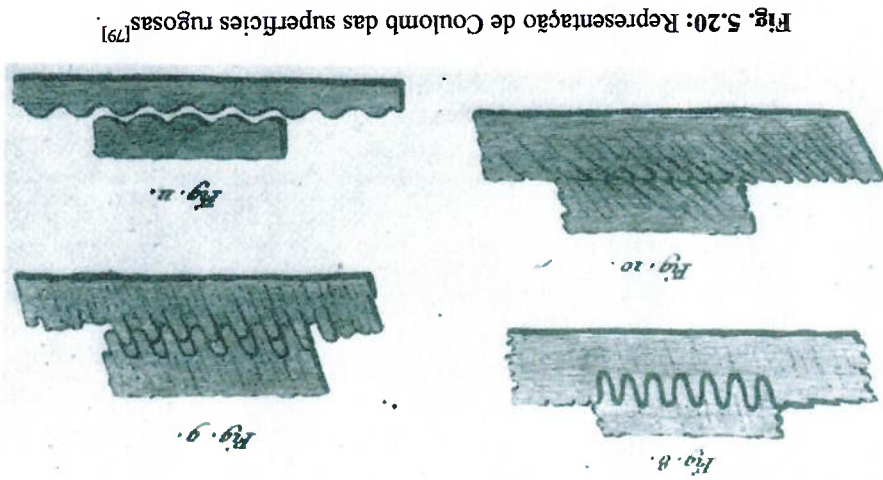


Fig. 5.20: Representação de Coulomb das superfícies rugosas [79]

Percebeu que os dados experimentais poderiam ser aproximados de forma acurada por uma equação da família $F_s = A + Bt^\alpha$ onde $\alpha \approx 0,2$. Contudo, nota-se que uma satisfatória aproximação aos dados experimentais pode ser produzida ao aplicar-se $F = A + B \ln(t)$, uma relação que atualmente é bem aceita pelos meios acadêmicos [79]. Coulomb foi um dos pioneiros ao considerar a rugosidade das superfícies como sendo responsáveis por fenômenos relacionados ao atrito. Sua representação das superfícies rugosas é mostrada na figura 5.20.

t [s]	F _s [unidade arbitrária]
0	5,02
120	7,90
240	8,66
540	9,25
1560	10,36
3600	11,86
57600	15,35

Tabela V: Resultados dos experimentos conduzidos por Coulomb (modificada) [79]

A 4ª lei apresenta uma falha no que se refere à utilização de materiais

viscoelásticos.

Um leitor desatento pode questionar a validade das leis descritas anteriormente.

Porém, ressalta-se que o domínio de validade delas é bastante extenso. Apresentam

“falhas” ao tentar prever o comportamento de materiais em condições muito específicas

como ultra – alto vácuo, elevadas velocidades ou ambientes de alta pressão. Sabe-se que

existe uma grande variedade de materiais sobre a face da terra. Seria muita prepotência

do ser humano achar que um conjunto de 4 leis derivadas de observações experimentais

seria suficiente para descrever o comportamento de TODOS os materiais. A natureza é

notoriamente “não – linear”. Os melhores projetos são aqueles que a utilizam (natureza)

com aliada. Porém o trabalho apresentado por Schallamack e Grosch^[30] afirma que as

leis de atrito de polímeros diferem daquelas que representam o comportamento da

maioria dos materiais sólidos aplicados em engenharia.

A seguir um breve resumo^[80] das teorias propostas e suas “bases científicas”:

a) Interferência mecânica: Amontons e de la Hire propuseram em 1699 que o

atrito pode ser creditado à interação mecânica das asperezas (rugosidades) dos

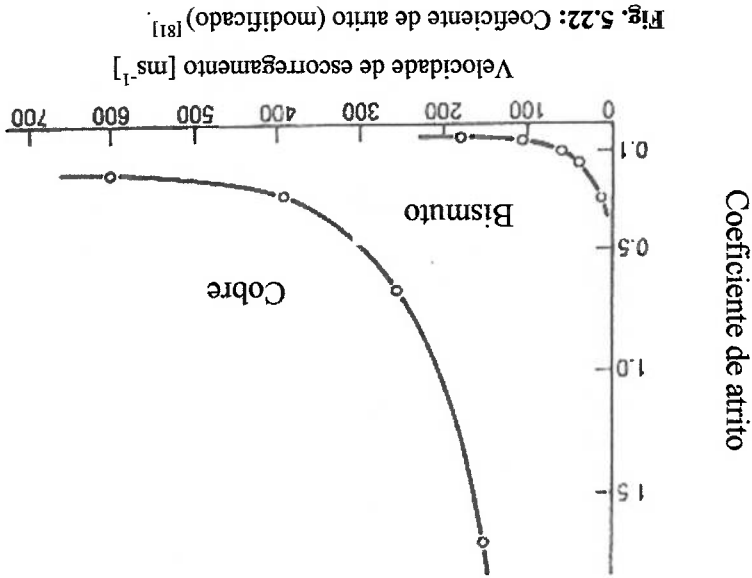
elementos. Explica também a diferença conceitual entre atrito estático e

dinâmico (força necessária para erguer as asperezas de um superfície sobre a

outra).

b) Atração molecular: Tomlinson em 1929 e Hardy e Hardy em 1936 atribuíram a força

de atrito à dissipação energética em reações na escala atômica. Trabalhos mais



recentes atribuíram o atrito adesivo ao processo cinético – molecular de ruptura de ligações.

c) Força eletrostática: apresentada em 1961, atribuiu a natureza do atrito à polarização das superfícies uma vez que tornavam-se carregadas eletricamente devido ao movimento relativo. As cargas opostas se atraíam, “aproximando” as superfícies das quais faziam parte.

d) Soldagem, cisalhamento e deformação plástica: proposta em 1950 por Bowden, é amplamente aceita para metais. As altas pressões desenvolvidas nos contatos pontuais provocam a união (soldagem) local. As junções formadas sofriam o efeito do cisalhamento em decorrência do movimento relativo. A deformação plástica subsequente ocorria devido à “devasitação” da matriz “menos dura” em decorrência do contato com a superfície de maior dureza.

A última teoria apresenta os conceitos mais satisfatórios para metais em termos físicos. No caso de elastômeros, a teoria de atração molecular apresenta razoável correlação experimental.

A teoria da lubrificação hidrodinâmica é baseada nas equações de movimento de fluidos viscosos. Foi desenvolvida no período entre 1730 e 1845 por Euler, Bernoulli, Poiseuille, Navier e Stokes. Em 1847 Gustav Adolph Hirn descobriu que em altas velocidades (mantendo-se a temperatura e viscosidade constantes) o coeficiente de atrito era diretamente proporcional à velocidade. Em 1883 Nikolai Pavlovich Petrov estudou o efeito de lubrificantes no deslizamento de superfícies. Em 1885 Beauchamp Tower realizou experimentos que intrigaram Osborne Reynolds. Ele demonstrou que os resultados de Tower poderiam ser interpretados à luz da Mecânica dos Fluidos. Em 1866 Reynolds publicou seu famoso trabalho sobre lubrificação hidrodinâmica.

Para sistemas onde ocorre o atrito, existem diversos fatores que contribuem para a resistência ao escorregamento. Podem ser divididos em pelo menos quatro grandes contribuições: adesão, deformação, efeitos viscosos e arrancamento. Trata-se de uma convecção com finalidade ilustrativa uma vez que dificilmente consegue-se separar tais efeitos na prática. Eles podem ser verificados isoladamente em experimentos específicos.

O efeito adesivo é fortemente dependente das propriedades mecânicas das superfícies envolvidas. É um processo molecular termicamente ativado. As superfícies

estabelecem ligações atômicas quando estão em contato. Uma vez iniciado o movimento relativo as ligações tendem a alongar-se. Logo após irão romper-se e novamente se ligarão à superfície, mas em um local diferente do anterior. É o mecanismo de “escorrega – adere” (*stick-slip*).

O efeito de deformação está relacionado a uma irreversibilidade parcial das deformações ocorridas quando acontece o escorregamento. Assume intensidade significativa com a presença da velocidade.

A componente viscosa está relacionada com a existência de filmes fluidos entre as superfícies. Essa camada pode ser espessa o suficiente para reduzir as ligações diretas (adesão) entre o pneu e o solo. Determinar essa parcela requer a definição apropriada das características do filme.

O arrancamento relaciona-se com o esforço necessário para que uma superfície arranque material da outra. Geralmente essa perda de massa pode ocorrer em algum dos efeitos anteriores. Além disso, todos os fatores podem se sobrepor tendo seus efeitos “misturados”. Mesmo assim considera-se esse modelo ilustrativo uma satisfatória explicação física do fenômeno “atrito”.

O trabalho de Mishima^[82] apresenta um estudo sobre a deformação superficial e o desgaste no deslizamento de superfícies. Apresenta resultados que comprovam a existência do arrancamento e transferência de material entre as superfícies de contato. O artigo publicado por Malzbender^[83] apresenta uma interessante modelo de falha aplicando os conceitos da Mecânica da Fratura.

Os trabalhos de Persson^[71,72] mostram um experimento onde mede-se o coeficiente de atrito de borracha (figura 5.23) deslizando sobre duas superfícies diferentes (figura 5.24). Ambas possuíam diferentes topografias superficiais. As asperezas irão exercer esforços flutuantes na borracha (caracterizados por ω_0).



Fig. 5.23: Borracha sofrendo o efeito de uma superfície real^[71].

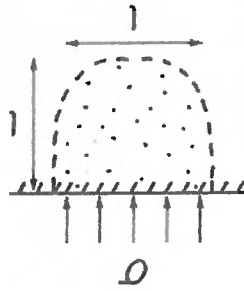
Nos pontos de contato surgem esforços cíclicos à medida que ocorre o deslizamento. Notar que a borracha “preenche as cavidades”.

Comparando-se a eq. (17), que é um modelo para o cálculo do coeficiente de atrito de borracha, com a eq.(15), que é um modelo para o cálculo do coeficiente de atrito de outros materiais, percebe-se a complexidade do primeiro. Ao contrário dos metais, o coeficiente de atrito das borrachas depende significativamente da velocidade de

$$(17) \quad \mu = \frac{F_n}{F} \approx \sigma_0 \operatorname{Im} \left(\frac{F(\omega_0)}{1} \right)$$

A expressão proposta para cálculo do coeficiente de atrito é:

Fig. 5.25: Elemento imaginário onde ocorre a maior parcela da dissipação energética.^[71]



5.25) cuja dimensão lateral iguala-se ao diâmetro médio.

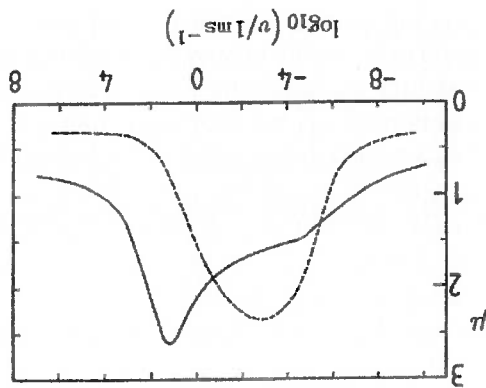
dissipação ocorre embaixo da superfície de contato em um elemento imaginário (figura onde v : velocidade e l : diâmetro médio da área de contato. A principal parcela da

$$(16) \quad \omega_0 \approx \frac{1}{v}$$

dependem da frequência de acordo com:

O trabalho conclui que para polímeros o atrito interno é responsável por grande parte do coeficiente de atrito. Os esforços resultantes do deslizamento ou rolamento de polímeros

Fig. 5.24: Coeficiente de atrito variando para duas diferentes superfícies em função da velocidade.^[72]



escorregamento, pressão de contato e temperatura^[12,30]. O baixo módulo de elasticidade e as propriedades viscoelásticas são os principais responsáveis por esse comportamento. Os trabalhos de Costa^[12], Persson^[71,72], Hutchings^[81] e Moore^[84] sugerem que os principais responsáveis pela intensidade do coeficiente de atrito de polímeros são: a adesão (devido ao aparecimento de forças de van der Waals) e deformação (perda energética resultante da deformação cíclica). A adesão é um fenômeno de superfície enquanto o efeito de deformação deve-se às propriedades viscoelásticas dos materiais (histerese). Schallamack e Grosch^[30] citam que a influência da temperatura e da velocidade sobre esses componentes é o objetivo principal do estudo do atrito em polímeros. A adesão esquemática entre as longas cadeias flexíveis do polímero e um substrato duro é mostrada na figura 5.26. A interpretação física da componente histerética é apresentada na figura 5.27.

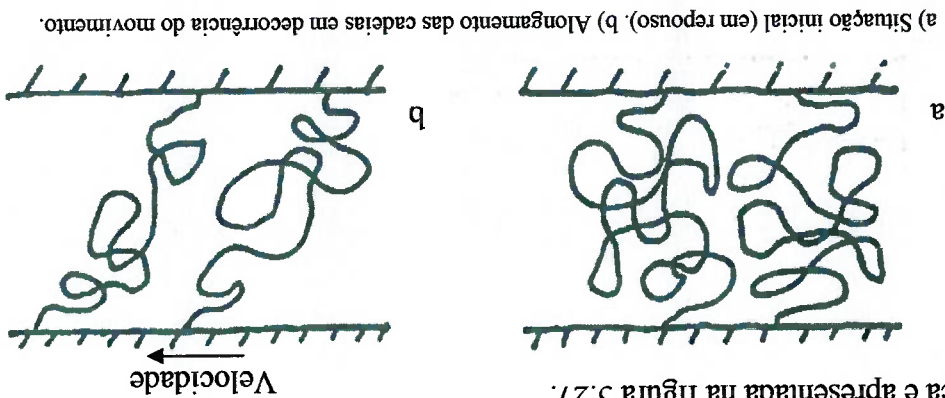


Fig. 5.26: Adesão esquemática (modificada)^[71].

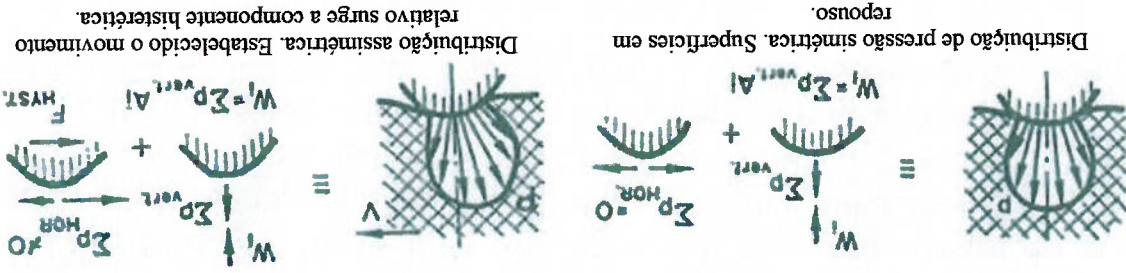


Fig. 5.27: Interpretação física da componente histerética.^[84]

O efeito da interação com as asperezas sobre a componente histerética é destacado

na figura 5.28.

incremento da velocidade.

« $V > v$, $F_{HYST}(V) > F_{HYST}(v)$ e $|ef| > |cd| > |ab|$ demonstrando aumento da rigidez com o

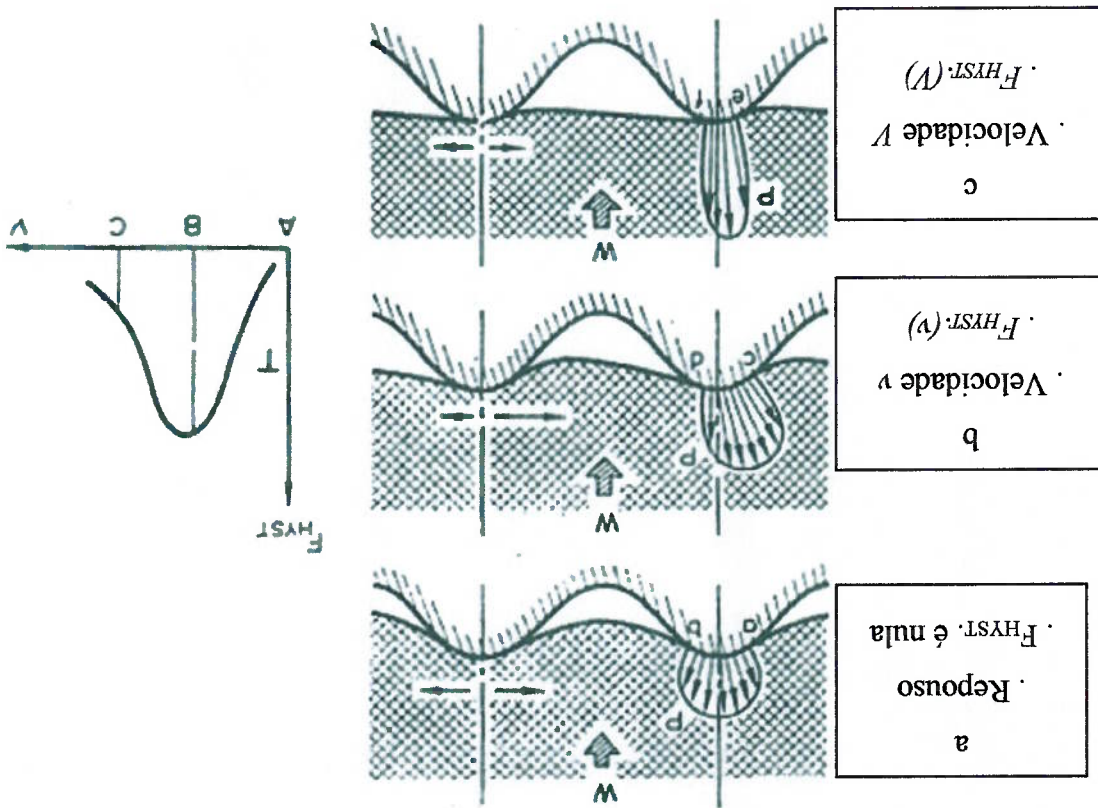
gerando uma curva mestre (*master curve*).

pode “normalizar” ensaios obtidos com diferentes condições (velocidade e temperatura) T_g é a temperatura de transição vítrea. Essa relação é extremamente útil uma vez que se Em geral a temperatura de referência T_0 é calculada como sendo $T_0 = T_g + 50^\circ[C]$ onde

$$\log_{10} a_T = \frac{-8,86(T - T_0)}{101,5 + T - T_0} \quad (18)$$

essa superposição de efeitos baseando-se na relação empírica expressa pela equação: frequência baixa. A transformação de *Williams - Landel - Ferry* permite caracterizar-se variáveis físicas, ou seja, uma temperatura alta produziria efeito similar à uma comportamento do atrito nos polímeros. Sabe-se que existe uma “compensação” dessas A variação da frequência (velocidade) e da temperatura influencia drasticamente o

Fig. 5.28: Efeito da interação¹⁸⁴ com as asperezas (modificado)



5.3.4 Pressão de contato

Ao estabelecer contato com o solo, o pneu fica sujeito a ação de esforços que são fundamentais para a execução de suas funções (vide Tabela I). Denomina-se pressão de contato como sendo a pressão exercida por cada ponto da banda de rodagem sobre o solo. Pode ser determinada em condições estáticas (pneu em repouso sob efeito da pressão de inflação e da carga vertical) ou dinâmicas. A magnitude da pressão de contato está intimamente relacionada com a estabilidade dinâmica do conjunto pneu – veículo. A determinação experimental da pressão de contato estática é mostrada na figura 5.29.

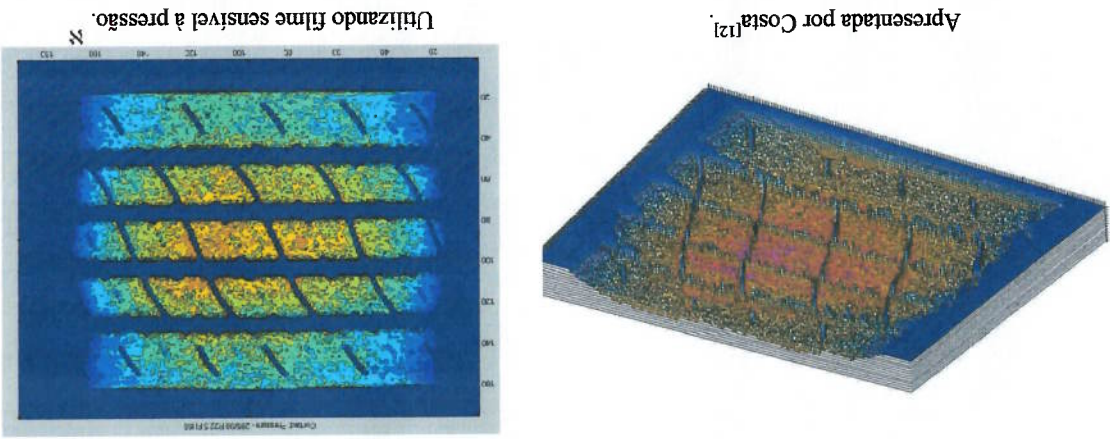


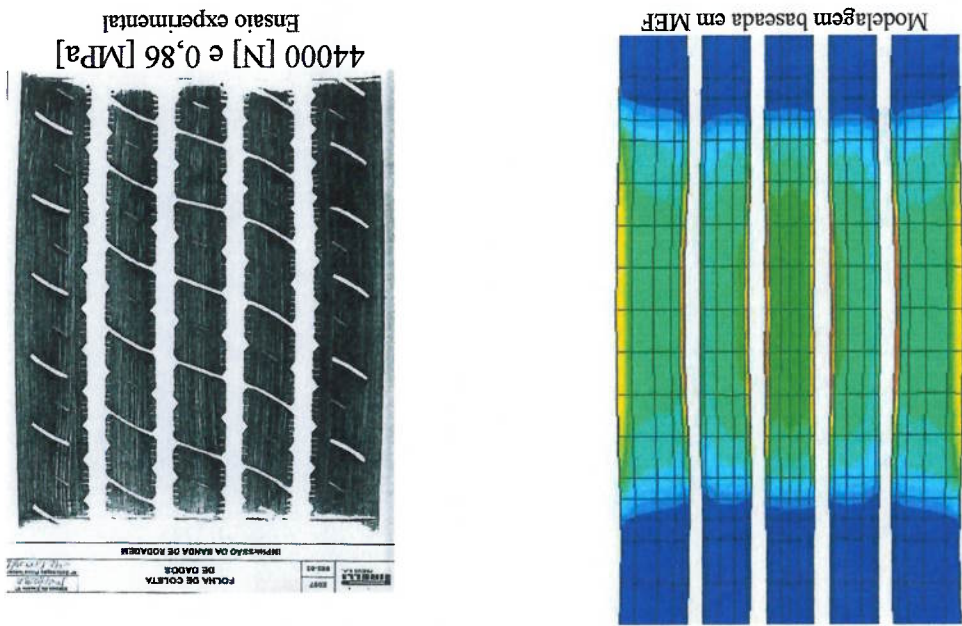
Fig. 5.29: Determinação experimental da pressão de contato estática.

Utiliza-se o MEF para estimar tais pressões de contato. Costa^[12] apresenta um modelo matemático baseada em MEF. Um dos critérios utilizados para validar o modelo é a comparação do formato do contato “previsto” com resultados experimentais. Um exemplo disso tipo de validação é apresentado na figura 5.30. Esse será um dos métodos empregados na validação do modelo introduzido no capítulo 8.

¹² Fonte: arquivo interno da Pirelli Pneus S/A.

Em condições dinâmicas, os pneus de um veículo podem ser submetidos à diversas combinações de escorregamento e rolamento. Quando ocorre o escorregamento total, os pontos do pneu possuem a mesma velocidade (tanto em magnitude quanto em direção) do veículo. Salvo raras exceções (aquaplanagem total – vide item 5.5) o escorregamento sempre ocorre, apesar de não ser total. O rolamento do pneu ocorre em situações como aceleração, frenagem, realização de manobras curvilíneas ou uma combinação das anteriores. Em quaisquer das situações citadas acima, forças longitudinais são produzidas localmente na área de contato. Na situação de rolamento livre, o trabalho de Moore^[85] denominada por “ F_R ” a componente tangencial da força de contato aplicada pelo solo. A componente normal dessa força é indicada por “ W ” e surge excêntrica a uma distância “ a ” do centro do contato (Figura 5.31). A força resultante pode ser calculada por $\sqrt{W^2 + F_R^2}$. O centro da roda “O” está contido na linha de ação dessa força resultante, portanto não existe um momento resultante (ao contrário das situações seguintes).

Fig. 5.30: Validação do modelo matemático^[12]



Com a globalização e o aumento da tecnologia disponível, o surgimento de motores mais potentes e o consequente aumento da solicitação mecânica dos veículos foram inevitáveis. Dessa forma exige-se maior esforço daqueles componentes envolvidos em transformar energia (fornecida pelo combustível) em movimento. O pneu é um desses elementos. Seu desempenho é avaliado exaustivamente pelos fabricantes de veículos sendo que a “habilidade” (habilidade do pneu em converter energia fornecida pelo motor em quantidade de movimento) é um dos critérios mais importantes.

5.4 Tração

Fig. 5.34: Distribuição da pressão de contato para o rolamento do pneu (modificado)^[85].

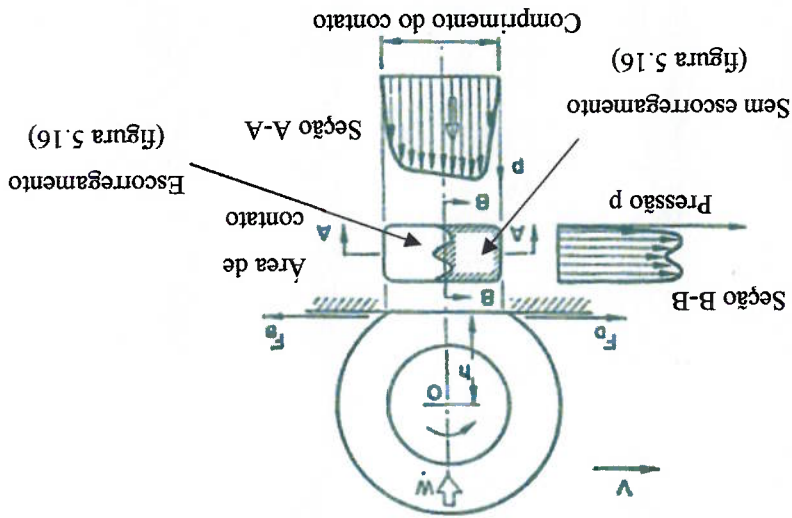
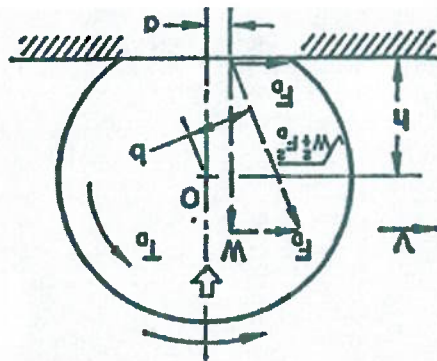


Figura 5.34:

A pressão de contato gerada “dinamicamente” pode ser ilustrada conforme a

Fig. 5.33: Modelo de forças e momentos atuantes em um pneu em aceleração^[85].



Os "agentes" físicos são tratados isoladamente a fim de facilitar sua compreensão. Um fenômeno físico geralmente exhibe uma sobreposição dos efeitos individuais de cada agente. Os fatores que compõe a tração exibida entre pneu e solo são complexos e podem ser divididos em quatro grandes grupos: pavimento, pneu, propriedades dos elementos "secundários" (exemplo: neve, areia e fluidos) e condições de operação^[28].

O tipo de construção do pneu (radial ou diagonal) é determinante na performance em diferentes terrenos^[27,29]. O trabalho de Ataka e Yamashita^[27] apresenta resultados experimentais obtidos por pneus diagonais e radiais em terrenos com a presença de areia. Sabe-se que a performance do pneu em relação à tração está relacionada ao comportamento viscoelástico do composto da banda de rodagem. O efeito da composição química é destacado nos artigos de Colvin e Henning^[31] e Peterson, Eckert e Carr^[86] (figura 5.35). Os estudos de Kienle^[87] e Gough^[88] discorrem sobre a importância do desenho da banda de rodagem sobre a tração. A influência da pressão de inflação é descrita em diversos trabalhos como o de Lee e Kim^[32].

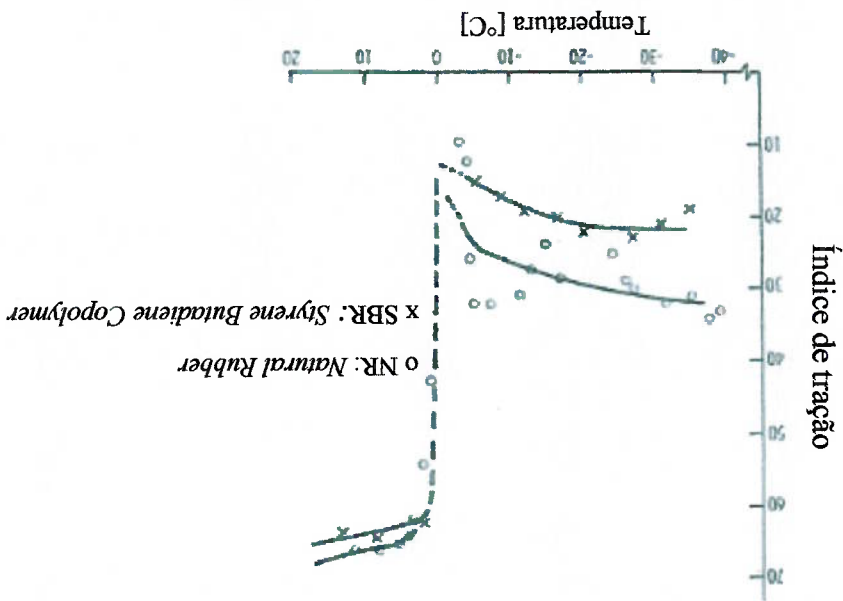


Fig. 5.35: Influência do composto na tração do pneu (modificado)^[86].

Consideram-se elementos "secundários" todos os fluidos (exemplo: água e óleo) e sólidos (exemplo: neve, areia) presentes no contato entre pneu e solo. Suas propriedades são fundamentais na mecânica da tração. A literatura apresenta grande diversidade de estudos de tração em terrenos arenosos e com a presença de água no estado sólido (neve e gelo) e líquido. Esse último possui grande importância prática e será tratado no item 5.5. Ao comparar-se com a quantidade de estudos em pavimentos molhados e com neve

poucos são os trabalhos disponíveis na literatura científica que tratam de avaliação de pneus em terrenos com areia. A performance em áreas arenosas é um dos requisitos de projeto verificados pelas empresas envolvidas no desenvolvimento de automóveis, caminhões, tratores e motos. Estudos científicos identificaram uma prática difundida entre os usuários de pneus para areia: a utilização dos mesmos com a pressão de inflação reduzida. Diversos são os estudos que relatam o aumento da tração com o decréscimo da pressão do pneu^[32]. O artigo de Ataka e Yamashita^[27] procura justificar essa observação empírica. Para tanto os autores utilizam um método experimental no qual o veículo parte do repouso em um “banco de areia”. A medida que percorre o trecho de 50 metros o tempo é medido. Aquela pneu que obter o menor tempo é considerado superior em desempenho. Além dos tipos de pneu, avalia-se as propriedades de diferentes tipos de areia justificando sua importância na tração.

Os artigos de Shoop^[33], Mundi, Meschke e Liderer^[34] e Browne^[92] apresentam estudos que consideram a presença de neve na superfície de rolamento.

As condições de operação (exemplo: temperatura, velocidade, carga) influenciam diretamente as variáveis anteriores. O trabalho de Mundi, Meschke e Liderer^[34] apresenta uma combinação de modelagem matemática baseada em MEF e ensaios experimentais. O modelo apresentado é capaz de representar a transmissão de esforços de cisalhamento gerados na adesão. Esse efeito diminui significativamente na medida em que ocorre o aumento da velocidade relativa entre as superfícies. Os intensos esforços verticais “enterram” a parte frontal da banda de rodagem na neve (que experimenta deformações plásticas). Credita-se à esse fenômeno o surgimento de esforços adicionais na direção horizontal.

A Tabela VI contém os principais fatores que afetam a tração. A mesma foi extraída do trabalho de Browne, Ludema e Clark^[29].

Tabela VI: Fatores que afetam a tração (modificado)^[29].

Referências	Fator	Variável
27, 29, 32, 33, 34, 95	Densidade, viscosidade, dimensões do filme	Elementos “secundários”
89, 90, 91	Porosidade, textura superficial	Pavimento
31, 32	Tipo de construção, relação de aspecto, composto de banda de rodagem, densidade de ligações cruzadas, pressão de inflação	Pneu
34	Velocidade, carga, temperatura, umidade	Condições de operação

5.5 Aquaplanagem

A segurança de um automóvel em pavimentos molhados depende das características de aquaplanagem dos pneus. Com a ocorrência desse fenômeno diminui-se drasticamente a transferência de esforços entre o pneu e o solo proporcionando redução acentuada da habilidade de frenagem e estabilidade. Dependendo da intensidade do fenômeno pode ocorrer a perda total do controle do veículo. A aquaplanagem caracteriza-se pela separação (parcial ou total) do contato entre os pneus e o solo. Ocorre pela presença de uma fina camada de fluido que se interpõe no contato das duas superfícies. Alguns fatores desempenham papel fundamental na magnitude do fenômeno, sendo a velocidade, apontada pela literatura científica como um dos principais (pois a interação hidrodinâmica aumenta exponencialmente com o acréscimo da velocidade).

Devido à sua importância o fenômeno da aquaplanagem vem sendo estudado minuciosamente. Existe um objetivo comum entre os estudos: prever o comportamento/tendência de aquaplanagem do pneu utilizando-se algum tipo de simulação numérica. Muitos desses trabalhos utilizam a combinação de ensaios experimentais com a modelagem matemática. O fluxo tridimensional de fluido ao redor do pneu pode ser descrito por modelos matemáticos baseados nas equações de Navier-Stokes. Para tais simulações utilizam-se programas fundamentados no MEF considerando a não linearidade geométrica e as propriedades constitutivas dos materiais. O estudo realizado por Grogger e Weis^[23] apresenta modelo teórico (figura 5.36) para expressar o contato entre pneu – fluido – solo:

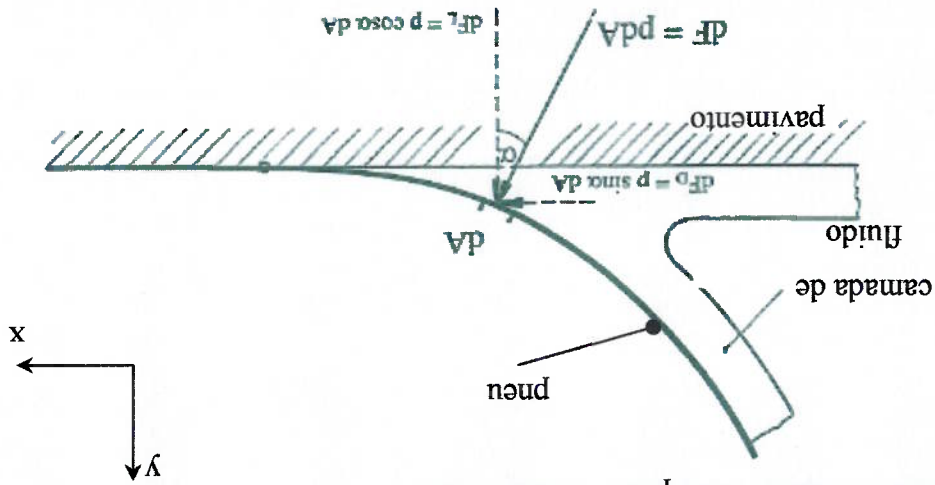


Fig. 5.36: Esforços presentes na interação do pneu – fluido – solo (modificado)^[23].

De acordo com a equações 17 e 19 nota-se que a força de sustentação é exponencialmente^[76] proporcional à velocidade. Essa relação esta demonstrada graficamente na figura 5.37 a. A “linha pontilhada” é uma interpolação matemática que denota o progresso da força de sustentação para um pneu deformável. A linha “cheia” representa o comportamento de um pneu indeformável. A aquaplanagem total ocorre quando a força de sustentação equipara-se à carga suportada pelo pneu (no caso abaixo igual à 4400 N). Para o pneu rígido a velocidade máxima aproxima-se de 160 km/h enquanto o pneu deformável, como era de se esperar, apresenta aquaplanagem em velocidade inferior (cerca de 90 km/h). Essa comparação demonstra a influência da rigidez da carga. Na figura 5.37 b apresenta-se a evolução da força de sustentação (responsável pela aquaplanagem) em função da espessura do filme fluido mantendo-se a velocidade constante. Percebe-se uma relação quase linear entre as variáveis.

Velocidade [km/h]	Espessura fluido [mm]	F_L [N]	F_D [N]	C_L	C_D	Área de contato [cm ²]
90	4	1013	240	0,33	0,07	131 (77%)
	8	2322	491	0,78	0,15	90 (53%)
	12	4052	641	1,37	0,19	35 (21%)

Tabela VII: Resultados do modelo proposto por Grogger e Weiss (modificado)^[23]

fenômeno de aquaplanagem. 100% seria uma situação de contato total. Tabela VII contém informações interessantes sobre a influência da velocidade no A_c representa uma área característica, ρ uma propriedade do fluido e n a velocidade. A

$$C_D = \frac{2F_D}{\rho n^2 A_c} \quad (19)$$

$$C_L = \frac{2F_L}{\rho n^2 A_c} \quad (19)$$

aborda os coeficientes de sustentação (C_L) e arrasto (C_D), comuns à dinâmica dos fluidos: n denota o número de “células de fluido” adjacentes à superfície do pneu. O trabalho

$$F_D = \int p(\sin\alpha) dA \approx \sum_{i=1}^n p_i \sin\alpha_i A_i \quad (18)$$

$$F_L = \int p(\cos\alpha) dA \approx \sum_{i=1}^n p_i \cos\alpha_i A_i \quad (17)$$

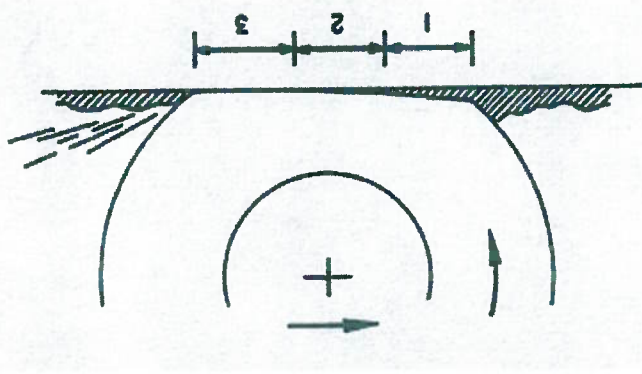
descrias como:

Segundo os autores, as forças de sustentação (F_L) e arrasto (F_D) podem ser

* Para um pneu liso – sem desenho de banda de rodagem.

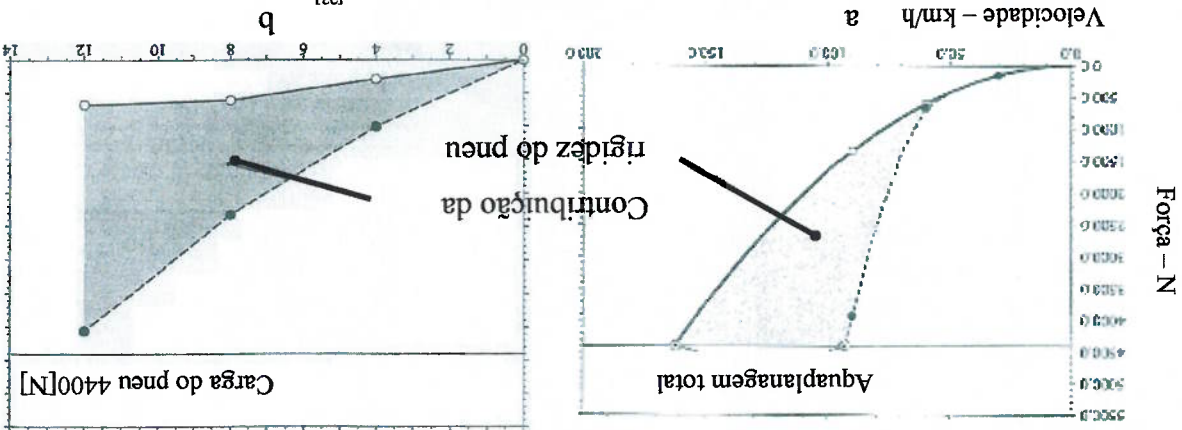
Na zona I ocorreria lubrificação hidrodinâmica. As superfícies são separadas por uma camada espessa de fluido e o esforço normal é suportado pela pressão hidrodinâmica do fluido. Essa pressão é produzida por esforços viscosos que ocorrem dentro do “lubrificante” que por sua vez surge devido ao movimento relativo entre as superfícies. A distribuição de pressão em uma lubrificação hidrodinâmica é descrita pela equação de Reynolds^[94] (derivada das equações gerais de Navier-Stokes). Assumindo que o fluido seja incompressível e que as variações na sua viscosidade sejam desprezíveis pode-se estimar a distribuição da pressão p em função da distância x por:

Fig. 5.38: Conceito das três zonas^[93].



Ao estudar-se o fenômeno da aquaplanagem, outro modelo de contato é apresentado pela literatura: o conceito das três zonas. Gough^[88] e Veith^[93] apresentaram esse conceito (figura 5.38) segundo o qual ocorreriam 3 diferentes zonas de contato lubrificadas entre o pneu, o fluido e o solo.

Fig. 5.37: Variação da força de sustentação^[23].
Em função de: a) velocidade^{**}; b) espessura do fluido.



h^* é a separação das superfícies no ponto de máxima pressão (onde a relação dp/dx é

$$\frac{dp}{dx} = \frac{6\eta u(h-h^*)}{h^3} \quad (20)$$

nula), u é a velocidade periférica de escorregamento e η é a viscosidade do fluido lubrificante. A literatura costuma denominar lubrificação elastohidrodinâmica como aquela derivada da presença de fluido entre superfícies não-conformes (figura 5.39). Segundo Hutchings^[94] as pressões locais encontradas na zona de contato são substancialmente maiores do que aquelas previstas pela lubrificação hidrodinâmica.

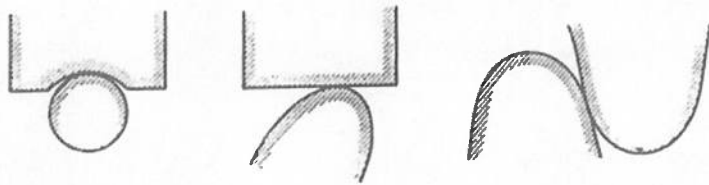


Fig. 5.39: Exemplos de superfícies não conformes^[94].

Na zona 2 ocorreria uma superposição de duas classes: a lubrificação hidrodinâmica e a lubrificação por camada limite.

Na zona 3 ocorreria a predominância da lubrificação por camada limite. Nessa situação existem elevadas pressões de contato que não conseguem ser suportadas pela pressão hidrodinâmica do fluido. A lubrificação ocorre apenas em dimensões microscópicas uma vez que fica restrita à atuação de filmes absorvidos em escala molecular.

A transição dos regimes de lubrificação, fundamentais para o entendimento do conceito das três zonas, está ilustrada na figura 5.40. É conhecida como a curva de Stribeck.

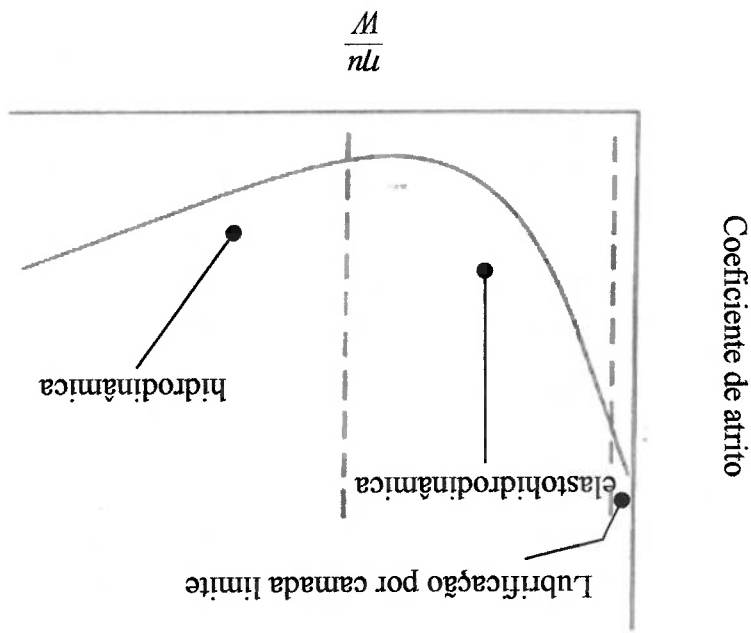


Fig. 5.40: Curva de Stribeck^[94].

O trabalho de Balmer e Gallaway^[95] traz importantes conclusões pois sugere a velocidade de 80 km/h como sendo a ideal para o deslocamento em pavimentos com a presença de água e propõe que a profundidade dos incavos seja superior à 1,6 mm. A Tabela VIII contém os principais fatores que influenciaram a aquaplanagem.

Tabela VIII: Fatores que afetam a aquaplanagem (modificado)^[29].

Variável	Fator	O que ocorre na "área seca" com o aumento do fator?	
Pneu	Pressão de inflação	Aumenta	
	Rigidez da carga		
	Largura ^{NS}		
	Número ^{NS}		
	Profundidade		
Topografia do pavimento	Tamanho dos elementos discretos da rodagem	Diminui	
	Porosidade		Micro
			Macro
Filme de fluido	Viscosidade	Diminui	
	Densidade		
	Espessura		
	Velocidade		

^{NS} Número de incavos constante.
^{NS} Largura constante.

5.6 Desgaste

Existem diversas publicações disponíveis que abordam o desgaste de maneira genérica. Os livros de Bartenev^[96], Moore^[97] e Hutchings^[98,99,100] apresentam amplo enfoque nesse tema.

O desgaste ocorre devido à algum tipo de interação (exemplo: mecânica, química, radioativa) entre corpos. Caracteriza-se como uma alteração das propriedades físicas e químicas das superfícies envolvidas e é geralmente acompanhado por perda de material. Os danos causados podem ser: arrancamento de material, deformação plástica localizada, alteração das propriedades mecânicas e químicas. Costuma-se dividir sua intensidade em danos moderados, severos ou “ultra-severos”^[98]. Os mecanismos responsáveis pela degradação dos materiais podem ser classificados como: oxidação, fadiga térmica, fadiga de contato, cisalhamento, erosão, abrasão, cavitação, corrosão, adesão, deformação plástica entre outros. O desgaste é um fenômeno extremamente complexo e permanece imprevisível em termos quantitativos^[97]. A degradação em materiais metálicos envolve fatores como encruamento, oxidação, transferência de material e mudanças de composição metalúrgica. Os polímeros apresentam comportamento dependente da combinação de processos mecânicos, térmicos e químicos. A questão é determinar como o desgaste é constituído, como deve ser medido, quais são os fatores que determinam sua magnitude e como deve ser minimizado e controlado. No caso de pneus, o mecanismo de abrasão é apontado como o principal responsável pelo desgaste da banda de rodagem. A resistência ao desgaste de um pneu pode ser interpretada como a habilidade do mesmo em operar durante longas distâncias.

Em 1952 Schallamach, um dos autores mais respeitados no que tange à desgaste de polímeros, afirmou que os mesmos não “obedeciam” (continuam não obedecendo) as clássicas leis do atrito^[101]. Nessa mesma época surgiam trabalhos, como o de Shooter e Tabor^[102], cujo objetivo principal era a formulação de uma teoria capaz de explicar a origem e magnitude do atrito. Trabalhos mais recentes como o de Roberts^[103], Heinrich^[104] e Barquins^[105] sugerem a utilização de modelos “moleculares” para representação das longas cadeias poliméricas. Estudos como o de Fukahori e Yamazaki^[106], Uchiyama e Ishino^[107] e Chen e Donovan^[108] incorporaram os conceitos da Mecânica da Fratura para interpretar a presença e propagação de trinças no desgaste

por deslizamento. Segundo Chen e Donovan, existe uma relação entre a taxa de desgaste e a energia necessária para a propagação da trinca. O modelo prevê:

$$\dot{W} \propto T^n \quad (21)$$

\dot{W} é o volume perdido e T é a energia necessária para a propagação da trinca. Então:

$$T \approx \frac{Fh(1 + \cos\theta)}{F} \quad (22)$$

F é a força de atrito, h é uma dimensão característica e θ é a direção na qual se propaga a trinca.

Em 1994 Uchiyama^[109] apresentou um trabalho sobre o desgaste em polímeros.

Em 1997 Uchiyama, Han e Iwai^[110] publicaram um trabalho similar com diferentes polímeros. Ambos estudos concluíram que o atrito e desgaste de polímeros são afetados pelas condições do ambiente principalmente pelo oxigênio presente no ar. Em 2001

Causa e Terri^[111] dedicaram um artigo aos mecanismos de degradação em elastômeros.

O fenômeno da degradação térmica-oxidativa foi estudado sob a ótica da difusão atômica. Veith^[112] cita os principais fatores ambientais que influenciam no desgaste dos

compostos empregados na banda de rodagem.

Os estudos relacionados com a previsão do desgaste possuem grande importância do ponto de vista técnico e econômico. O artigo de Muhr e Roberts^[113] ressaltava que a indústria terá grande benefício com o desenvolvimento tecnológico da previsão do

desgaste.

Os estudos citados anteriormente caracterizam-se por separar os fatores e analisá-los isoladamente. O artigo de Maître, Susser e Zarak^[114] destaca a influência de

parâmetros como estilo do motorista de condução, condições ambientais e características do veículo no desgaste dos pneus. Propõe uma interessante e fundamental análise

estatística além de sugerir que as amostras (quantidade entre 25 a 100 pneus) devem ser submetidas à condições de ensaio que representem a severidade do asfalto e as

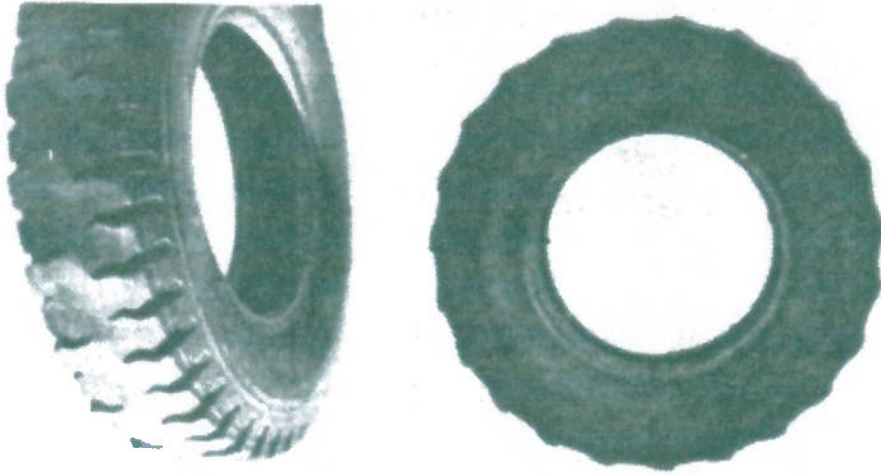
condições de uso do pneu (pressão e carga). Sabe-se que a pressão de inflação é fundamental na estabilidade e segurança veicular. Mesmo assim, diversos autores citam

que as especificações dos fabricantes não são respeitadas (figura 5.41).

Os artigos de Williams e Evans^[116] e Bernard, Ervin e Segel^[117] apresentam a influência destrutiva do desgaste sobre o desempenho em tração de pneus.

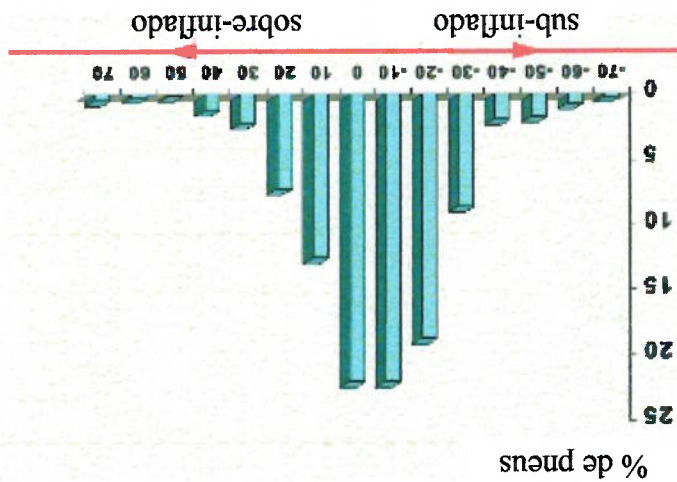
A Tabela X, extraída do estudo de Costa^[12], é um completo resumo dos fatores importantes no desgaste de pneus.

Fig. 5.42: Desgaste irregular poligonal^[115].



Fenômenos bizarros como o desgaste irregular (figura 5.42) são relatados pela literatura. Sueoka et al^[115] estudou os mecanismos responsáveis pelo desgaste poligonal em pneu de automóvel. Sueoka atribuiu esse tipo de desgaste à uma "auto-excitação da primeira frequência natural vertical do pneu, em certas velocidades, quando acoplado ao sistema de suspensão do veículo"^[12].

Fig. 5.41: Distribuição de pressão encontrada no mercado consumidor (modificado)^[114].



A indústria automobilística mundial enfrenta sérios desafios. A intensa competição, as árduas regulamentações governamentais e o início da pressão social em relação à proteção ambiental são os principais obstáculos.

Segundo Makinouchi, Teodosiu e Nakagawa^[118] a indústria vem empregando uma técnica, conhecida como 3R, para atingir as expectativas perante tantas imposições de mercado: redução no *time to market* (tempo decorrido entre o início do desenvolvimento e o disposição do produto no mercado), redução nos custos de desenvolvimento e redução na massa dos veículos para aumentar a eficiência do consumo de combustível.

O fenômeno da resistência ao rolamento está vinculado às perdas energéticas que ocorrem no movimento. Uma parte significativa da energia consumida para locomover-se um veículo é dissipada no pneu. A importância desse fenômeno energético torna-se óbvia face a crise mundial vigente. Minimizar essa ineficiência é interesse de grandes divisões da sociedade (clientes finais, fabricantes de pneus, construtores de veículos e organizações ambientais). Sagan^[3] cita por diversas vezes em seu livro que o uso inadvertido e indiscriminado dessa fonte de energia pode degradar a saúde respiratória, a vida na floresta, os oceanos e o clima mundial^[119]. O Anexo F contém algumas informações gerais sobre esse tema.

A ameaça ambiental e considerações econômicas conduziram intensos estudos relacionados ao consumo inadequado de combustíveis fósseis. O objetivo de tais trabalhos é detectar os fatores de maior contribuição para tentar eliminá-los ou pelo menos reduzir sua influência. Tais investigações científicas foram realizadas empregando-se técnicas experimentais e estudos analíticos.

5.7 Resistência ao rolamento

Tipos de construção, desenho da banda de rodagem, propriedades mecânicas	Estruturais
propriedades mecânicas dos elementos (módulo de elasticidade, temperatura de transição vítrea, resistência à degradação)	Composto da banda de rodagem
temperatura, velocidade, topografia superficial, carga	Condições de uso

Tabela IX: Fatores importantes no desgaste de pneu (modificado)^[12]

O regime de esforços cíclicos, devido às condições de operação do pneu, aliado às propriedades viscoelásticas dos materiais fazem com que a energia aplicada ao sistema não seja totalmente recuperada. Bosik e Loughheed^[120] apresentaram uma metodologia experimental capaz de avaliar o desempenho dos pneus, rolamentos e estradas no que diz respeito ao consumo de energia. Estudaram o comportamento do coeficiente de resistência ao rolamento na presença de fatores como pressão de inflação, carga e velocidade. As tendências gerais do fenômeno de resistência ao rolamento para pneus de caminhão são destacadas nas figuras 5.43, 5.44 e 5.45.

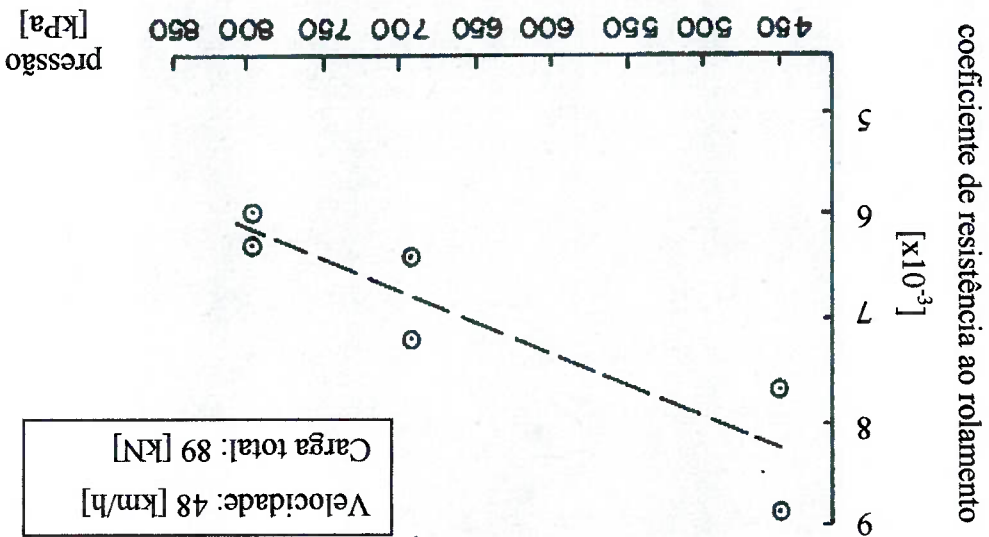


Fig. 5.43: Coeficiente de resistência ao rolamento em função da pressão (adaptado) [120].

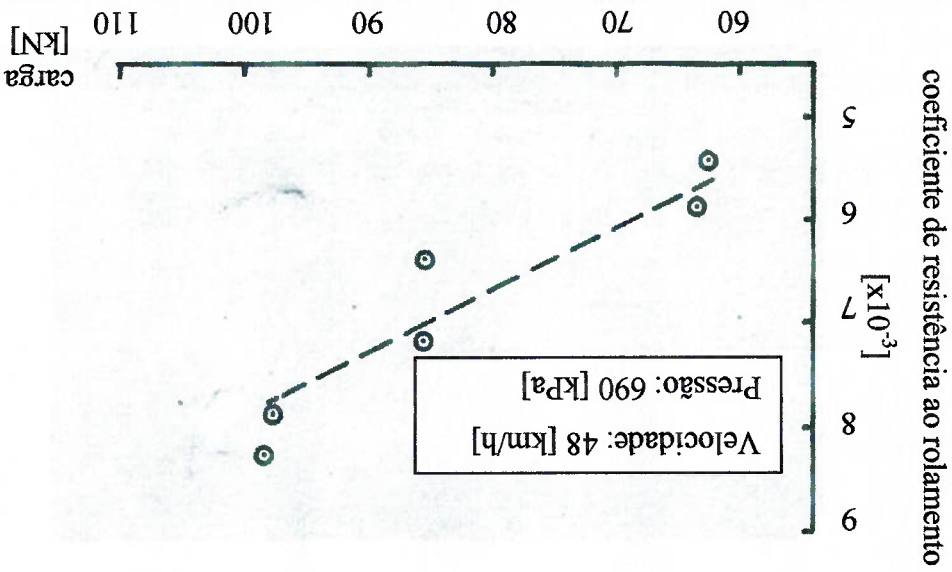


Fig. 5.44: Coeficiente de resistência ao rolamento em função da carga total (adaptado) [120].

$\sum F_R$ é a soma das perdas de rolamento do pneu, W é a massa do veículo e C_R é o coeficiente de perdas no rolamento do pneu. Combinando linearmente as equações (23) e (24) temos a relação entre a energia consumida pelos pneus e a energia fornecida ao veículo ("energia relativa do pneu") dada por:

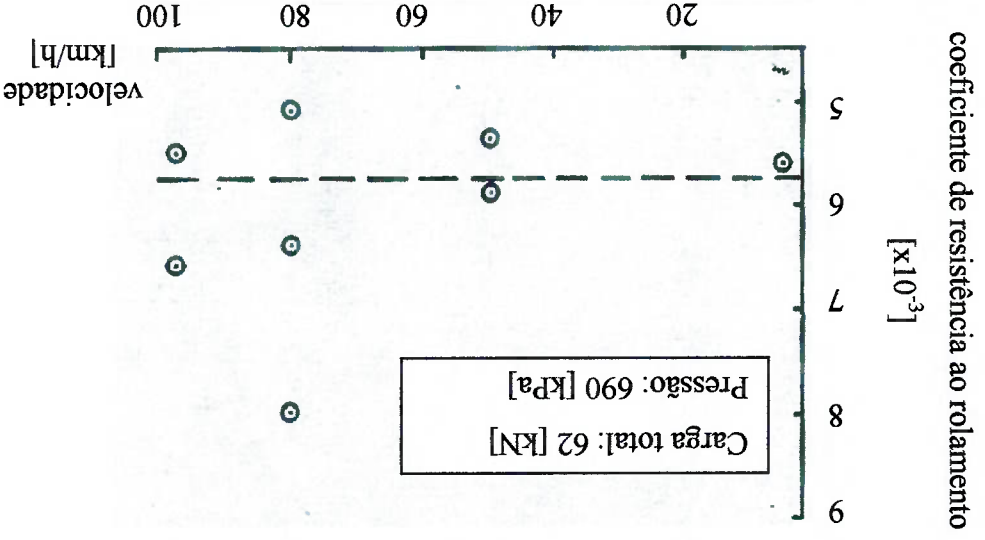
$$E_l = s \sum F_R = s W C_R \quad (24)$$

pelos pneus pode ser calculada por: unidade de volume de combustível) e s é a distância percorrida. A energia dissipada volume do combustível, M é a economia de combustível (distância percorrida por E_m é a energia total fornecida pelo combustível, H é o calor fornecido por unidade de

$$E_m = \frac{M}{Hs} \quad (23)$$

propõe um estudo baseado no conceito de "energia relativa do pneu" que é definido por: rolamento e a diminuição do consumo não é linear. O artigo publicado por Schuring^[43] ciclo de esforços mais brandos. A relação entre a diminuição de resistência ao do pneu. Deseja-se que o mesmo possua um perfil estrutural capaz de proporcionar um propriedades que privilegiem a "economia" energética. Outro fator relevante é o projeto As ineficiências podem ser minimizadas ao empregarem-se materiais com proporcionar uma redução de 1% no consumo de combustível^[16]. Acredita-se que uma redução entre 5 e 7% na resistência ao rolamento pode

Fig. 5.45: Coeficiente de resistência ao rolamento em função da velocidade (adaptado)^[120].



Os pneus são estruturas expostas à carregamentos cíclicos dinâmicos quando em operação. Nesse ciclo surgem esforços que resistem ao movimento. A resistência ao rolamento é acompanhada pela conversão de energia mecânica em térmica. Temperaturas elevadas podem provocar o colapso da estrutura culminando em acidentes fatais^[12]. O projeto de pneus requer o conhecimento das condições de uso de modo a otimizar a relação entre qualidade de serviço e custo. Diversas análises são aplicadas ao entendimento e determinação das solicitações impostas ao pneumático. Estudos relacionados à termodinâmica são muito importantes uma vez que o efeito térmico influencia o desempenho e a durabilidade do produto. Apesar de muitos estudos determinarem os esforços mecânicos presentes na operação de pneus, poucos são aqueles que consideram o efeito da distribuição de temperatura.

Na fabricação do pneu utilizam-se reações químicas responsáveis pela combinação das cadeias poliméricas. Essas cadeias, formadas por macro-moléculas, são “ligadas” entre si por meio de átomos de elemento químico enxofre (figura 5.46). Com esse processo, conhecido como Vulcanização, proporciona-se a elasticidade, flexibilidade e impermeabilidade a diversos fluidos (exemplo: água e ar).

5.8 Efeitos térmicos

Esse tema tem grande importância ambiental. Evitar uma crise mundial sem precedentes é função e responsabilidade dos indivíduos que compõe a sociedade atual. Para tanto devemos concentrar mais esforços a fim de minimizar o consumo inconsciente e predatório dos combustíveis fósseis.

combustíveis do que os pneus de automóveis.

indica que os pneus de caminhão oferecem maior potencial para economia de onde as constantes A , B , C e n caracterizam o tipo de veículo analisado. Esse estudo

$$M = A + \frac{(W - C)^n}{B} \quad (26)$$

Uma análise estatística sugere uma relação hiperbólica entre a economia de combustível M e a massa do veículo W descrita genericamente por

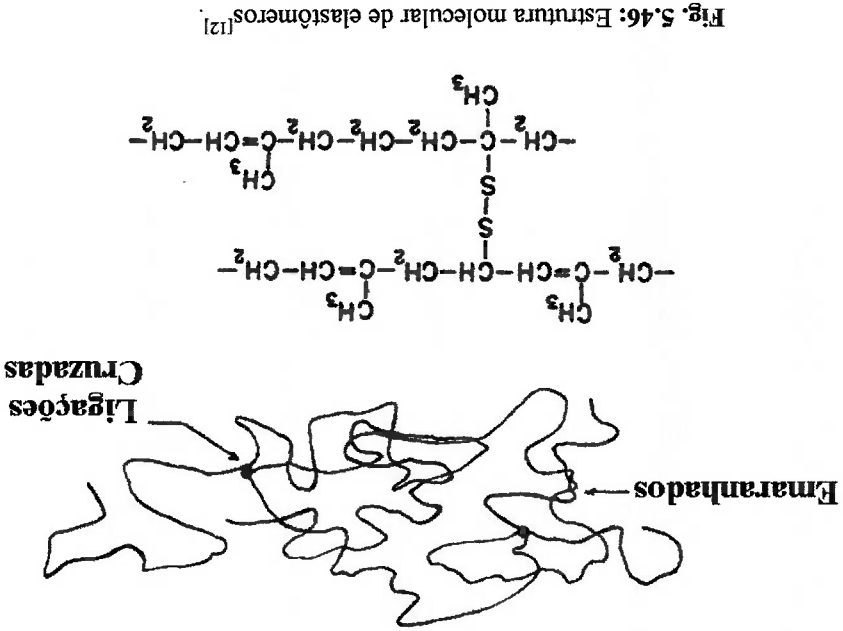
$$\frac{E'_m}{WMC^R} = \frac{E_m}{H} \quad (25)$$

O trabalho de Park et al.^[42] apresenta uma comparação entre a distribuição de temperatura prevista por um modelo matemático baseado no MEF e resultados experimentais. Segundo os autores o método apresentado proporciona resultados satisfatórios quando se empregam elementos cujo comportamento é regido por polinômios de ordem superior a 2. O trabalho de Fujikawa, Funazaki e Yamazaki^[40] apresenta um método para estimar a distribuição de temperatura na área de contato real.

momento, ocorreria o arrancamento e a deposição de material sobre o asfalto. Nesse caso a temperatura entre o asfalto e a borracha ultrapassam um valor limite. Nesse comportamento térmico da borracha. Os autores acreditam que as marcas são geradas por diferenças unidimensionais de condução de calor são utilizadas para examinar o comportamento térmico da borracha. O artigo de Sakai e Araki^[38] apresenta uma investigação de vulcanização de compostos. O trabalho de Pinheiro^[122] sugere um modelo matemático capaz de estimar o grau de vulcanização de compostos. O artigo de Sakai e Araki^[38] apresenta uma investigação matemática das marcas de pneu presentes em acidentes automobilísticos. Equações diferenciais unidimensionais de condução de calor são utilizadas para examinar o comportamento térmico da borracha. Os autores acreditam que as marcas são geradas quando a temperatura entre o asfalto e a borracha ultrapassam um valor limite. Nesse momento, ocorreria o arrancamento e a deposição de material sobre o asfalto.

O trabalho de Pinheiro^[122] sugere um modelo matemático capaz de estimar o grau de vulcanização de compostos. O artigo de Sakai e Araki^[38] apresenta uma investigação matemática das marcas de pneu presentes em acidentes automobilísticos. Equações diferenciais unidimensionais de condução de calor são utilizadas para examinar o comportamento térmico da borracha. Os autores acreditam que as marcas são geradas quando a temperatura entre o asfalto e a borracha ultrapassam um valor limite. Nesse momento, ocorreria o arrancamento e a deposição de material sobre o asfalto.

As moléculas dos elastômeros (polímeros que apresentam comportamento elástico) são combinadas nos "pontos de ligação cruzada" em um processo conhecido como *crosslink*. O aumento do número de ligações cruzadas eleva o módulo de elasticidade e a dureza do polímero. Em contraposição provoca redução da histerese e da magnitude do atrito interno além de restringir a deformação plástica^[12]. Fatores como massa, geometria e distribuições moleculares, nível de cristalização, dispersão e tipo dos enchiamentos além da densidade de ligações cruzadas influenciam drasticamente o comportamento viscoelástico do pneu^[31].



Os valores teóricos apresentam correlação satisfatória com os resultados experimentais e a difusividade do asfalto, o tamanho da área real de contato e as propriedades térmicas do pneu são apontados como os fatores mais significativos na elevação de temperatura. Os mecanismos de transferência de calor existentes em pneus em serviço constituem um problema de difícil compreensão. Um aumento significativo na temperatura de um pneu pode levá-lo ao colapso (figura 5.47) em um pequeno intervalo de tempo.



Fig. 5.47: Ruína estrutural de um pneu^[123].

Diversos estudos foram feitos e grande parte da literatura consultada credita a transformação de energia (que resulta em acréscimo de temperatura) principalmente às deformações cíclicas (impostas ao pneu pela sua utilização) e às propriedades viscoelásticas dos materiais constituintes. Existem basicamente 3 modos de transferência de calor: condução, convecção e radiação. No início da operação, o pneu está em equilíbrio térmico com o ambiente. Durante o rolamento, o pneu interage com o ambiente (ar, estrada, disco de freio^[123]) tocando energia. Os elementos que compõe a estrutura do pneumático possuem materiais (borracha, aço, nylon) cujas propriedades (condutividade térmica, densidade e calor específico) diferem significativamente entre si. Essa situação é agravada ao considerar-se a complexidade geométrica dos componentes. A associação desses fatores adiciona complicações para a solução das equações que governam o fenômeno de transferência de calor. O estudo de Oh et al.^[44] destaca a complexidade matemática ao modelar-se analiticamente o fenômeno de transferência de calor:

$$\bar{Q}_{rad}^{conv} = 13\% : 87\%$$

que:

Utilizando-se valores típicos como aqueles descritos na tabela abaixo, pode-se concluir

$$\bar{Q}_{rad}^{conv} = \sigma \varepsilon A T_3^4 : hA \quad (31)$$

comparar-se as resistências ao fluxo como segue:

A diferença entre esses dois tipos de transferência de calor pode ser determinada ao

$$\bar{Q}_{conv} = hA(T_w - T_\infty) = \frac{\left[\frac{hA}{1} \right]}{(T_w - T_\infty)} \quad (30)$$

Similarmente pode-se escrever a equação de convecção de calor como sendo:

$$\bar{Q}_{rad} = \frac{\left[\frac{\sigma \varepsilon A T_3^4}{1} \right]}{(T_w - T_\infty)} \quad (29)$$

considerada como uma resistência ao fluxo. A equação de Fourier pode ser escrita como de Stefan-Boltzmann σ , a emissividade ε , a área A e a temperatura média pode ser temperatura como a função potencial para o fluxo de calor. A combinação da constante $4T_3^4 \approx (T_2^4 + T_2^4)(T_w^4 + T_\infty^4)$. A radiação pode ser considerada como um fluxo e a

Quando a temperatura T_w encontra-se em patamares moderados pode-se dizer que

$$\bar{T} = \frac{2}{(T_w + T_\infty)}. \text{ Pode-se expandir o termo } (T_w^4 - T_\infty^4) \text{ em } (T_2^4 + T_2^4)(T_w^4 + T_\infty^4)(T_w - T_\infty). \quad (28)$$

$$\bar{Q}_{rad} = \sigma \varepsilon A (T_w^4 - T_\infty^4) = \sigma \varepsilon A (\Delta T^4) \approx \sigma \varepsilon A (dT^4) = \sigma \varepsilon A T_3^4 dT \approx \sigma \varepsilon A T_3^4 \Delta T \approx \sigma \varepsilon A T_3^4 (T_w - T_\infty) \quad (28)$$

potência entre a temperatura superfície do pneu T_w e a temperatura ambiente do ar T_∞ . constante de Stefan-Boltzmann σ e a diferença absoluta (graus Kelvin) elevada à quarta potência pode ser linearizado. A transferência de calor por radiação \bar{Q}_{rad} é proporcional à temperatura em uma faixa moderada, o termo não linear (T^4) da equação de radiação quantidade de calor transmitida por radiação e por convecção. Quando a temperatura T é a temperatura [44]. Os autores apresentam uma comparação entre a são coordenadas curvilíneas, ρ é a densidade, c_p é o calor específico, k é a condutividade J é o Jacobiano bidimensional, $\alpha, \beta, \gamma, \sigma$ e τ são coeficientes de transformação, (ξ, η)

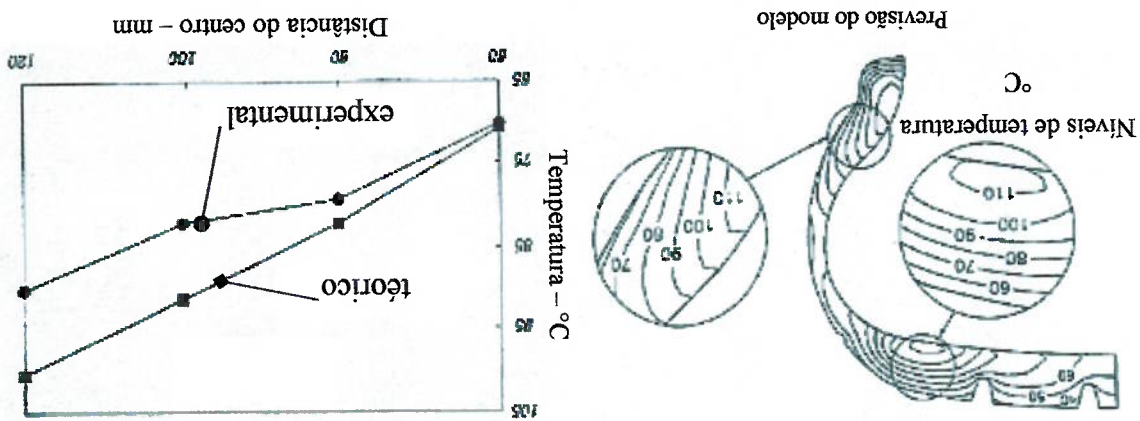
$$J \rho c_p T_i + \frac{J}{\left[\alpha k_\xi - \beta k_\eta \right] T_\xi + \left[\gamma k_\xi - \sigma k_\eta \right] T_\eta} + \frac{J}{k(\alpha T_\xi^2 - 2\beta T_\xi T_\eta + \gamma T_\eta^2 + \sigma T_\xi + \tau T_\eta^2)} + JS = 0 \quad (27)$$

Esse fenômeno físico está intimamente relacionado à dinâmica da interação entre solo – pneu – aro – suspensão – carroceria.

O pneu possui diversas imperfeições provenientes do processo de fabricação. Essas regiões irregulares introduzem excitações mecânicas que afetam o comportamento dinâmico do conjunto. A falta de uniformidade caracteriza os esforços transmitidos entre o pneu e o solo. As variações periódicas (pois se repetem a cada volta do pneu) dependem da velocidade e do nível de “desuniformidade”. Parte do veículo vibra e irradia energia sonora (usualmente incômoda aos ocupantes do veículo). Existem diversos estudos sobre os efeitos patológicos de vibrações no corpo humano^[46].

5.9 Vibrações

Fig. 5.48: Resultados do trabalho de Oh et al (modificado)^[44]



Apesar de existirem modelos analíticos simplificados, é muito difícil estimar a taxa de geração de energia em pneus porque é complicado compreender exatamente os mecanismos de geração de calor atuantes. Geralmente o calor é gerado pelo atrito entre moléculas quando um material está sob condições repetidas de solicitação mecânica (exemplo: torção, compressão, cisalhamento). Mas por meio de simulações matemáticas, pode-se estimar a temperatura (figura 5.48) em determinadas regiões do pneu e compará-las com aquelas obtidas experimentalmente.

Tabella X: Propriedades térmicas típicas do pneu (adaptado)^[44]

T''	313 [K]	T_{∞}	298 [K]	ϵ	0,96	$40 \left[\frac{m^2 K}{W} \right]$	h
-------	---------	--------------	---------	------------	------	-------------------------------------	-----

A influência do solo e das frequências naturais inerentes à estrutura do pneu serão consideradas no fim desse item pois não dependem do grau de desuniformidade, dado que esse em geral é pequeno.

Um pneu comum exibe áreas irregulares cujas origens podem ser classificadas em dois grupos:

- a) Dimensional: caracterizada e medida pelo *run out* do pneu (figura 5.49). É a variação do raio do pneu medido em um plano perpendicular à seu eixo de rotação. Medições realizadas^[124] em pneus radiais e convencionais (entre 10 e 180 [km/h]) mostraram crescimento no diâmetro externo de 1 a 3 [mm] para radiais e 10 a 12 [mm] em convencionais.



Fig. 5.49: Exemplo de medição de *run out* (modificado)^[124].

Fazendo a expansão em série de Fourier, o “sinal” pode ser representado como uma série de curvas do tipo seno. Cada uma surge à uma frequência igual à um múltiplo inteiro da frequência fundamental da roda e é denominada harmônica. A soma das harmônicas, considerando-se seus ângulos de fase, representa a curva original do *run out*. As amplitudes A_n são as magnitudes dos coeficientes de uma onda periódica (série de Fourier), f é a frequência da roda e ϕ_n é o ângulo de fase.

$$F(t) = A_0 + \sum_{n=1}^N A_n \sin(2\pi n f t + \phi_n) \quad (32)$$

- b) Desbalanceamento: teoricamente esse efeito não representa grandes problemas pois o conjunto pneu – aro pode ser balanceado estática e dinamicamente.

Ilustra-se a alteração da força radial em função das irregularidades na figura 5.50.

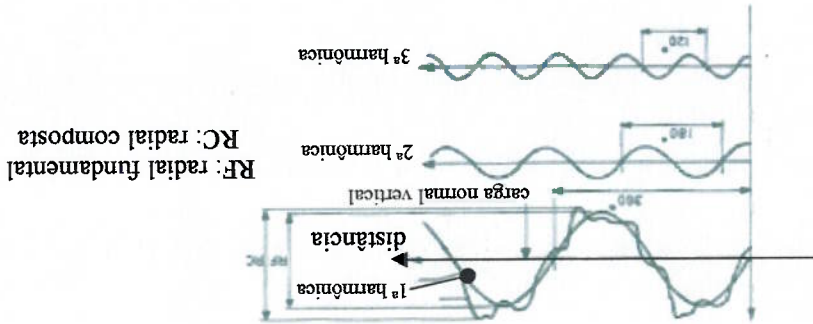


Fig. 5.50: Gráfico típico de variação de força radial (modificado)^[124].

Os efeitos das desuniformidades do pneu são “sentidas” como vibrações pelos ocupantes do veículo. A SAE classifica as vibrações conforme a Tabela XI.:

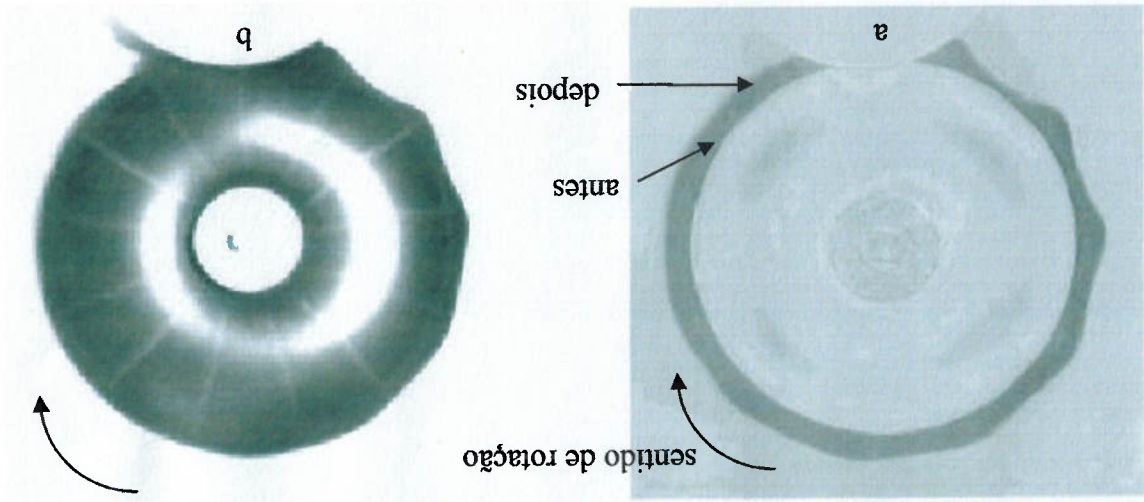
Tabela XI: Classificação SAE para as vibrações causadas pelo pneu. Citado em Dijkstra^[44].

Nomenclatura SAE	Velocidade [km/h]	Frequência [Hz]	Breve descrição	
Shake	80 – 130	5 – 25	Modo de vibrar de “todo” veículo	
Flutter	80 – 140	8 – 20	Oscilação forçada das rodas direcionais	
Wobble	40 – 100	4 – 8	Oscilação auto excitada das rodas direcionais sem tramp	
Shimmy			Oscilação auto excitada das rodas direcionais acompanhada de tramp	
Thump	30 – 110	30 – 60	Vibração periódica sincronizada com a rotação da roda	
Roughness	50 – 110	30 – 130	Vibração gerada por um pneu rolando em superfície lisa	
Harshness	x	15 – 100	Interação entre pneu e irregularidades do solo	
Hop	x		Oscilação vertical	
Tramp	x		Oscilação vertical de fase oposta ao hop	

Um fenômeno interessante, conhecido como ondas estacionárias^[63] (*standing waves*), é responsável por uma séria limitação de performance para veículos em alta velocidade. As elevadas tensões, decorrentes da presença das ondas estacionárias, solicitam severamente o pneu podendo ocasionar sua falha precoce. Alguns trabalhos relativos à vibração e propagação de ondas mecânicas foram desenvolvidos a fim de melhor compreender-se o fenômeno^[125,126,127]. O trabalho de Chatterjee, Cusumano e Zolock^[128] apresenta uma combinação de modelagem matemática com ensaios experimentais aplicada à pneus de aeromodelismo. Segundo os autores, alguns trabalhos disponíveis na literatura apresentam explicações variadas e confusas sobre esse fenômeno. Costuma-se associá-lo à presença de impactos, ressonâncias ou instabilidades. O aparato experimental utilizado está detalhado na figura 5.51. Um termopar infravermelho foi utilizado para medir a temperatura ao longo da circunferência do pneu, uma sonda ótica monitorou as vibrações superficiais e uma câmera de vídeo foi utilizada para medir o formato dos pneus em diversas velocidades.

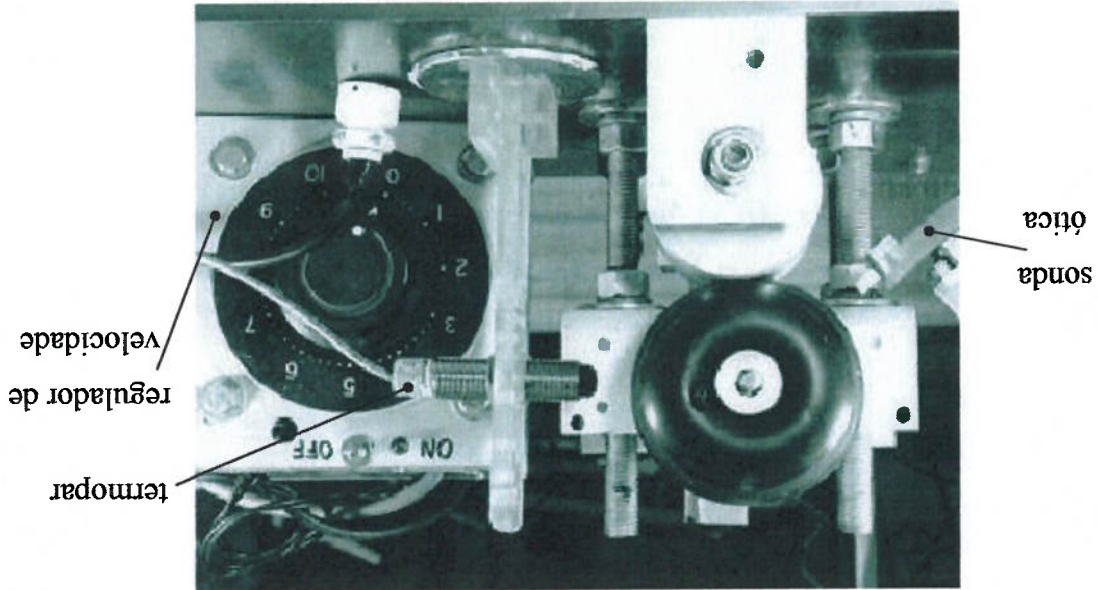
A figura (a) contém uma superposição de imagens capturadas antes e depois do surgimento do fenômeno. Nota-se um aumento significativo da área de contato. A figura (b) foi obtida com a projeção de luz proveniente de um estroboscópio. Nota-se o aparecimento de linhas radiais enquanto o pneu gira. A figura 5.53 contém imagens obtidas da câmera de vídeo. Nota-se a evolução do fenômeno com o incremento da velocidade. O sentido de rotação é o mesmo das figuras anteriores.

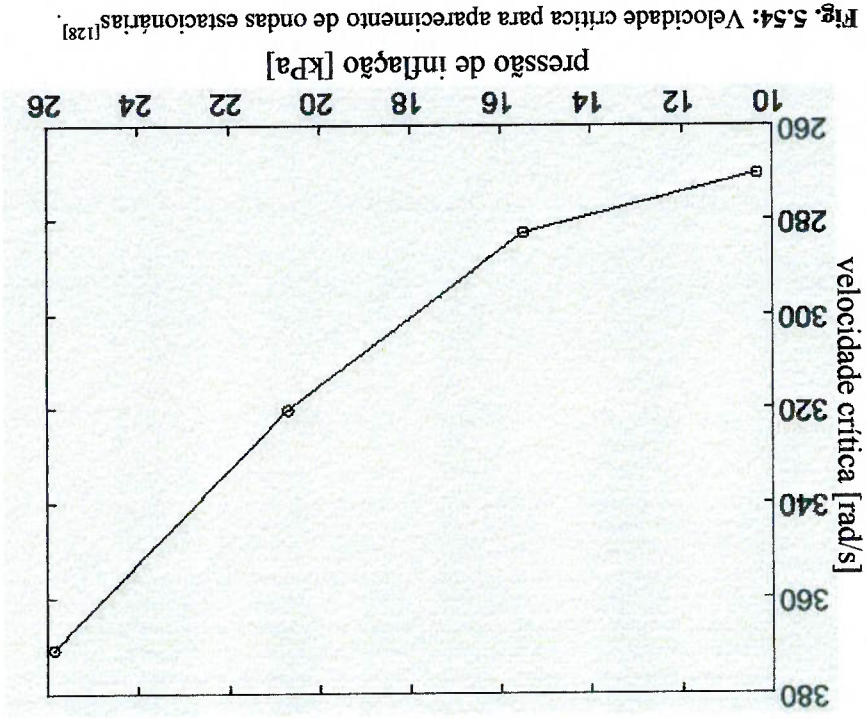
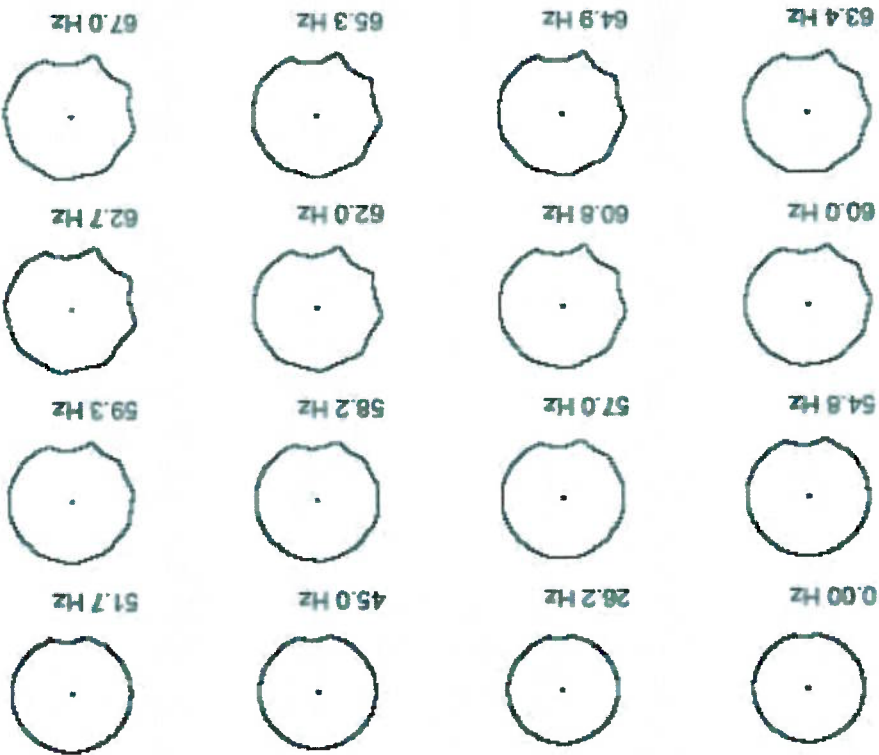
Fig. 5.52: Aparato experimental empregado na visualização de ondas estacionárias (modificado) [128].



Resultados interessantes foram obtidos desse estudo. A figura 5.52 destaca a intensidade das deformações derivadas das ondas estacionárias.

Fig. 5.51: Aparato experimental empregado na visualização de ondas estacionárias (adaptado) [128].





Alguns trabalhos anteriores já haviam concluído que a velocidade crítica para o surgimento de tais ondas é função crescente da pressão de inflação. O presente trabalho confirmou tal expectativa.

O artigo em questão é muito interessante uma vez que conceitua o fenômeno, destaca sua importância, restringe sua aplicação (altas rotações), apresenta um modelo que proporciona resultados satisfatórios em relação à medições experimentais e sugere um dispositivo para suprimir o aparecimento das ondas estacionárias. Apesar de ser relativamente esdrúxulo, o dispositivo teve sua eficiência comprovada experimentalmente (figura 5.55).

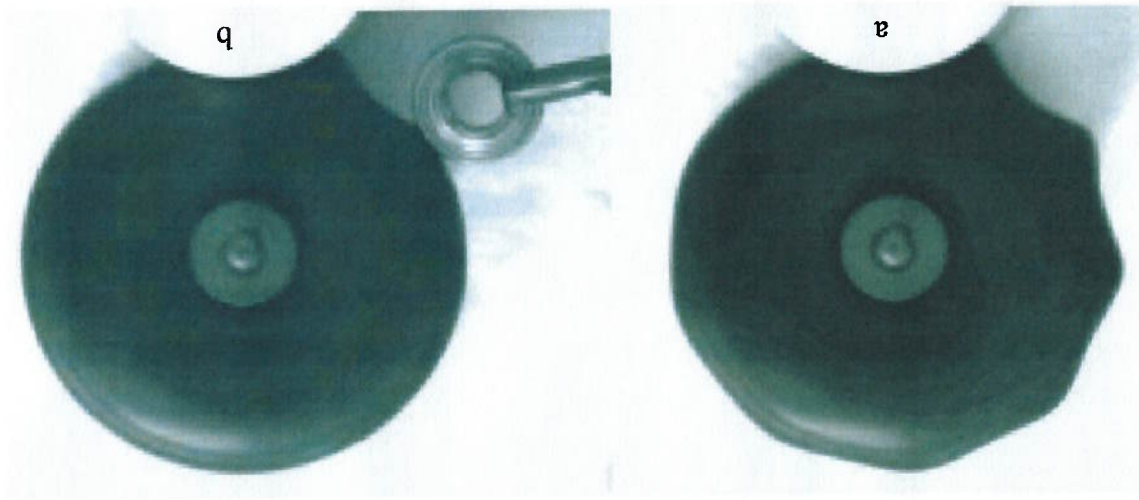


Fig. 5.55: Análise experimental do fenômeno^[128]

a) Surgimento das ondas estacionárias. b) Dispositivo proposto para extingui-las.

O artigo de Liedl e Köhler^[129] contém investigações experimentais sobre o ruído provocado pelo pneu. O trabalho considera a influência das topografias superficiais de diversos pavimentos assim como a presença de fluidos no solo. O artigo de Donavan e Oswald^[130] apresenta um estudo dos efeitos da topografia superficial, velocidade, carga, pressão de inflação e direção de rotação sobre a geração de ruído. O artigo de Walker^[131] destaca que a separação entre o ruído periódico do pneu e do asfalto é fundamental para interpretar a interação entre ambos. Sugere que a topografia superficial do pavimento, o desenho da banda de rodagem do pneu e os materiais empregados na confecção de ambos são determinantes no nível de ruído gerado. Outros artigos já haviam ressaltado a importância de tais efeitos^[91].

5.10 Impacto

A resistência ao impacto é um dos fatores mais importantes no comportamento dos pneus. Impactos na banda de rodagem e no flanco podem causar prejuízos à estabilidade dinâmica e estrutural do pneu.

O desgaste erosivo, citada no item 5.6, é um clássico exemplo de impacto seguido de remoção de material. A erosão é um mecanismo de desgaste abrasivo decorrente do impacto entre uma superfície qualquer e partículas discretas^[97] (sólidos presentes em algum fluxo ou partículas de fluido).

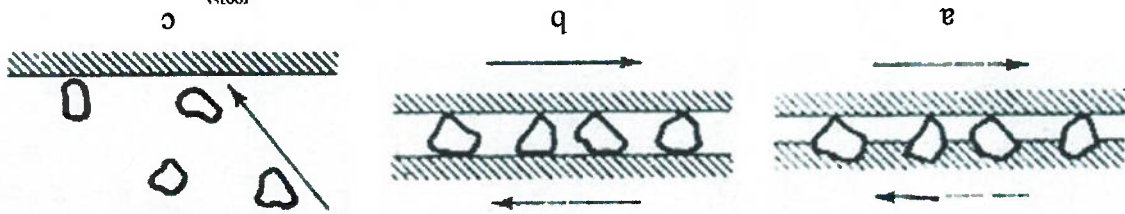


Fig. 5.56: Ilustração dos tipos de desgaste abrasivo (adaptada)^[97].

Nesse tipo de desgaste variáveis como dureza, formato e velocidade da partícula assim como o ângulo de incidência e as propriedades mecânicas da superfície "atacada" são determinantes na intensidade do dano provocado (taxa de arrancamento de material)^[97]. Uma ilustração do processo de penetração de uma partícula rígida incidindo normalmente à uma superfície plana é mostrada na figura 5.57. O desgaste erosivo ocorre principalmente devido à deformação plástica e arrancamento de material.

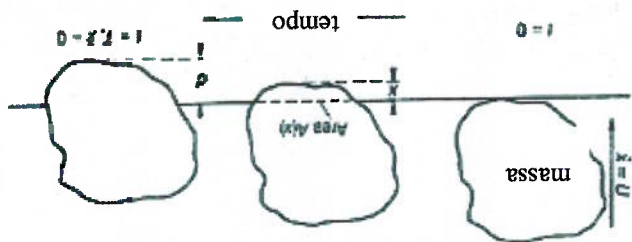


Fig. 5.57: Penetração de uma partícula rígida em uma superfície plana.^[97]

- a) abrasão entre "dois corpos": o desgaste é provocado por protuberâncias que pertencem à um dos corpos.
- b) abrasão entre "três corpos": as partículas estão livres para rolar e deslizar entre as superfícies.
- c) erosão.

O impacto pode ser interpretado como uma colisão entre dois ou mais corpos. De acordo com a 2ª lei de Newton, a resultante das forças F_r aplicada em uma partícula de massa m na direção r é dada por:

$$F_r(\tau) = m \frac{dv_r}{d\tau}, \quad r = x, y, z \tag{33}$$

τ representa o tempo e a quantidade v_r é a componente da velocidade na direção r [132].

A equação (33) pode ser integrada ao longo da trajetória do movimento (pontos genéricos 1 e 2) fornecendo:

$$\frac{1}{2}mv_2^2 - \frac{1}{2}mv_1^2 = \int_1^2 (F_x dx + F_y dy + F_z dz) \tag{34}$$

ou em uma forma mais compacta: $\Delta T = W_{1 \rightarrow 2}$, no qual $W_{1 \rightarrow 2}$ é o trabalho realizado pela resultante das forças externas e ΔT representa a variação na energia cinética. Esse é o teorema da energia cinética. O produto da massa m pela velocidade v_r é, por definição, o momento linear. Ao integrar-se a equação (33) em relação ao tempo obtêm-se:

$$mv_r(\tau_2) - mv_r(\tau_1) = \int_{\tau_1}^{\tau_2} F_r(\tau) d\tau = P_r, \quad r = x, y, z \tag{35}$$

P_r é denominado impulso de $F_r(\tau)$. As mesmas relações podem ser obtidas para o movimento rotativo. Considerando H_r como sendo o momento angular, N_r como sendo o momento resultante na direção r , I_r representando o momento de inércia em torno do eixo r e ω_r como sendo a velocidade angular correspondente, calcula-se o impulso do momento M_r como::

$$I_r \omega_r(\tau_2) - I_r \omega_r(\tau_1) = M_r \tag{36}$$

As equações (33) e (35) formam uma sólida base no estudo do impacto [132]. A equação (36) é conhecida como o teorema do momento angular. O histórico de deformações durante o impacto é modelado na figura 5.58.

O coeficiente de restituição (e), em conjunto com as equações dos impulsos e momentos lineares e angulares, proporciona um simples procedimento para prever o movimento de dois corpos imediatamente após o impacto. Originalmente o coeficiente de restituição cinemático foi proposto por Newton como sendo a relação entre a velocidade de afastamento e a velocidade de aproximação. Subseqüentemente Poisson definiu esse coeficiente como a relação entre o impulso normal durante a fase de restituição e o impulso normal durante a fase de deformação. Brach^[132] afirma que o coeficiente de restituição depende do formato, dos materiais e das velocidades iniciais

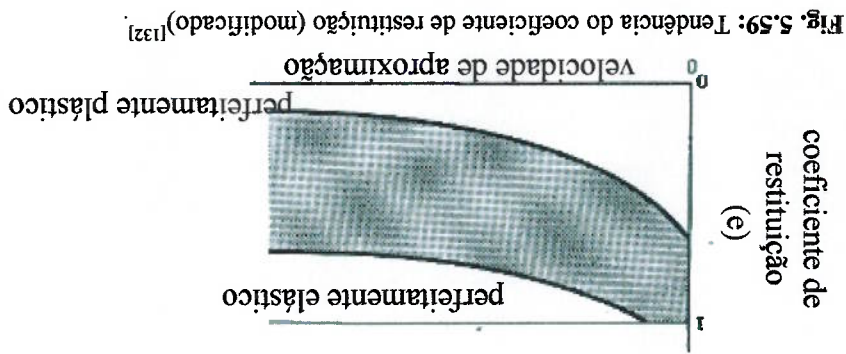


Fig. 5.59: Tendência do coeficiente de restituição (modificado)^[132].

5.59).

Durante a fase inicial do contato, deformações normais de caráter compressivo ocorrem. Parte delas é revertida durante a fase de retorno. Colisões reais transformam energia e são acompanhadas por redução na velocidade de retorno e possíveis deformações permanentes (pontos A e B). Caso seja uma colisão elástica, não ocorrerá deformação permanente (ponto C). A intenção da abordagem clássica é o cálculo das velocidades finais presumindo-se que as velocidades iniciais são conhecidas (figura

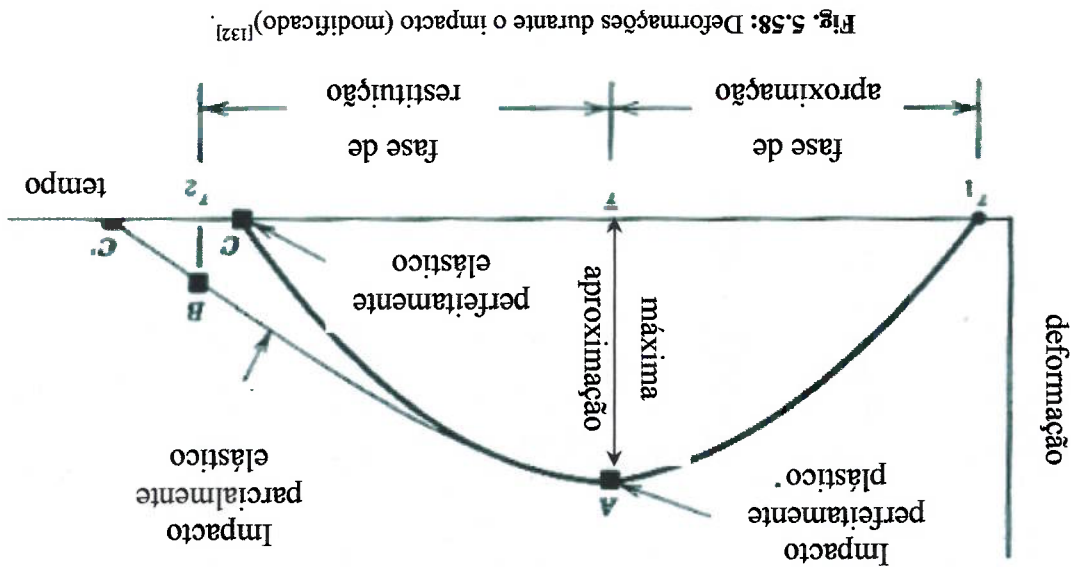


Fig. 5.58: Deformações durante o impacto (modificado)^[132].

Apesar de adotar modelos bem simples, o estudo de Johnson^[136] apresenta um interessante estudo sobre a propagação de ondas elásticas (longitudinais e torsionais) devido ao impacto. O artigo de Olesen e Nolen^[137] apresenta uma série de testes de impacto à hipervelocidade (acima de 3 km/s). O trabalho de Tanaka et al.^[138] apresenta testes de impacto em componentes fabricados com fibras de alta resistência. Ambos estudos versam sobre estruturas espaciais.

Por se tratar de um fenômeno complexo, o estudo do impacto em pneus requer uma abordagem teórica mais avançada do que aquela apresentada no início desse item. Existe pouca literatura disponível sobre esse assunto.

5.11 Falhas

A falha é definida como o “fim da habilidade de um item desempenhar suas funções”^[139]. A falha em materiais de engenharia é quase sempre um evento indesejado. Geralmente a escolha equivocada de materiais, sua fabricação, o projeto inadequado ou a incorreta utilização de um sistema, são os responsáveis pelo surgimento de falhas. Espera-se que os responsáveis pelo projeto sejam capazes de antecipar o colapso da estrutura e prever seu comportamento na presença de falhas. Inúmeras pesquisas, realizadas nas últimas décadas, tornaram possível a evolução de duas importantes áreas científicas: a Mecânica da Fratura^[140] e a Mecânica do Dano^[141]. Segundo Mazars e Cabot^[142] as duas teorias estão correlacionadas sendo que a primeira aplica-se quando uma trinca inicia sua propagação e a segunda preocupa-se com a evolução das propriedades mecânicas do contínuo devido à propagação da trinca (exemplo: degradação da resistência mecânica). Os autores apresentam, à luz da termodinâmica, a relação existente entre elas. O trabalho de Tang, Tai e Lee^[143] apresenta um modelo capaz de estimar a evolução do dano em polímeros. A validade do modelo é limitada uma vez que se assume que os danos e as deformações do material sejam isotrópicos. O estudo de Voyiadjis e Park^[144] propõe um modelo constitutivo, baseado no MEF, para prever a evolução dos danos anisotrópicos em materiais compostos. Voyiadjis e Deliktas^[145] propuseram um modelo que incorpora o dano anisotrópico e a teoria da plasticidade para materiais compostos. O artigo de Arramon et al.^[146] apresenta um critério de falha para materiais anisotrópicos que exibem comportamento elastoplástico. Existem diversos mecanismos capazes de provocar a falha de um componente ou sistema. Alguns deles foram citados no item 5.6. Segundo Collacott^[139] pode-se classificar a falha de 5 maneiras. São elas:

a) Classificação de engenharia: dividido em falha intermitente (o componente deixa de exercer sua função durante um pequeno período de tempo, retomando sua atividade normal) e falha permanente (onde o componente perde definitivamente a capacidade de exercer sua função. Retornará suas atividades normais após intervenção/substituição de alguma “peça”).

Um outro conceito de fundamental importância para interpretar-se as falhas é a confiabilidade dos sistemas. A leitura do artigo de Fragoia^[149] provê uma perspectiva histórica do desenvolvimento da confiabilidade e da análise de risco. O trabalho de Mahadevan e Raghoebaram^[150] propõe uma metodologia de simulação para estimar a confiabilidade de grandes estruturas. O método proposto emprega uma abordagem híbrida: técnica analítica probabilística seguida de simulação numérica (baseada no MEF). O artigo de Shen, Lin e Mu^[151] apresenta um modelo probabilístico para estimar o dano acumulado devido à fadiga. Os autores citam que a utilização da curva determinista S/N (tensão x número de ciclos) implica em erros uma vez que a mesma desconsidera que o dano acumulado é uma variável aleatória. Encontra-se na literatura vasta quantidade de trabalhos sobre fadiga^[152]. O estudo de Fatemi e Yang^[152] apresenta uma revisão de diversos modelos para análise de fadiga. O trabalho publicado por Liu et al.^[153] destaca um estudo sobre fadiga unidirecional em compostos. Walter^[154] afirma que a fadiga dos materiais é o mecanismo de falha mais importante no que se refere à Mecânica de Pneumáticos. Esse estudo conclui que a falha em pneus é

modelo padrão (exponencial) pois considera o efeito da manutenção. Segundo os autores o modelo sugerido é mais realístico do que o para análise de falhas. O trabalho de Haugen, Hokstad e Sandtorv^[148] apresenta um modelo alternativo para análise de falhas. Segundo os autores o modelo sugerido é mais realístico do que o modelo padrão (exponencial) pois considera o efeito da manutenção. Segundo os autores o modelo sugerido é mais realístico do que o modelo padrão (exponencial) pois considera o efeito da manutenção.

- O artigo de Rausand e Oien^[147] discute sobre os conceitos básicos da análise de falhas. O trabalho de Haugen, Hokstad e Sandtorv^[148] apresenta um modelo alternativo para análise de falhas. Segundo os autores o modelo sugerido é mais realístico do que o modelo padrão (exponencial) pois considera o efeito da manutenção.
- danos ao operador) ou “seguros” (uma máquina apenas falha ao ser ligada).
- e) Classificação de risco: perigosos (uma máquina falha ao ser ligada causando danos ao operador) ou “seguros” (uma máquina apenas falha ao ser ligada).
 - d) Classificação das causas da falha: desgaste (vide item 5.6), erro de utilização (solicitações não previstas pelo projeto) ou projeto inadequado (não desempenha adequadamente as funções para as quais foi especificado).
 - c) Classificação da velocidade da falha: gradual (pode ser prevista por ensaios ou observação) ou repentina (não pode ser prevista por métodos experimentais ou observação).
 - b) Classificação do grau da falha: falha completa (onde o sistema não consegue desempenhar sua função principal) ou parcial (exerce parcialmente sua função principal). O autor cita que essa classificação é baseada na interpretação das funções do equipamento/sistema.

um fenômeno “auto excitado”. Chow e Lu^[155] propõem um estudo unificado para metais e polímeros no que se refere à propagação de trincas de fadiga.

Takeyama, Matsui e Hijiri^[156] estudaram falhas em pneus devido à deterioração da adesão entre os materiais compostos. A perda de adesão (em pneus de avião) devido à presença de elevadas temperaturas foi estudada por Clark^[157]. Orjela, Riva e Fiorentini^[158] estudaram o comportamento dos materiais quando submetidos à compressão e tração. Determinaram algumas propriedades mecânicas como a carga crítica para a flambagem e formação das “ondas de Euler”. Rezende e Botelho^[159] salientam a importância do uso de compostos estruturais na indústria aeroespacial. Gonçalves, Almeida e Neto^[160] apresentaram um programa experimental para determinar as tensões e os modos de falha de cilindros submetidos a cargas axiais. Moraes, Almeida e Godfroid^[161] discutiram os danos decorrentes de impactos repetidos em compostos de matriz polimérica.

Os acidentes provocados por falhas em sistemas veiculares são objeto de estudo de diversos trabalhos. O artigo de Becherer, Oehler e Raste^[17] menciona a importância dos sistemas de intervenção na segurança veicular. Os mesmos devem garantir que a falha seja reconhecida em tempo suficiente. Um exemplo clássico é o sistema de monitoração de pressão^[36]. Caso o pneu opere em alta velocidade e com pressão de inflação inferior àquela especificada, as chances de ocorrerem graves acidentes são substancialmente elevadas. O regime térmico exerce forte influência sobre a distribuição de probabilidade de ocorrência de falhas. Esse tema é estudado por Park et al^[42] e Oh et al^[44]. Nakatsuji et al.^[162] propôs um modelo para calcular o coeficiente de atrito para evitar acidentes em estradas cobertas por neve ou gelo.

Um dos critérios de projeto mais importantes, e talvez o mais difícil, é a previsão da falha. Os principais mecanismos de falha em borrachas são^[163]:

- imperfeições “adquiridas” no processo de fabricação (exemplo: extrusão ou vulcanização),
- fadiga
- degradação do material devido ao ambiente de utilização (condições térmicas e mecânicas)

Simo^[164] desenvolveu um modelo de falha para polímeros simulando a perda de rigidez e a dissipação energética. Govindjee e Simo^[165,166] simularam o dano em polímeros utilizando modelos fundamentados em “Micro-Mecânica”. Recentemente Cheng e

Becker^[167] simularam a propagação de trincas em elastômeros utilizando o conceito do “J-integral” da mecânica da fratura. Utilizando o método de “virtual crack extension” de Pildaparti, Yang e Soedel^[168] calcularam os carregamentos críticos para propagação de trincas. Além da fratura da matriz polimérica, os modos críticos de falha em pneus que utilizam materiais compostos são o descolamento existente entre as camadas de materiais dissimilares, o arrancamento de material (por “falta” de adesão) e a micro flambagem das cordas^[163]. Outros fatores secundários são: esforços mecânicos, térmicos e os efeitos da viscoelasticidade. Informações mais profundas sobre impacto e falhas podem ser encontradas na coletânea de artigos editado por Jones e Wierzbicki^[254].

5.12 Pressão de inflação

O ar atmosférico é o fluido interno mais utilizado para conferir a pressão de inflação. Setright^[169] classifica o ar como sendo o único responsável pelo cumprimento das funções do pneu, relegando as “partes restantes da estrutura” a meros acessórios complementares. Conforme citado 5.3.2, pode-se perceber que a pressão do fluido interno ao pneu exerce papel fundamental no que tange a realização dos requisitos mecânicos. A influência da pressão do fluido interno no contato e sustentação estrutural é ilustrada na figura 5.62.

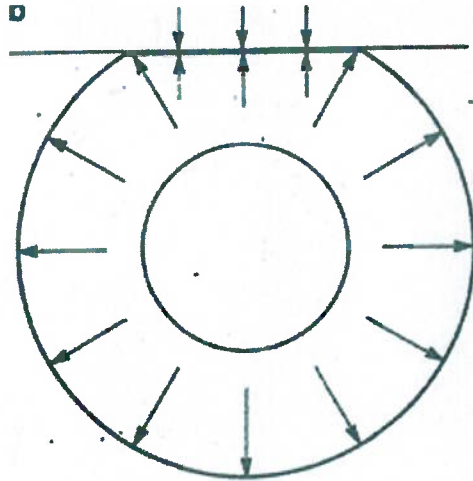


Fig. 5.62: Pressão do fluido interno^[15].

Ajustar a pressão de inflação é uma forma de aumentar a performance de tração de pneus. A pressão, em conjunto com as propriedades do pneu, determina a rigidez da estrutura (tendo influência significativa na área e na distribuição de contato). Sabe-se que a diminuição da pressão proporciona um aumento na capacidade de tração do veículo pois aumenta a área de contato entre pneu e solo. Existem malefícios decorrentes do decréscimo excessivo da pressão: aumento da resistência ao rolamento, dificuldade de condução de calor (podendo provocar o colapso precoce da estrutura) e aumento do desgaste. Um método de cálculo para determinar-se a pressão ideal é apresentado por Lee e Kim^[32].

Chatterjee, Cusumano e Zolock^[128] destacam a importância da pressão de inflação no fenômeno de ondas estacionárias. O artigo de Patwardhan, Tan e Tomizuka^[170] cita a importância da pressão de inflação ao abordar a explosão do pneu. A perda da pressão interna ocorre rapidamente (em torno de 0,5 s). O ar expande-se de maneira adiabática promovendo redução no diâmetro do pneu, perturbações dos esforços presentes na suspensão e aumento da resistência ao rolamento. Os autores apresentam um modelo para detectar a explosão do pneu e um sistema capaz de controlar o veículo na presença de uma. O artigo de Costemalle^[171] sugere um modelo teórico capaz de prever a perda de pressão interna em diversas temperaturas.

A pressão de inflação possui substancial importância no desempenho dinâmico do veículo. Apresenta-se na figura 5.63 um exemplo de uma medição experimental para mapear a distribuição de pressão na região de contato. Além da função estrutural, a pressão do fluido interno é determinante na distribuição da pressão de contato.

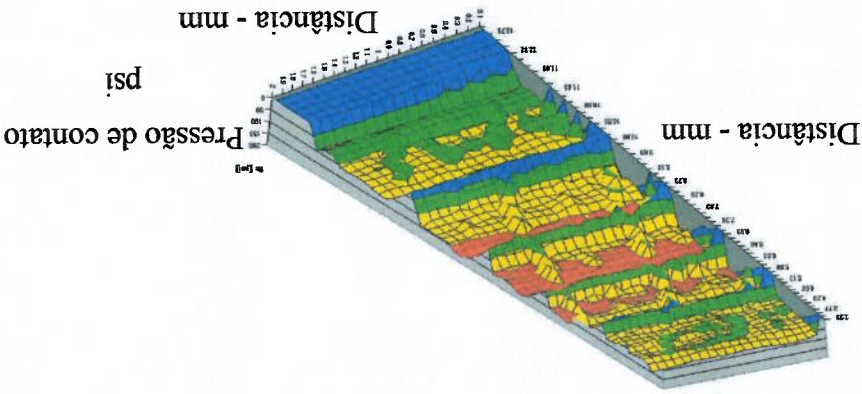


Fig. 5.63: Distribuição da pressão de contato⁸.

⁸ Fonte: arquivo interno da Pirelli Pneus S/A.

Capítulo 6: Ensaios Experimentais

“A ausência de evidências não é a evidência de ausências.”⁸

⁸ Carl Sagan (1934 – 1996).

6 Ensaio Experimentais

6.1 Introdução

Beckwith, Marangoni e Lienhard^[172] dizem em seu livro: “Qualquer coisa que exista, existe em alguma quantidade”. A determinação dessa “alguma quantidade” é a premissa básica dos ensaios experimentais. O processo consiste em obter uma comparação quantitativa entre um padrão predefinido e uma “medição”. O termo “medição” é empregado para designar a observação e quantificação de um parâmetro físico em particular.

O padrão de comparação deve ser do mesmo caráter e geralmente é prescrito e definido por normas de um órgão legal, uma agência reconhecida ou uma organização internacional. Alguns exemplos: Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial (INMETRO), ALAPA, ETRTO, DOT entre outros.

A medição prove informações quantitativas do estado físico das variáveis ou processos que antes eram apenas estimados. A medição é o “veículo” para a compreensão do mundo físico e para a validação de novas teorias ou projetos. É o alicerce básico para as pesquisas, projetos e novos desenvolvimentos. Possui papel fundamental nas atividades de engenharia. Mas as medições possuem incertezas. Essas devem ser estimadas antes de interpretar-se os resultados. Informações interessantes sobre como julgar e apresentar as medições e seus respectivos “erros” podem ser encontradas em Beckwith, Marangoni e Lienhard^[173].

Para realizar as medições, os cientistas devem criar os experimentos. Define-se experimento como o conjunto de testes onde mudanças propositalmente são introduzidas nas variáveis do processo. A resposta do sistema, decorrente de tais alterações, é medida. De acordo com Montgomery^[174], o objetivo dos experimentos é identificar as razões que conduziram o sistema a adotar o comportamento observado.

O projeto do experimento deve ter como objetivo a representação fiel do fenômeno físico de interesse. Porém, devido à complexidade de alguns “mecanismos da natureza”^[175], nem sempre é viável desenvolver um experimento capaz de emular o fenômeno. Empregam-se testes simplificados que inferem a influência de uma variável isolada. Mas a experiência acumulada ao longo de exaustivas tentativas permite uma conclusão empírica, ou seja, mediante o conhecimento de “uma parte do todo”, extrapolam-se as informações para estimar-se o comportamento do “todo”. Além disso

deve-se considerar a Repetibilidade e Reprodutibilidade (R&R) do experimento desenvolvido. Entretanto é utopia esperar-se que um ensaio de tração na neve forneça resultados “iguais”. São evidentes as dificuldades em reproduzir-se “neve” com as mesmas características. Pior do que isso é garantir que a deterioração das propriedades mecânicas das “diferentes neves” seja igual. Em situações similares à essa, os cientistas costumam empregar testes relativos ao invés de absolutos. Em contrapartida, existem ensaios que exibem elevado grau de R&R. Essa categoria “oferece a chance” da padronização, permitindo que seus resultados possam ser confrontados de maneira absoluta.

A forma com que os fenômenos serão caracterizados e mensurados é definitiva para a exatidão do resultado final. Segundo o princípio de Abbé (Ernst Abbé) “a escala (linha de ação de referência) de um sistema de medição linear deve ser colinear com a dimensão espacial (ou deslocamento) a ser medido. Caso contrário a medição deve ser corrigida considerando-se o erro associado”. Resumindo: é aconselhável a execução de medições diretas em detrimento das medições indiretas. Caso a configuração inviabilize tal atividade, os erros envolvidos serão propagados, devendo portanto, serem considerados.

A análise e interpretação dos resultados é a última tarefa da fase experimental. Os analistas devem extrair “informações” de um conjunto de “dados” obtidos experimentalmente. Essa destreza “torna-se disponível” após diversos e seguidos estudos. Segundo Sagan “a ausência de evidências não é evidência de ausências”. Contudo, para “ousar” concluir-se que existe ausência de evidências, é inevitável que uma investigação experimental seja conduzida.

6.2 Revisão bibliográfica

A indústria automobilística exige, cada vez mais, produtos padronizados e adaptados para alguma utilização peculiar. Para atender os critérios de desempenho dos mais variados modelos de veículo em diferentes condições climáticas, é necessário o desenvolvimento, e posterior experimentação, de novos tipos de pneus.

Geralmente os critérios de desempenho são estabelecidos pela empresa fabricante do veículo ou estão discriminadas em metodologias legais. O aumento da demanda de pneus induz um aumento direto na demanda por equipamentos que sejam capazes de desenvolver os testes previstos pelas normas^[176]. Percebe-se uma evolução dos

equipamentos, pois os mesmos incorporam as novas tecnologias. Um exemplo dessa evolução é a utilização de técnicas baseadas em interferometria^[177], ilustrada na figura 6.1, para inspeção de pneus^[178].



Fig. 6.1: Equipamento de *shearografia*.^{*}

Acompanhando a evolução, novos sensores foram desenvolvidos para facilitar o manuseio e montagem dos equipamentos em testes “em campo” e melhorar a qualidade das aquisições. Berther, Burkard e Stirnimann^[179] descrevem a utilização de um dinamômetro rotativo que pode ser acoplado à roda do veículo. Herrmann e Aicher^[180] apresentaram a descrição de um artefato similar dedicado à quantificar as forças e momentos entre o pneu e o solo. O sensor também é acoplado à roda.

Os equipamentos de testes geralmente possuem elevados preços de aquisição. É interessante que um mesmo equipamento seja capaz de testar uma grande variedade de medidas e tipos de pneus. A automação dos laboratórios e máquinas é muito importante uma vez que reduz o tempo de *set-up* para atender aos diversos pneus e aumenta a qualidade dos resultados^[181].

Outra tendência evolutiva dos equipamentos de teste é a conexão direta com a modelagem e simulação numérica. As ferramentas de *Computer Aided Engineering* (CAE) são desenvolvidas com a intenção de estimar numericamente o desempenho dos veículos. Servem como alternativa pois dispensam a construção de um elevado número de protótipos. Bokulich^[182] cita a utilização do MBEF para analisar e prever quantitativamente o comportamento de veículos. Além de incentivar a utilização de

^{*} Fonte: arquivo interno da Pirelli Pneus S/A.

ferramentas de CAE, o autor faz um balanço das vantagens e desvantagens envolvidas na adoção dessa estratégia. Miles^[183] faz ressalvas quanto ao uso indiscriminado das ferramentas de CAE. De acordo com o autor o modelo dificilmente será capaz de representar com fidelidade uma suspensão real. Além disso o autor acredita que a modelagem estática e dinâmica não possuem sensibilidade suficiente para discernir um carro “bom” de um carro “ruim” para dirigir.

Em seu artigo, Osborne^[184] discute a necessidade de inúmeros ensaios normativos, sendo que os mesmos possuem pequenas diferenças entre si. O autor sugere uma unificação das metodologias de teste com o intuito de reduzir os custos do desenvolvimento. Além disso, o autor afirma que o consumidor comum (entenda-se o comprador do veículo) desconhece a importância que o pneu tem para o desempenho do veículo. O autor propõe um desafio aos leitores: medir a pressão de inflação em todos os pneus dos veículos que estiverem em um estacionamento e comparar com a pressão recomendada. O autor afirma que a esmagadora maioria apresentará diferenças significativas. Osborne^[184] credita essa discrepância à falta de manutenção do pneu, o que comprovaria a afirmação inicial de que os clientes “ignoram” a existência dos pneus (exceto em casos de acidentes com vítimas fatais como o episódio ocorrido em 2001 com a *Ford Explorer* e pneus da *Firestone*). Schnuth et al.^[34] realizaram um trabalho sobre a influência da pressão de inflação sobre as tensões existentes entre o pneu e o aro. Os autores estudaram diversas pressões, pois também detectaram que os valores especificados pelos fabricantes não são respeitados.

Grosch^[185] realizou ensaios de tração e desgaste em diferentes compostos de banda de rodagem. O autor discute sobre os conceitos físicos presentes no atrito e na abrasão além de descrever a instrumentação e as metodologias empregadas nos ensaios experimentais. A conclusão mais importante é que o resultado, tanto para o ensaio de tração como para o desgaste, é função das condições experimentais. A interpretação correta dos resultados, principalmente daquelas provenientes do ensaio de desgaste, requer criteriosa análise estatística. Bandel e Di Bernardo^[186] realizaram ensaios similares mas com diferentes superfícies em variadas condições ambientais. Obteve-se correlação entre os resultados obtidos em laboratório e os resultados provenientes de testes em estradas.

A estabilidade e a dinâmica são características fundamentais para o desempenho dos veículos. Os ensaios dinâmicos, além dos critérios de performance, dedicam-se a avaliar as condições de segurança. Frazer^[65] publicou um artigo sobre testes de estabilidade direcional destinados a veículos militares. O estudo retrata alguns ensaios realizados para determinação das características dinâmicas de caminhões para transporte de tropas e tanques de guerra. Galganski^[187] publicou um artigo sobre avaliação dos pneus em superfícies “molhadas”. Além de explicar a metodologia experimental adotada, o autor apresenta alguns resultados sobre o ângulo de escorregamento em função da força lateral. Antila e Mäkelä^[188] realizaram ensaios sobre o comportamento do pneu na neve. Além de apresentarem os resultados obtidos, os autores salientam as dificuldades envolvidas nessa categoria de testes. Além da manutenção da pista, a obtenção de neve é apontada como um dos principais obstáculos à realização de “testes de inverno”.

Diversos autores citam a importância da área de contato entre o pneu e o solo. Segundo a literatura, o desgaste, as vibrações, a estabilidade dinâmica e outros fenômenos importantes, são determinados pela geometria e distribuição de tensões no contato. Lazeration^[189] realizou medições óticas da interface entre o pneu e o solo. O autor contabilizou a influência da geometria da suspensão e da pressão de inflação no escorregamento entre as superfícies. A intensidade do escorregamento está relacionada com o desempenho dinâmico do veículo. Owens e Bridgwater^[190] realizaram medições de vibração “sem contato” em pneus. Os resultados foram comparados às previsões obtidas por simulação numérica baseada no MEF.

A interação entre pneu e solo é determinante na amplitude dos fenômenos relacionados à vibração. A “emissão” de ruído é um dos critérios adotados pelas indústrias automobilísticas para aprovar e homologar o desempenho dos pneus. Cuschieri, Gregory e Tournour^[125] realizaram medições de ruído em regiões próximas a pontes. Alguns tipos construídos de pontes (figura 6.2) promovem alta “emissão” de ruído expondo os moradores locais a elevadas intensidades sonoras.

Alguns instrumentos foram desenvolvidos especialmente para avaliação das condições das estradas e medir a contribuição do pneu para os níveis de ruído^[191].

Uma das grandes preocupações da indústria automobilística é quantificar a resistência dos produtos em relação ao impacto mecânico. Grande quantidade de pesquisa foi conduzida nessa área. Encontram-se variados modelos matemáticos que lidam com o impacto entre pneu e aro. Entretanto, encontra-se pouca literatura a respeito de metodologias experimentais capazes de mensurar esse fenômeno. Bolden, Smith e Flood^[246] escreveram um artigo sugerindo a utilização de um equipamento de teste similar à um pêndulo de impacto. Os autores descrevem o funcionamento do equipamento e ressaltam a fragilidade dos ensaios previstos pelas normas automobilísticas.

Existem alguns testes utilizados para avaliar a resistência estrutural dos pneus.

Provavelmente o *Plunger Test* é um dos protocolos mais utilizados no mundo. Esse teste é parte integrante das normas do departamento responsável pelo transporte nos EUA (DOT). Existe uma divisão do DOT denominada (NHTSA) *National Highway Traffic Safety Administration* cuja principal função é a redução do número de mortes e perdas econômicas decorrentes de acidentes automobilísticos. O NHTSA possui um mandato legislativo especificado no *United States Code of Federal Regulations* sob o Título 49, no *Motor Vehicle Safety*, Capítulo 301. Nesse capítulo constam as *Federal Motor Vehicle Safety Standards* (FMVSS). Os fabricantes de veículos (e empresas fornecedoras) devem certificar-se de que seus produtos estejam em conformidade com os preceitos das normas e regulamentações. O objetivo dessas é “proteger o público contra riscos injustificáveis de acidentes automobilísticos resultantes do projeto, construção ou desempenho de veículos motorizados, além de proteger o público contra o risco de morte ou ferimento na eventualidade da ocorrência de um acidente” (retiradas do site do departamento <http://www.nhtsa.dot.gov/>. Acesso em 10/06/2002).

Fig. 6.2: Tipos construtivos de pontes^[125].



6.3 Importância da norma DOT

O DOT é o departamento responsável pela regulamentação de qualquer tipo de transporte nos EUA. Todos pneus comercializados nos EUA e nos países que adotam as “normas DOT” devem ter sido testados de acordo com os ensaios descritos nessas normas. O DOT adota a metodologia de “auto-certificação”, ou seja, a empresa fabricante do pneu é responsável pela realização assim como pela qualidade e veracidade dos testes. A empresa estará sujeita a severas penas legais caso um pneu possua a marcação DOT e seu desempenho seja inferior daquele previsto pela norma. Além dos quesitos de segurança, a certificação DOT (figura 6.3) tem grande apelo comercial uma vez que diversos países no mundo adotam-na como referência de qualidade. Maiores informações podem ser obtidas no *site* da entidade.



Fig. 6.3: Símbolo da entidade DOT.

6.4 Método de ensaio

As normas *DOT* abordam os critérios de projeto para pneus de automóveis (seção 571.109) e pneus “que não sejam de automóveis” (seção 571.119). Nessa última seção incluem-se pneus de transporte (caminhão e ônibus) e motocicletas.

O método de ensaio é relativamente simples. As normas⁸⁸ prescrevem:

- Montar o pneu no aro e inflá-lo com a pressão especificada
- Condicionar o pneu em temperatura especificada durante 3 horas
- Forçar um punção de aço cilíndrico com a ponta semi-estérilica (diâmetro especificado nas tabelas da norma) perpendicularmente contra a banda de rodagem do pneu. A “penetração” deve ser feita a mais próxima possível da linha circumferencial central do pneu, evitando-se penetração nos incavos.

- A velocidade de penetração deve ser de $5,1 \times 10^{-2}$ m/s (2,0 pol/s)
- Registrar a força e a penetração (distância) em cinco pontos “circunferencialmente” equidistantes entre si. Se o pneu não falhar antes do punção atingir o aro, registrar a força e a penetração do momento em que o aro é atingido.

seguinte equação:

$$W = \frac{FP}{2} \quad (37)$$

onde W é a energia de ruptura (J), F é a força (N) e P é a penetração (m).

- Determinar a energia de ruptura como a média aritmética dos cinco pontos.
- Comparar a energia média com a energia mínima especificada. A aprovação do pneu ocorre quando o valor experimental é superior ao valor mínimo.

O aro de montagem, a pressão de inflação, o diâmetro da ponta semi-estérilica e a energia mínima de ruptura variam de acordo com a especificação do pneu. As tabelas encontram-se nos anexos da referida norma.

⁸⁸As normas estão disponíveis *online* em

<http://www.access.gpo.gov/nara/cfr/waisidx_01/49cfr571_01.html>

O sumário das mesmas e outras informações podem ser obtidas em

<<http://www.nhtsa.dot.gov/cars/rules/import/FMVSS/index.html>>. Acesso em 07/15/2002.

6.5 Aparato experimental

Os testes foram conduzidos no laboratório de ensaios da Pirelli Pneus S/A. O equipamento em questão, destacado na figura 6.4, é composto por uma prensa onde o punção é acionado por um motor elétrico.

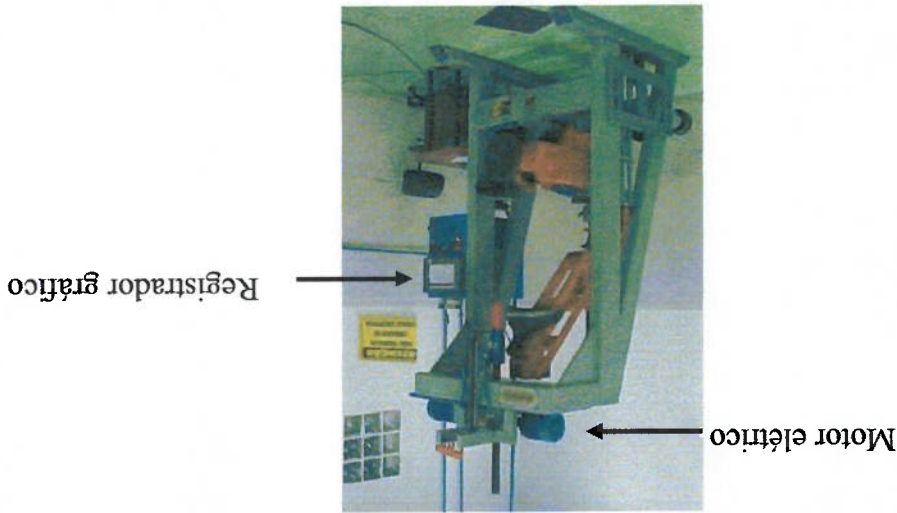


Fig. 6.4: Equipamento de *Plunger Test*.

A força de penetração é medida por uma célula de carga solidária ao punção. A velocidade constante é determinada pela rotação do motor elétrico. A evolução da força de penetração em função do deslocamento é coletada graficamente em um registrador.

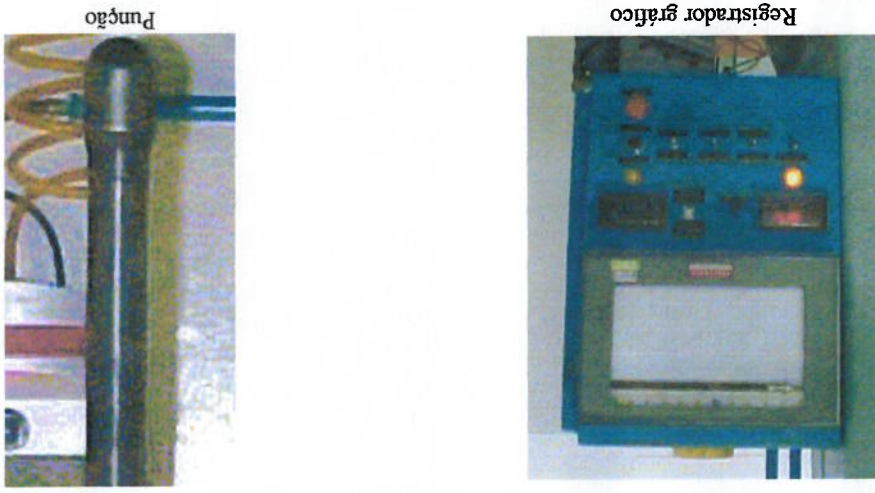


Fig. 6.5: Equipamento de *Plunger Test*.

Fonte: arquivo interno da Pirelli Pneus S/A.

A montagem do pneu é ilustrada na figura 6.6.

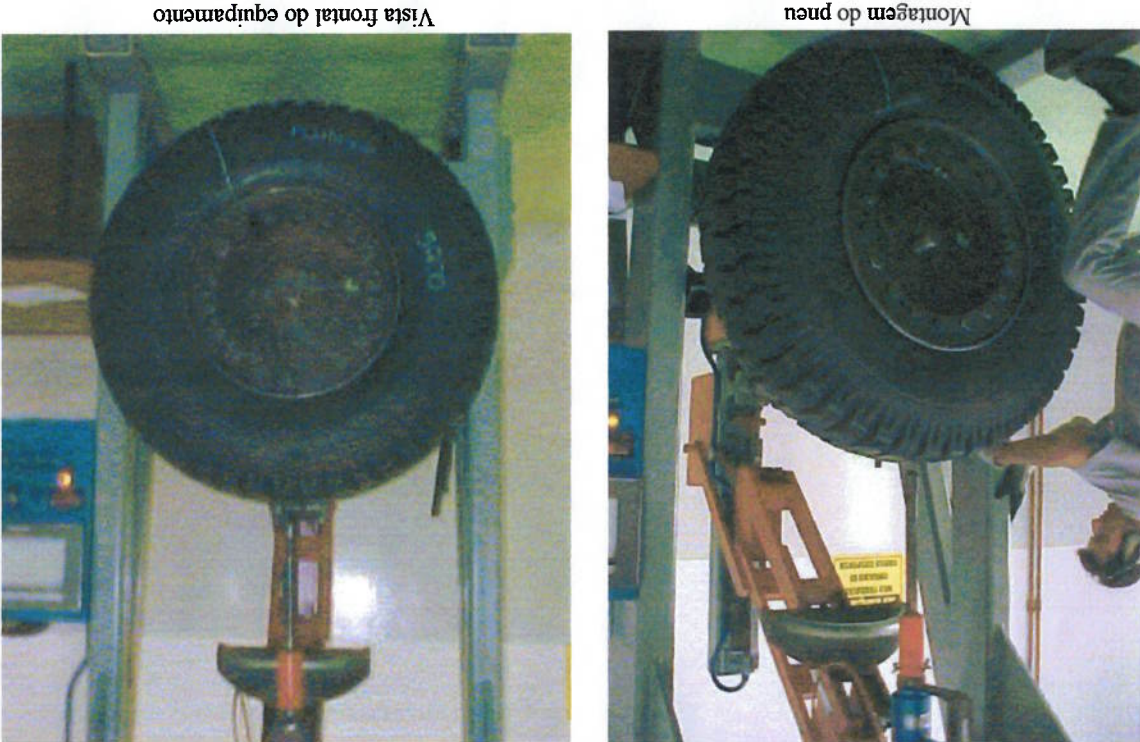


Fig. 6.6: Montagem do pneu⁸.

O diâmetro da ponta semiestérica é função exclusiva da especificação do pneu. Os detalhes da ponta do punção são mostrados na figura 6.7.



Fig. 6.7: Detalhe da ponta do punção⁸.

⁸ Fonte: arquivo interno da Pirelli Pneus S/A.

O ensaio é executado pressionando-se o punção contra a banda de rodagem do pneu. Prossegue-se até que haja ruptura do pneu ou o aro seja tocado. Fotos da execução de um ensaio típico onde ocorre a ruptura são mostradas na figura 6.8.



Fig. 6.8: Execução do ensaio⁸⁸.

Detalhes da retirada do punção em uma situação que ocorre a ruptura do pneu são

ilustrados na figura 6.9.

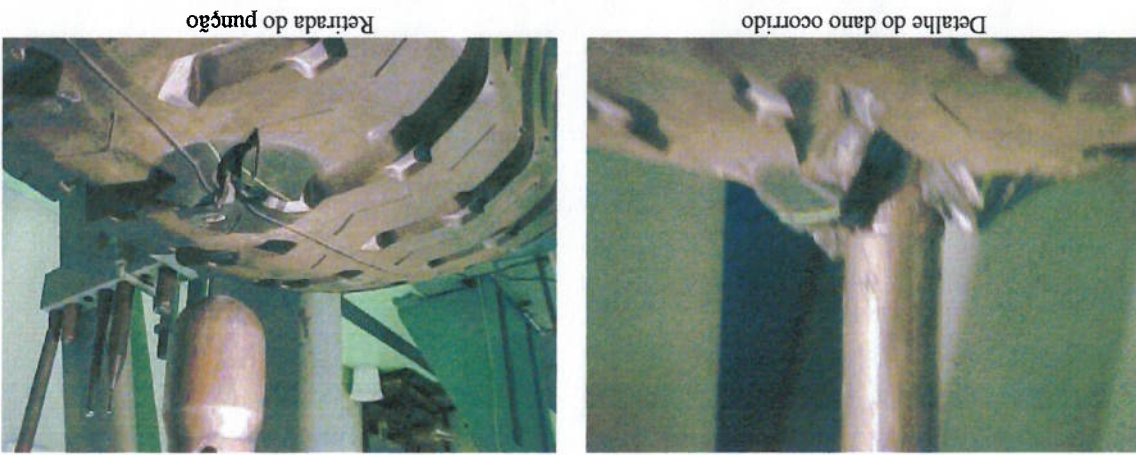


Fig. 6.9: Término do ensaio⁸⁸.

⁸⁸ Fonte: arquivo interno da Pirelli Pneus S/A.

O ensaio descreve a penetração em cinco pontos equidistantes. A grande maioria dos pneus não rompe durante a execução do ensaio. Alguns pneus convencionais costumam apresentar esse modo de falha. Nessas situações o pneu é desmontado do aro e submetido a um reparo. Finalizado, o pneu é novamente montado no aro e inflado. O teste prossegue até que as cinco penetrações sejam realizadas.

6.6 Resultados experimentais

Dois pneus diferentes foram testados. Ambos foram fornecidos pela Pirelli Pneus sendo: um pneu de automóvel e um pneu de caminhão. Apesar de ser um número aparentemente insignificante (apenas um pneu de cada tipo), a experiência mostra que os pneus apresentam valores muito próximos entre si, ou seja, ensaiando-se pneus de mesma medida e **mesma especificação** (entenda-se mesma especificação por: materiais e geometrias iguais) os valores experimentais são muito próximos.

Em ambas situações o pneu não apresentou falhas. O punção penetrou no pneu até atingir o aro.

6.6.1 Pneu de automóvel

O cálculo foi feito de acordo com a equação (37). Registraram-se a força e a penetração para cinco pontos circunferencialmente equidistantes. A energia média de “ruptura” (apesar do pneu não ter rompido) calculada foi de 337 J. A energia mínima prevista pela norma era de 294 J. O diagrama experimental força x penetração, para cálculo da energia de ruptura, é mostrado na figura 6.10.

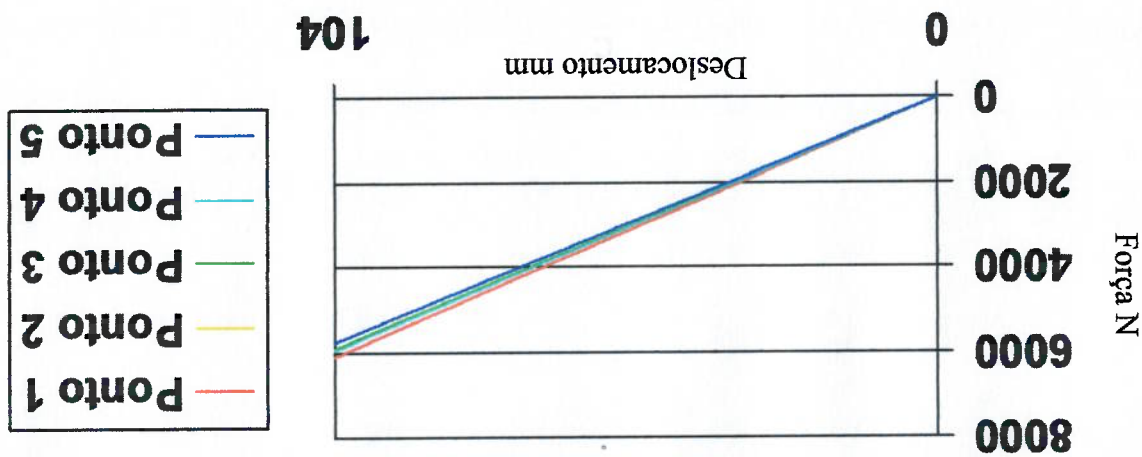


Fig. 6.10: Diagrama experimental.

6.6.2 Pneu de caminhão

O cálculo foi feito de acordo com a equação (37). Registraram-se a força e a penetração para cinco pontos circunferencialmente equidistantes. A energia média de "ruptura" (apesar do pneu não ter rompido) calculada foi de 2 kJ. A energia mínima prevista pela norma é de 1,8 kJ. O diagrama experimental força x penetração, para cálculo da energia de ruptura, é mostrado na figura 6.11.

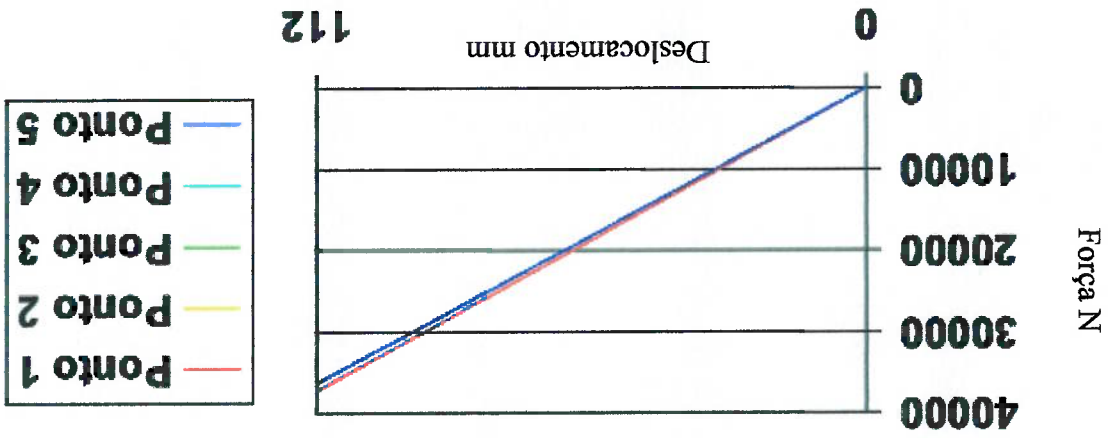


Fig. 6.11: Diagrama experimental.

O modelo matemático, descrito no capítulo 8, será utilizado para simular os resultados supra citados. O mesmo é fundamentado no Método dos Elementos Finitos. No capítulo 7 os conceitos principais do MEF são abordados. Além disso, uma revisão bibliográfica apresenta o estado da arte da modelagem matemática destinada à análise dos pneus e seus principais fenômenos físicos (descritos no capítulo 5).

Capítulo 7: Modelagem Matemática

“É possível compreender um sistema, simplesmente, pela decomposição dele em seus elementos?”⁸

⁸ MALUF, U. O equívoco do fisicalismo. In: **Cultura e Mosaico: uma introdução à teoria das estranhezas**, Niterói, RJ: Sol Nascente, 1997, Cap. 3, p. 39–48. O livro é contra o Reduccionismo.

7 Modelagem Matemática

7.1 Considerações gerais

Modelos são simplificações da realidade. Um modelo pode ser similar em forma, cor e geometria. Mas geralmente não exibe a complexidade do fenômeno em questão. Em engenharia, costuma-se utilizar modelos físicos quando é impraticável, econômica ou fisicamente, a realização de ensaios experimentais. Modelagem matemática é a arte ou processo de criar equações, ou sistemas de equações, para descrever o comportamento do fenômeno físico^[192]. O objetivo é reproduzir matematicamente a influência de variáveis como temperatura, tensão elétrica, esforços mecânicos e deslocamentos antes que o sistema real seja construído. Contudo não deve-se ignorar o Teorema da incompletude de Gödel (1931) citado por Hawking^[193]. Segundo o teorema “dentro de qualquer sistema formal de axiomas, como a matemática atual, sempre persistem questões que não podem ser provadas nem refutadas com base nos axiomas que definem o sistema”. Portanto não seria possível modelar matematicamente todos fenômenos encontrados na natureza.

A definição da palavra “simular” (fingir o que não é) reforça o sentido de abstração da realidade. Diferente da emulação (igualar-se ou superar-se), a simulação pretende representar o comportamento do modelo quando submetido às condições de aplicação. Quão mais reais forem as condições de aplicação, melhores serão os resultados obtidos. Em algumas situações a simulação auxiliada por computador já suplantou o emprego de técnicas experimentais. Sem o auxílio do computador os modelos devem ser muito simples para tornarem-se úteis. Sistemas lineares com poucas equações podem ser resolvidos com “papel e lápis”. Mas a introdução de algumas equações contendo “não linearidades” torna sua solução impraticável. Definitivamente a natureza é não linear. Bons projetos são aqueles que a utilizam como aliada. Geralmente os problemas estudados estão associados à leis influenciadas pela geometria. A solução elegante de tais problemas exige o conhecimento da “configuração geométrica instantânea” do sistema. Os sistemas mecânicos exibem não linearidades geométricas e sua descrição pode ser extremamente complexa. Além disso, tais sistemas podem apresentar dificuldades para serem expressos em formato algébrico.

A utilização de computadores digitais reduziu substancialmente o tempo necessário para a otimização de projetos. O desenvolvimento de modelos capazes de

representar fielmente o comportamento real do fenômeno é uma eficaz ferramenta para otimização estrutural^[194]. Apesar disso sabe-se que todos modelos possuem limitações. É de fundamental importância que os engenheiros saibam os limites e restrições do modelo empregado.

Recentemente nota-se o emprego de técnicas cujo objetivo é a redução do tempo e dos custos de desenvolvimento de produtos. É extensa a literatura que incentiva a adoção dessas técnicas. Alguns benefícios citados são: aumento do preço do produto final, oportunidade de incorporação das últimas tecnologias e aumento da parcela de mercado (*market share*). Mas poucos artigos citam os “custos escondidos” por trás da má utilização de tais técnicas. Crawford^[195] critica a utilização indiscriminada dessas técnicas. Segundo o autor, dar ênfase ao projeto incremental ao invés de pioneiro, eliminar etapas (desconsiderar informações necessárias), gerenciar inadequadamente recursos humanos e o aparecimento de ineficiências não previstas (devido à pressão do processo) seriam as quatro fontes fundamentais responsáveis por gerar “custos escondidos”.

Sharp^[196] tece comentários pertinentes relativos à esse assunto. Segundo o autor, as empresas fabricantes de veículos e seus fornecedores adotaram métodos financeiramente eficientes para o projeto e fabricação de produtos. O tempo e o número de protótipos físicos disponíveis para testes foram reduzidos drasticamente. Em compensação, o emprego de ferramentas para prever o comportamento do veículo (exemplo: CAE) aumentou significativamente. O autor afirma que o projeto apoiado apenas na previsão analítica do desempenho (sem a confirmação por meio de testes físicos) está sujeito à grandes riscos. De acordo com o autor, o sucesso reside no balanceamento harmônico (figura 7.1) entre a “prototipagem” física e virtual.

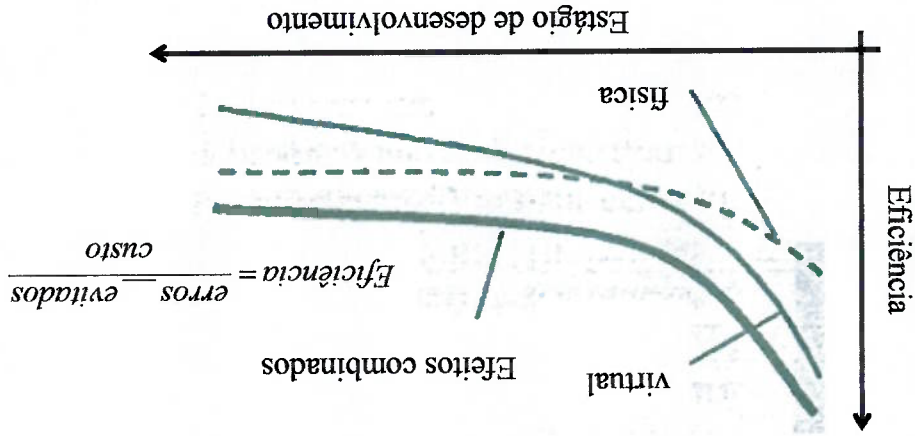


Fig. 7.1: Comparação entre a eficiência de desenvolvimento físico e virtual. (modificada)^[196].

Sharp^[196] cita o estudo realizado pelo MIT (publicado em 1996) cujas conclusões resultaram na figura acima. No estágio inicial do projeto, o uso de ferramentas analíticas mostrou-se vantajoso (economicamente) em relação aos métodos experimentais. Nas fases finais essa vantagem inverteu-se. O formato dessas curvas é fortemente influenciado pelo tipo de análise em questão. Por exemplo: o uso de métodos analíticos para estimar o gasto energético, o conforto e *Noise Vibration and Harshness* (NVH) proporciona bons resultados. Nesses casos a interseção das curvas ocorreria em estágios avançados. Em situações onde atuam efeitos microscópicos (material não homogêneo, acabamento superficial, variação local de geometria e tensões residuais), o cruzamento das curvas ocorreria em estágios iniciais. Apesar de ser possível modelar tais efeitos, a complexidade e o tempo gastos para construir modelos e simulá-los seriam enormes. O artigo de Lewis^[197] aborda esse assunto reunindo opiniões de diversos profissionais ligados à área automobilística.

Um exemplo típico do correto balanceamento entre as técnicas disponíveis pode ser encontrado no trabalho de Dabell e Musiol^[45]. A vida em fadiga é influenciada por um grande número de variáveis (exemplo: tensões residuais decorrentes do processo de fabricação, tratamento térmico, grau de acabamento das superfícies). Ao modelar-se algum componente visando o estudo da fadiga, deve-se estar ciente das consequências ao simplificar-se alguma dessas variáveis. As ferramentas atuais de análise de durabilidade envolvem testes em campos de provas, ensaios experimentais em laboratório e métodos analíticos. Cada um possui vantagens, desvantagens e limitações associadas à sua utilização. A seguir um breve resumo sobre as metodologias.

- **Campo de provas:** tenta-se reproduzir os eventos que solicitarão o produto em serviço. O sucesso dessa metodologia está diretamente relacionado com a fidelidade que os ensaios representam o fenômeno. Suas limitações incluem: um veículo completo para testar apenas um componente, falhas de componentes secundários podem atrasar os testes principais, os testes tendem a sobrecarregar os elementos conduzindo ao dimensionamento excessivo, variação de resultados em função de diferentes pilotos e dificuldade em controlar as condições ambientais. Um exemplo de campo de provas é mostrado na figura 7.2.



Fig. 7.2: Campo de provas⁸⁸

- **Ensaio experimental:** geralmente são mais rápidos do que os ensaios realizados em campos de provas. As condições ambientais são controladas mais facilmente. Reduções consideráveis em recursos financeiros podem ser obtidas com ensaios apropriados. Limitações: a qualidade dos testes depende da qualidade das amostras, os protótipos tendem a representar uma amostra limitada, uma falha proporciona informações específicas sobre um componente específico (informações limitadas sobre o comportamento geral do sistema), modos e tipos de falhas podem ocorrer em locais diferentes daqueles observados na prática.



Fig. 7.3: Ensaio experimental em laboratório⁸⁸

⁸⁸ Fonte: arquivo interno da Pirelli Pneus S/A.

- **Modelagem:** permite a incorporação dos efeitos dinâmicos observados no campo de provas, das propriedades relativas à fadiga dos materiais além da geometria do componente. Os resultados geralmente são apresentados de maneira gráfica. Permite a investigação de grande variedade de opções de projeto além de proporcionar informações sobre o comportamento geral do sistema (indicando área de dimensionamento excessivo) em fases iniciais (quando poucos elementos estão realmente construídos). Suas limitações incluem: qualidade de simulação depende da fidelidade dos efeitos dinâmicos mensurados, da caracterização das propriedades dos materiais envolvidos. Para algumas classes de materiais (elastômeros e compostos) a modelagem necessita de recursos computacionais com alta capacidade de processamento. Além disso alguns tipos de fenômenos físicos (ambientes corrosivos ou com alta temperatura) ainda não apresentam resultados confiáveis. Exemplos de resultados provenientes de análise por *Computational Fluid Dynamics* (CFD).

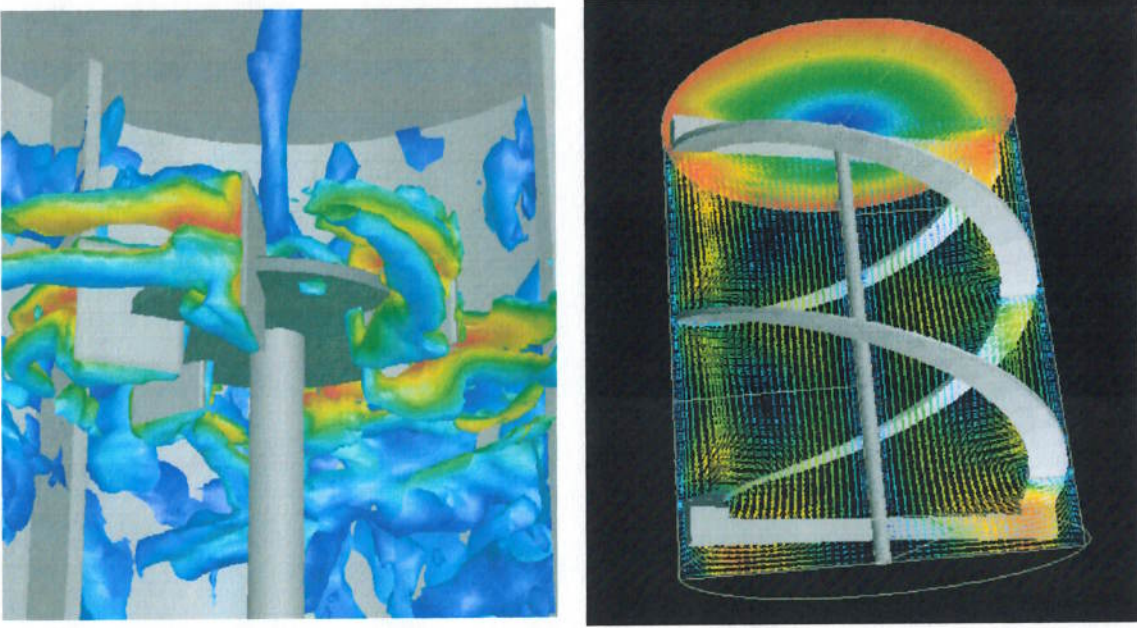


Fig. 7.4: Resultados gráficos de modelagem matemática*

* Fonte: <www.bakker.org>. Acesso em 10/06/2002.

Além de preocupar-se com as simplificações embutidas no modelo e com a quantidade de ensaios experimentais necessárias, o engenheiro deve escolher o programa (*software*) responsável por realizar as simulações. Freitas^[198] destaca um evento realizado pela *American Society of Mechanical Engineers* (ASME) cujo objetivo principal era comparar os resultados da simulação obtidos por programas diferentes. Dependendo do programa e do modelo escolhidos, a resposta para um mesmo problema era bastante diferente (figura 7.5). Salienta-se que os programas comparados pertenciam às maiores e mais importantes fabricantes de códigos de CFD.

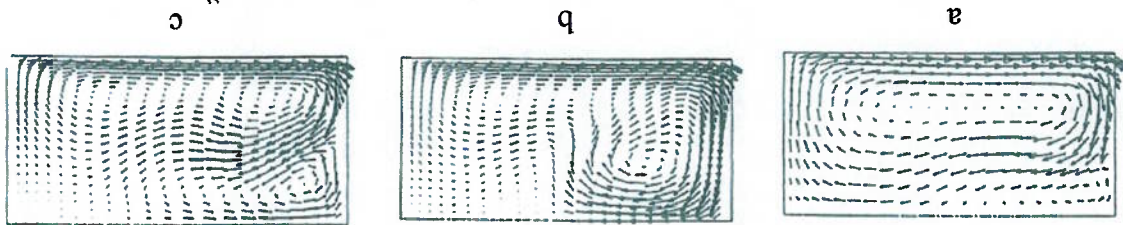


Fig. 7.5: Comparação entre os resultados de um problema de CFD⁸.

A escolha do programa deve ser feita mediante criteriosa análise. A análise e modelagem de elastômeros sensíveis à viscoelasticidade não são atividades triviais. O artigo^[199] sugere as seguintes perguntas para avaliar o programa a ser utilizado:

- 1) O código contém o modelo apropriado para descrever o comportamento do material?
 - 2) O código é adequado para análise incompressível?
 - 3) Quais os modelos de contato disponíveis? São adequados?
 - 4) Os elementos, o algoritmo de solução e os critérios de convergência são adequados?
 - 5) O fabricante do programa possui experiência em aplicações similares? Existem exemplos e problemas de verificação para serem consultados?
- Os resultados dependem do modelo e do programa utilizados. O julgamento profissional dos resultados numéricos é fundamental para garantir a análise correta do problema estudado.

⁸ Os vetores indicam o campo de velocidades. Utilizaram-se três modelos diferentes de regime turbulento (adaptado)^[198]: a) k-ε, b) RNG, c) Reynolds.

7.2 Fundamentos da modelagem baseada no MEF

O Método dos Elementos Finitos possui vasta aplicação em engenharia auxiliando na resolução de problemas típicos como análise estrutural, transferência de calor e dinâmica dos fluidos. O método consiste em uma série de procedimentos numéricos aproximados que podem ser aplicados em caráter geral (independente da geometria e das condições de carregamento). A essência do método é bastante simples porém sua correta utilização implica em:

- Idealização do sistema de tal forma que o mesmo seja passível de solução
- Formulação do modelo matemático
- Solução do modelo
- Interpretação dos resultados obtidos.

Geralmente consideram-se duas categorias de modelos matemáticos: discretos e contínuos. A solução de sistemas discretos pode ser obtida diretamente por um número finito de variáveis de estado (exemplo: deslocamento, temperatura, velocidade) governadas por um sistema de equações algébricas. Os sistemas contínuos apresentam variáveis de estado governadas por equações diferenciais. A solução exata dessas equações, satisfazendo todas condições de contorno, é possível apenas para modelos matemáticos bem simples. O MEF é utilizado em situações onde a determinação da solução exata é inviável e para analisar complexas geometrias.



Fig. 7.6: Foto de uma ponte flutuante^[200]

A figura acima ilustra um problema real envolvendo uma estrutura contínua. A abordagem do problema requer sua compreensão física. Assume-se que haja um suporte elástico contínuo sobre a plataforma. Essa hipótese é bastante razoável desde que a distância entre os apoios seja pequena quando comparada ao comprimento da onda da

linha elástica formada^[200]. Baseado na teoria de flexão de vigas, pode-se resolver analiticamente o problema (figura 7.7). A solução permite o cálculo do deslocamento vertical y para os infinitos pontos da viga por intermédio de uma função matemática.

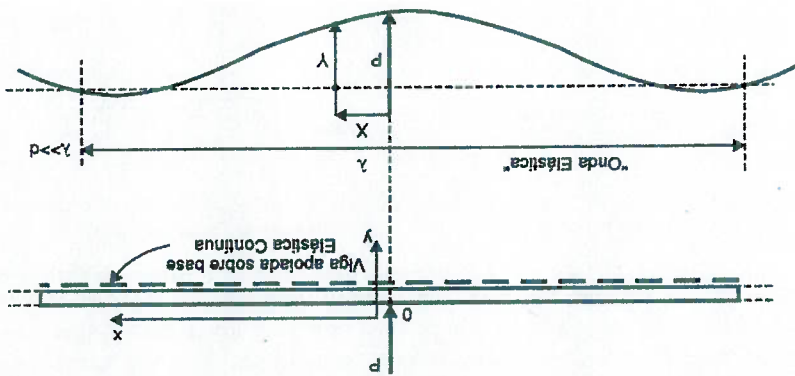


Fig. 7.7: Modelo preliminar para análise da ponte flutuante^[200]

A mesma estrutura pode ser analisada de maneira discreta. A “discretização” do sistema consiste em:

- Separar o contínuo, por intermédio de linhas ou superfícies imaginárias, em um número finito de elementos (figura 7.8)
- Assumir que cada elemento está conectado em um número discreto de nós (as variáveis de estado dos nós serão os parâmetros desconhecidos)
- Uma função matemática é escolhida para definir univocamente as variáveis de estado dentro dos elementos (baseando-se nos parâmetros dos nós)

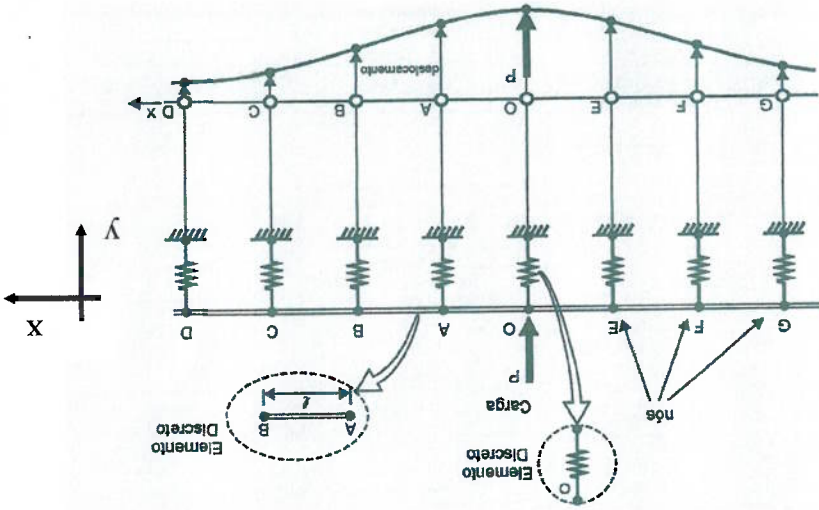


Fig. 7.8: Montagem de elementos discretos simulando o comportamento de estrutura contínua^[200]

O método apresenta vantagens na análise de estruturas que exibem geometrias complexas. Sua aplicação não se restringe apenas à estruturas mecânicas. Kaplan e Heegaard^[201] publicaram um artigo sobre a análise, baseada no MEF, do impacto existente entre o calcanhar e o solo durante uma caminhada. Os autores propuseram dois modelos de "corpo humano" para solucionar o problema. Gruber et al.^[202] apresentou um interessante estudo ao aplicar o método da "dinâmica inversa" para investigar impactos no corpo humano. Novamente um modelo biomecânico foi utilizado. As solicitações externas são "transformadas" em cargas nodais equivalentes (solicitações "virtuais" presentes apenas nos nós que promoveriam o mesmo comportamento da estrutura). Inicialmente o método numérico calcula apenas o deslocamento dos nós (figura 7.9).

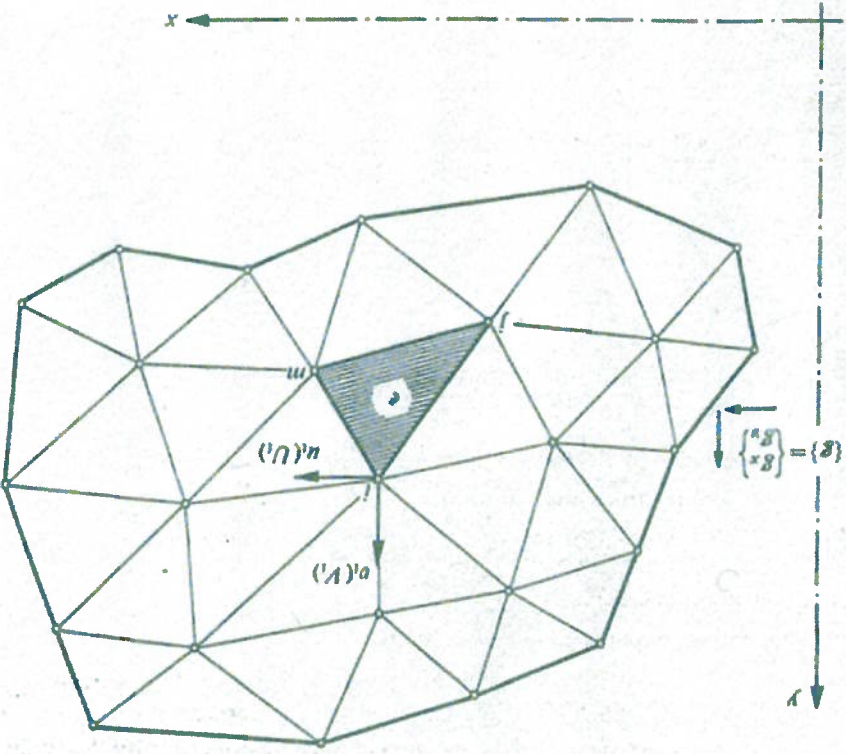


Fig. 7.9: Deslocamentos nodais^[203]

Os deslocamentos para os demais pontos serão obtidos por interpolação matemática. Espera-se que o número de nós empregados seja suficiente para representar o deslocamento da estrutura inteira e que o tipo de elemento escolhido seja adequado. O comportamento do elemento está atrelado ao número de nós que o compõe e a uma função matemática responsável por interpolar os valores dos nós para o restante da estrutura. Alguns tipos de elementos são mostrados figura 7.10.

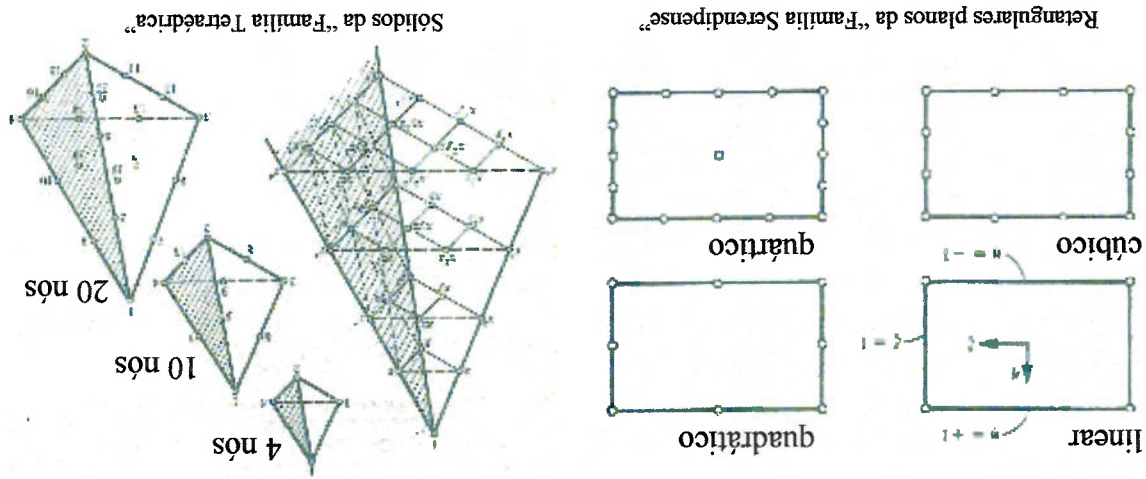


Fig. 7.10: Tipos de elementos finitos^[204]

O MEF é um conjunto de técnicas de aproximação numérica baseado no princípio dos trabalhos virtuais (PTV). O PTV é utilizado para estabelecer a condição de equivalência entre as forças internas atuantes no elemento e as forças nodais estaticamente equivalentes. O trabalho virtual externo (τ^{extmo}) é obtido por intermédio do conhecimento das forças e momentos nodais e dos correspondentes deslocamentos. O cálculo do trabalho virtual interno (τ^{intmo}) considera os deslocamentos virtuais associados aos esforços internos. Após a ação das solicitações externas, a estrutura assume uma configuração caracterizada pelas variáveis de estado calculadas nos nós. O objetivo do MEF é determinar um conjunto de valores no qual um dado *funcional* π seja mínimo, ou de forma mais geral, estacionário.

É evidente que uma série de aproximações foi introduzida na análise do fenômeno físico. Por isso salienta-se que a qualidade e exatidão das respostas fornecidas pelo MEF são sempre inferiores às soluções "exatas" das equações diferenciais que regem o fenômeno. Além disso é de fundamental importância que a geometria e forma do modelo, assim como as equações constitutivas dos materiais, sejam capazes de

descrever fielmente o fenômeno. Existe vasta literatura disponível sobre o MEF. Alves^[200], Zienkiewicz^[203,204], Bathe^[205,206] e Gere^[207] são referências excelentes para consulta. Outras informações podem ser obtidas em <www.nafems.org>.

Tabela XII: Revisão histórica do MEF (adaptada)^[208].

Período	Acontecimento
1943	Matemático Courant utilizou elementos triangulares para solucionar um problema de torção.
1947	Prager e Synge empregaram elementos triangulares para resolver um problema elástico bidimensional.
1954	Argyris publicou um trabalho sobre métodos de energia em análise estrutural – criou o método da força do MEF.
1956	Turner, Clough, Martin e Topp publicaram o clássico artigo sobre o método da rigidez
1960	O nome MEF foi utilizado pela primeira por Clough.
1965	Hermann propôs um método para materiais isotrópicos incompressíveis.
1968	Taylor, Pister e Hermann estenderam o trabalho anterior para materiais ortotrópicos.
1969	Key ampliou o trabalho anterior para materiais anisotrópicos.
1985	Oden e Martins publicaram trabalho sobre o fenômeno do atrito dinâmico.
1988	Oden e Kikuchi publicaram estudo em elasticidade.
1990	Martins, Oden e Simoes publicaram estudo em atrito estático.

Existe extensa literatura disponível sobre a utilização do MEF em problemas de engenharia. Sua aplicação varia desde análise de deformações em chapas estampadas^[209] até otimização estrutural em tacos de golfe para minimizar a dispersão das tacadas^[210].

Diversos são os registros literários sobre a utilização do MEF em pneus. Os códigos de MEF mais utilizados são: NON-SAP, ADINA, MSC/NASTRAN, MARC e ABAQUS. Esses programas possuem pré e pós processadores gráficos além de incorporar os “últimos desenvolvimentos” em termos de elementos, leis constitutivas, algoritmos de contato e estratégias para soluções não lineares.

A natureza complexa da estrutura, o comportamento não linear e as propriedades viscoelásticas tornam a simulação numérica do pneu extremamente dependente dos recursos computacionais disponíveis.

A seguir encontra-se uma revisão bibliográfica da modelagem matemática aplicada à pneus. A revisão foi realizada com o objetivo de destacar-se as publicações relacionadas aos fenômenos físicos citados no capítulo 5.

7.3 Contato

Johnson^[211] e outros autores^[12,212] reforçam a teoria que a estrutura do pneumático

é extremamente complexa para ser analisada analiticamente. Durante o contato esforços variáveis são transmitidos entre o pneu e o solo. Devido à flexibilidade da borracha, existe uma mudança na área de contato. A modelagem do contato deve contemplar a presença do atrito e restringir a penetração dos corpos (impedir a superposição dos materiais). A referência^[213] cita alguns dos métodos (e seus autores) mais eficientes para a modelagem do contato. Alguns deles:

- *Hybrid methods* (Wunderlich – 1981)
- *Augmented Lagrangian* (Simo, Wriggers e Taylor – 1985)
- *Lagrange multiplier* (Chaudhary e Bathe – 1986)
- *Penalty methods* (Peric e Owen – 1992)

Os autores^[213] concluem, como mencionado anteriormente, que a força de atrito é de natureza complexa e que é possível atribuir sua origem à soma dos efeitos da adesão, deformação, efeitos viscosos e arrancamento. O estudo de Sofuoğlu, Gedikli e Ratsy^[214] apresenta um interessante método para o cálculo do coeficiente de atrito: o ensaio do anel de compressão. O trabalho de Carter^[215] apresenta uma abordagem “adesiva” do coeficiente de atrito. Briscoe^[216] apresenta um modelo de atrito que pode ser estendido ao estudo do dano e do desgaste.

O artigo de Danielson, Noor e Green^[212] aborda as estratégias computacionais para a modelagem do contato entre pneu e solo, citando exemplos numéricos do trem de pouso do ônibus espacial. O artigo de Tanner, Martinson e Robinson^[62], pesquisadores do laboratório de aterrissagem e impacto dinâmico da *National Aeronautics and Space Administration* (NASA), também citam procedimentos computacionais destinados à modelagem do trem de pouso do ônibus espacial. O estudo de Gall, Tkacik e Andrews^[217] apresenta um modelo tridimensional de pneu, considerando o desenho da banda de rodagem. Os autores concluem que o efeito do desenho da banda é significativo na distribuição das tensões entre pneu e solo. O trabalho de Lacombe^[218] relata uma combinação de ensaios experimentais, realizados no centro de pesquisa e desenvolvimento do exército dos EUA, com modelagem matemática. O objetivo do estudo é a determinação de um modelo capaz de prever o comportamento do pneu em

diversas superfícies. Trabalhos similares foram apresentados por Shoop, Lacombe e Haehnel^[219] (figura 7.11) e Clays et al.^[220]

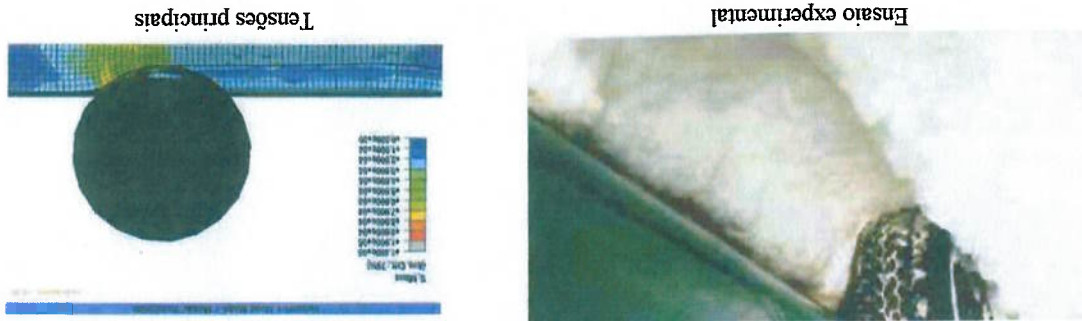


Fig. 7.11: Resultados do trabalho de Shoop, Lacombe e Haehnel^[219].

7.4 Dinâmica

Atualmente a indústria automobilística apresenta a tendência de reduzir o tempo de desenvolvimento de seus produtos. Mas essa redução “não implicaria” em queda de qualidade. Aliás, muito pelo contrário. O aumento da qualidade e da durabilidade dos veículos, e seus componentes, é a meta estabelecida. Leser^[221] afirma que as ferramentas de CAE têm destacada importância nesse processo.

Os pneus contribuem significativamente. Diversos trabalhos científicos^[222] investigam a contribuição do pneu para a dinâmica veicular. Kao, Loh e Greenberg^[222] apresentaram um modelo tridimensional capaz de prever as reações dinâmicas decorridas do contato entre pneu e solo. O artigo de Hanley e Crolla^[223] apresenta um trabalho interessante sobre modelagem do conjunto pneu – suspensão para “utilização irregular”. Sabe-se que os projetos são realizados para atender as condições normais de operação. Mas um projeto robusto deve antecipar o comportamento da estrutura caso seja exposta à condições anormais. Ferrarese, Padovese e Costa^[224] apresentam modelos dinâmicos para analisar o sistema pneu – suspensão de veículos automotivos. Sakai^[225] estudou a influência da distribuição de carga, geometria de suspensão, desgaste e pressão de inflação do pneu sobre as propriedades dinâmicas do veículo. O trabalho de Padovan e Padovan^[226] aborda o comportamento dos pneus de aviação durante a frenagem. Ao pousar, o avião utiliza o sistema ABS (que opera intermitentemente alterando a pressão do freio) podendo provocar elevadas temperaturas e altas taxas de desgaste. Essas variáveis influenciam no desempenho do pneu. O estudo contempla esses efeitos durante o ciclo de frenagem com ABS. Os artigos de Sjahdanulirwan^[227] e Jenseite e Theves^[25] destacam modelos para estimar o comportamento do pneu durante

a frenagem e ao longo de manobras curvilíneas. Mousseau e Clark^[228] utilizaram o MEF para estimar as forças geradas no contato entre o pneu e um obstáculo de 50 mm. As previsões foram realizadas com diferentes densidades de malha (figura 7.12).

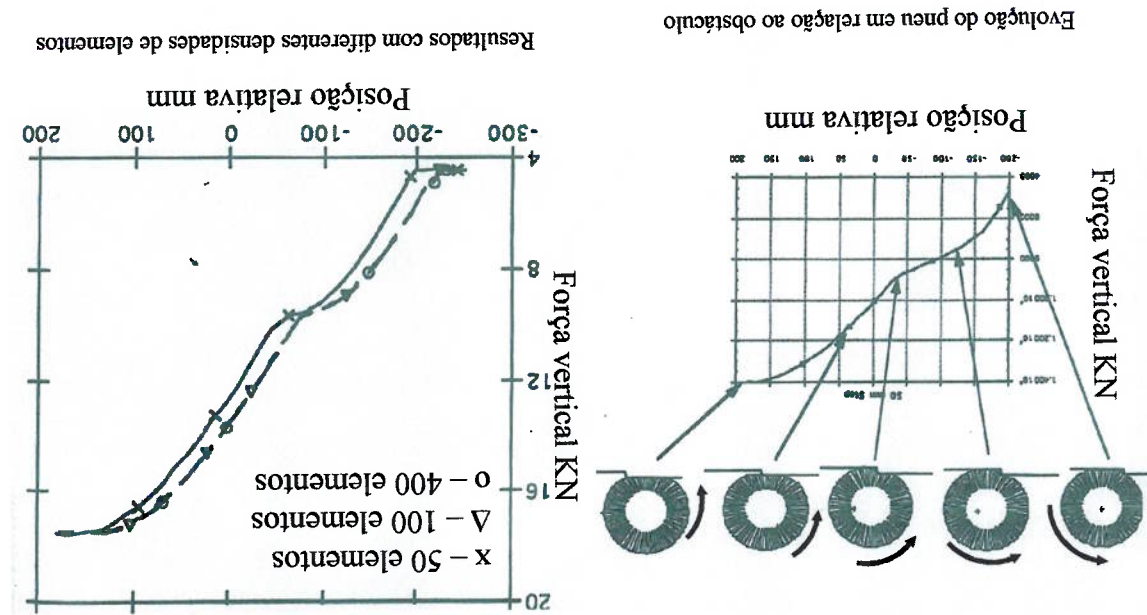


Fig. 7.12: Resultados da simulação (adaptados)^[228]

A análise dinâmica utilizando programas de simulação "multicorpos" (*multibody system*) tem sido cada vez mais aplicada ao projeto de veículos. Essas análises minimizam o consumo de recursos financeiros pois reduzem o tempo e a quantidade de ensaios experimentais. Um dos códigos mais utilizados é o ADAMS. O site^{xx} da empresa fabricante permite que sejam lidos diversos artigos relativos às conferências.

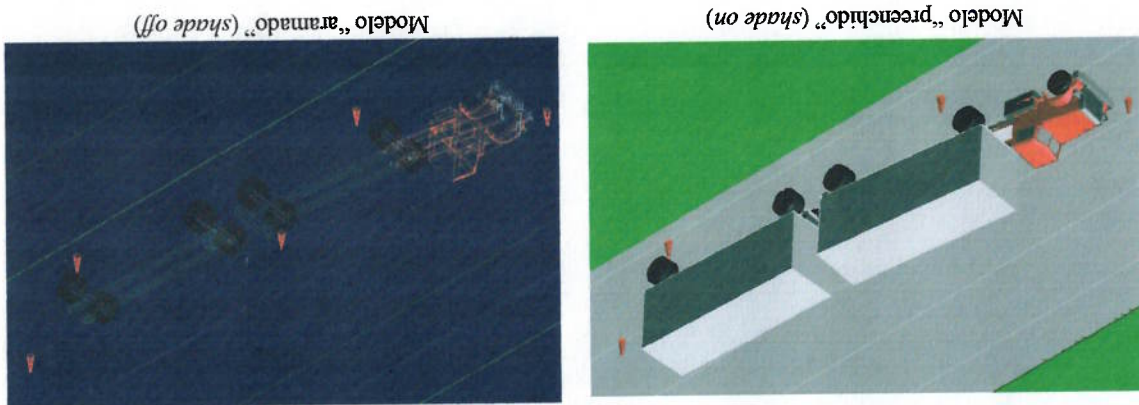


Fig. 7.13: Dinâmica de multicorpos^{xx}

^{xx} http://www.adams.com/news/events/userconf/past_uc.htm (acesso no dia 05/06/2002)
^{xx} Fonte: arquivo interno da Pirelli Pneu S/A

7.5 Vibrações

A área de vibrações mecânicas é a parte da engenharia que lida com movimentos periódicos de sistemas mecânicos (desde máquinas até estruturas de grande porte). Em alguns casos as vibrações são importantes no funcionamento do mecanismo (exemplo: cordas de um instrumento musical). Em outras situações, a presença de movimento harmônico não é desejada (exemplo: vibração do solo devido ao movimento das placas tectônicas). A inobservância desse fenômeno pode provocar consequências desastrosas.

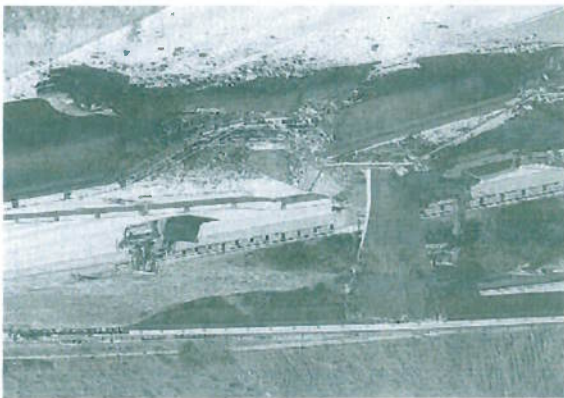


Fig. 7.14: Falha de uma ponte devido a um terremoto [192]

O fenômeno das ondas estacionárias [128] pode ser analisado com a utilização de modelagem matemática baseada no MEF. Brockman e Braisted [63] apresentam uma análise para pneus de aviões. Esse mesmo fenômeno foi modelado por Costa [229] mas para pneus de caminhões. Os resultados da simulação utilizando o código ABAQUS são comparados com ensaios experimentais. Verificou-se ótima correlação entre ambos (figura 7.15). Outros resultados podem ser encontrados no Anexo G.

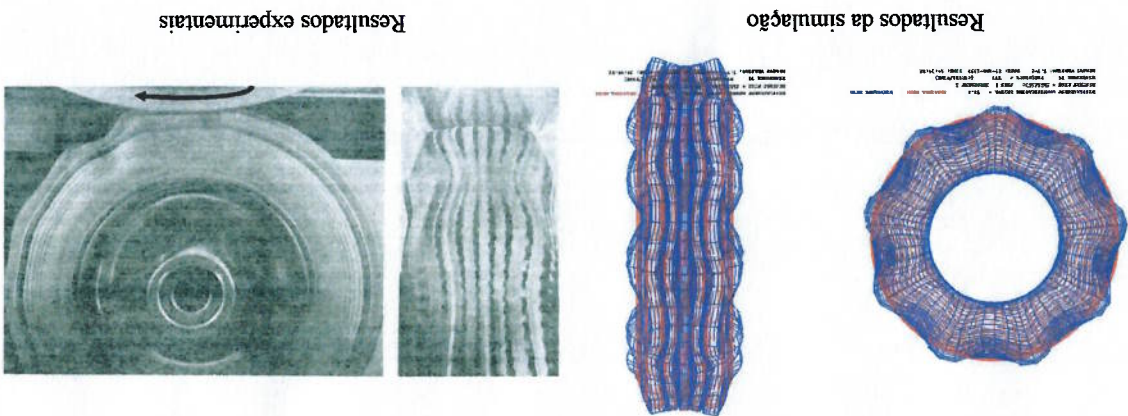


Fig. 7.15: Fenômeno das ondas estacionárias [229]

A determinação dos modos de vibração de pneus é objeto de estudo de diversos trabalhos disponíveis na literatura. Santos, Costa e Arruda^[230] e Negrus, Anghelache e Sorohan^[231] são exemplos de análise modal, utilizando o MBF, para pneus de caminhão e carro respectivamente. O artigo de Santos, Costa e Arruda^[230] apresenta interessantes resultados (vide Anexo G) que foram comprovados por um aparato experimental (ilustrado na figura 7.16) capaz de excitar o pneu em dois graus de liberdade (direção radial e longitudinal). As medições foram feitas em 110 pontos diferentes com um *laser Dopler vibrometer*. Zhang, Palmer e Farahani^[232] realizaram investigações numéricas, baseadas na análise modal, correlacionando os resultados com estudos de NVH.

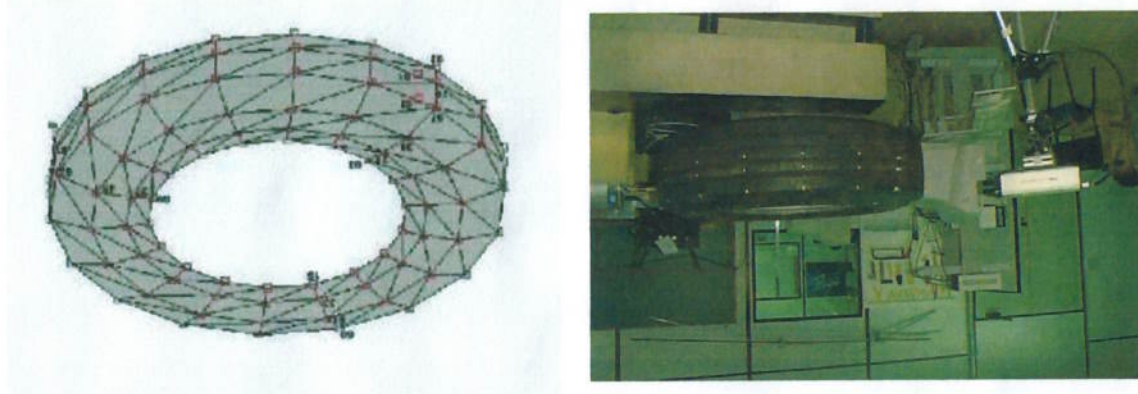


Fig. 7.16: Análise modal em pneus de caminhão.
 a) Equipamento laser para medição das vibrações. b) Configuração geométrica medida.^{*}

Outro interessante estudo foi aquele realizado por Ni et al.^[57] Os autores examinaram, utilizando o MBF, as fontes geradoras de NVH (vide figura 3.7). Lemerle e Mistrot^[233] realizaram simulações numéricas para avaliar a vibração em empilhadeiras. Os resultados serviram para comparar o desempenho de pneumáticos maciços em empilhadeiras) com os pneumáticos comuns (“flexíveis”).

7.6 Otimização estrutural

Para atender aos requisitos de desempenho, os pneus devem apresentar certas propriedades mecânicas. Resistências à fadiga e ao desgaste são exemplos de propriedades desejadas. Os materiais empregados na confecção dos pneus possuem destacada importância estrutural. As cinturas e a carcaça (Fig. 4.10) geralmente são feitas de compostos de cordas metálicas (exemplo: aço) ou têxteis (exemplo: *nylon*)

^{*} Cada ponto “vermelho” corresponde a um ponto “branco” no pneu mostrados na figura a.

envolvidos por uma matriz polimérica (exemplo: borracha). Usualmente a natureza das cordas confere a elas boa resistência à torção e à cargas axiais. Existem algumas situações adversas (exemplo: severas acelerações) nas quais a cintura ou a carga são expostas à rotações excessivas. As falhas observadas nesses compostos geralmente iniciam-se na interface entre a corda e a borracha. Devido aos módulos elásticos serem dissimilares, as regiões de interface sofrem concentração de tensão. Essas regiões são potenciais formadores de trincas que podem posteriormente, conduzir à falha do sistema (pneu). O controle da adesão entre a corda e a matriz é muito importante para evitar a formação precoce de trincas. Kocak e Pidaparti^[234] estudaram a influência da geometria da corda, do carregamento mecânico e das propriedades dos materiais no desempenho dos compostos. Os autores propuseram um modelo tridimensional (figuras 7.17 e 7.18) considerando a mecânica “em escala microscópica”.

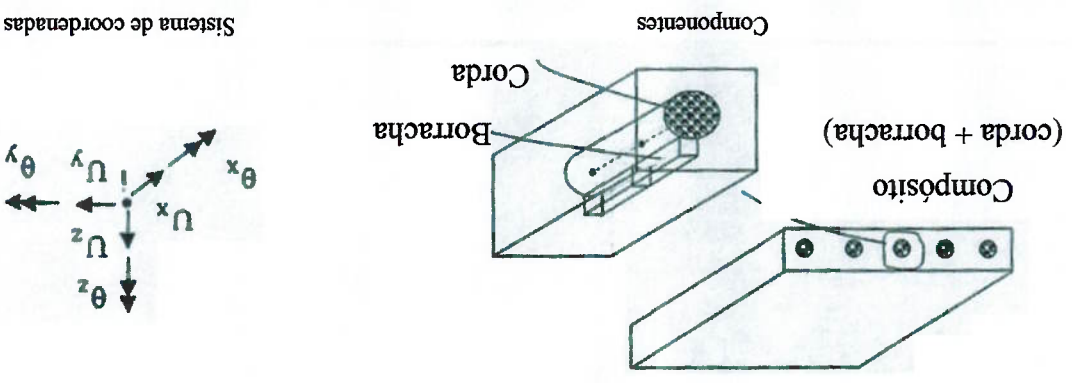


Fig. 7.17: Modelo “micromecânico” de compostos^[234]

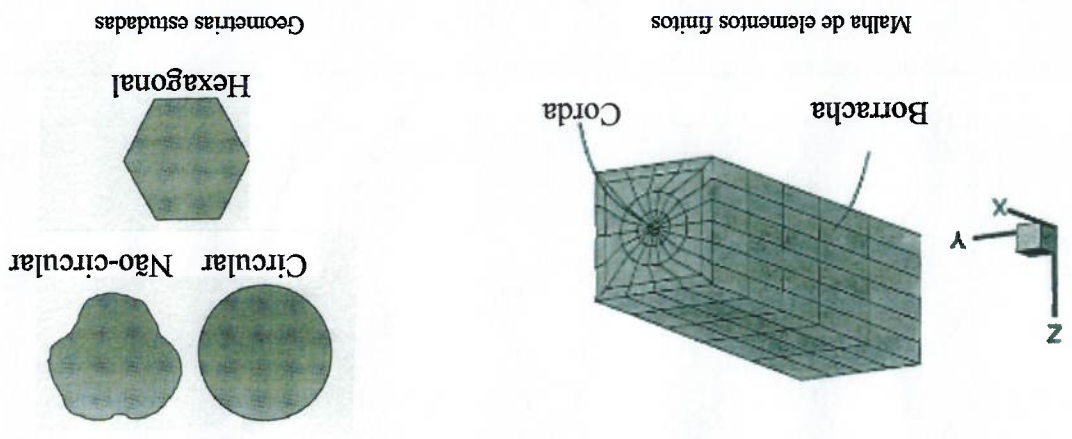


Fig. 7.18: Modelo “micromecânico” de compostos^[234]

O objetivo da simulação era encontrar a geometria da corda (figura 7.19) que proporcionaria uma distribuição de tensões uniforme na interface do composto, evitando-se o início da falha. Os resultados apontaram a geometria circular como sendo a melhor a ser empregada em compostos para pneus. Outros detalhes dessa interessante simulação estão dispostos no Anexo H.

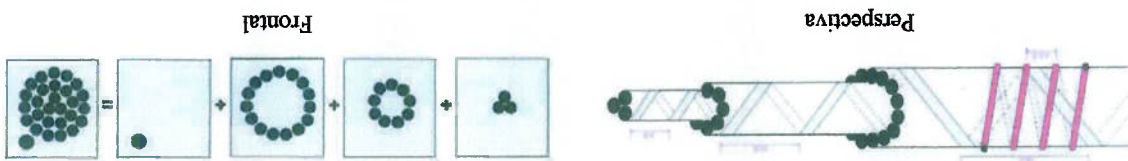


Fig. 7.19: Exemplo construtivo de corda metálica⁸.

O artigo de Ogawa et al.^[58] apresenta um estudo para otimização estrutural em pneus de caminhões. O objetivo é a determinação do perfil de equilíbrio da carga. Os autores demonstraram que é possível aumentar a durabilidade das cinturas e do talão reduzindo as tensões internas do pneu em operação. O perfil de equilíbrio é determinado pela melhor distribuição de tensões na carga quando o pneu é inflado.

7.7 Desgaste

O artigo de Maître, Susner e Zarak^[114] apresenta dois métodos interessantes para caracterizar o desgaste em pneus. A utilização de um grande número de amostras e o emprego de análise estatística confere confiabilidade e qualidade ao trabalho. Costa publicou diversos trabalhos relacionados à desgaste de pneus. Em Costa^[61] encontra-se o MEF aplicado na investigação do desgaste irregular de pneus. O artigo em questão apoia-se no conceito do trabalho de abrasão e na variação do atrito em função da pressão de contato. O trabalho de Fujikawa, Uchiyama e Yamaguchi^[235] apresenta um modelo para prever o desgaste sem a necessidade de medidas experimentais do pneu. Os autores atribuem a esse fato a vantagem do modelo. Dessa forma, a previsão do desgaste poderia ser realizada nas fases iniciais de projeto. Koutny^[236] classifica o desgaste como uma variável aleatória. Afirma que seu mecanismo de propagação está intimamente relacionado com o acúmulo de microdefeitos na superfície da banda de rodagem, resultando no decréscimo da profundidade dos incavos. O autor contemplou a variação

⁸ Fonte: arquivo interno da Pirelli Pneus S/A.

dos “componentes estocásticos da meteorologia” (temperatura e umidade), aproximando-os por séries de Markov. Além disso sugere que a avaliação dos efeitos meteorológicos seja feita de maneira randômica.

Uma combinação entre ensaios experimentais e modelagem baseada em “multicorpos” (utilizando o ADAMS) é utilizada por Wright et al.^[237] para determinar o efeito da dinâmica da suspensão sobre o desgaste de pneus. O trabalho é muito completo uma vez que utiliza os resultados obtidos em laboratório, como parâmetros da simulação dinâmica. Padovan, Padovan e Kazempour^[64] desenvolveram uma simulação rápida (com tempo estimado em 6 min para o “pior caso”) e eficiente para quantificar o desgaste em pneus de aviões. A fase de aterrissagem, devido às altas velocidades e massas envolvidas, provoca altas taxas de desgaste no pneu. Dispositivos foram desenvolvidos para promover a “pré-rotação” do pneu antes do avião^[256] atingir o solo. Dessa maneira, diminui-se significativamente a velocidade relativa entre as superfícies (banda de rodagem e pista), minimizando o escorregamento e consequentemente o desgaste. Apesar disso, a “busca interminável” por um melhor aproveitamento de combustível descontinuou a utilização desses equipamentos. Surgiu a necessidade da evolução das propriedades dos pneus. O autor estuda os mecanismos existentes na interface das superfícies de contato e estabelece uma metodologia para a caracterização do desgaste. Pottinger e McIntyre^[238,239] reforçam a importância de interpretar-se o desgaste depreendendo-se os fenômenos existentes na interface das superfícies de contato. Um outro interessante e completo trabalho é apresentado por Costa^[12]. O autor cita a carência de modelos matemáticos capazes de caracterizar o coeficiente de atrito. Além disso propõe um eficiente método para comparar-se o desempenho dos pneus em relação ao desgaste (figura 7.20). As simulações, realizadas no ABAQUS, são conduzidas sem a necessidade do protótipo físico e determinam a distribuição de pressão no contato. As propriedades dos materiais são determinadas em laboratório e servem como subsídio para que o modelo represente fielmente o pneu.

7.8 Energia térmica

A emergente crise energética que assola o mundo contribui substancialmente para o desenvolvimento de modelos matemáticos capazes de estimar o comportamento térmico dos sistemas. Dessa forma, espera-se que esses modelos possam ser submetidos a análises cujos resultados identifiquem aspectos suscetíveis a melhorias de eficiência. Costa et al.^[123] propuseram uma metodologia para a análise térmica de pneus. O superaquecimento do freio (exemplo: caminhos transitando em trechos com extensos declives) causa efeitos maléficos à resistência estrutural dos pneus. Os eixos contendo dois (ou mais) pneus de cada lado são aqueles que mais “sofrem” a ação do calor. O modelo representa o eixo traseiro de um caminho comum (figura 7.21).

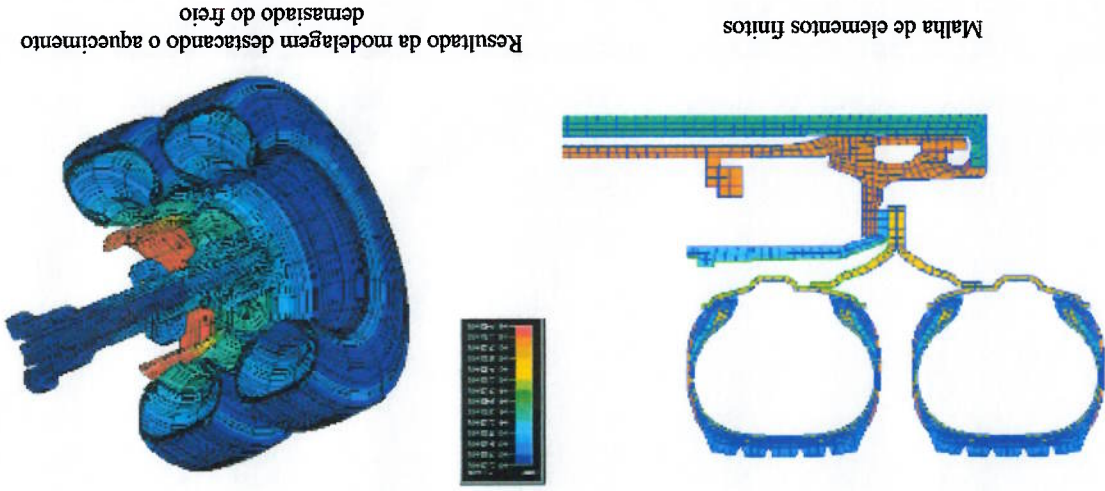


Fig. 7.21: Modelo baseado no MEF para análise térmica^[123].

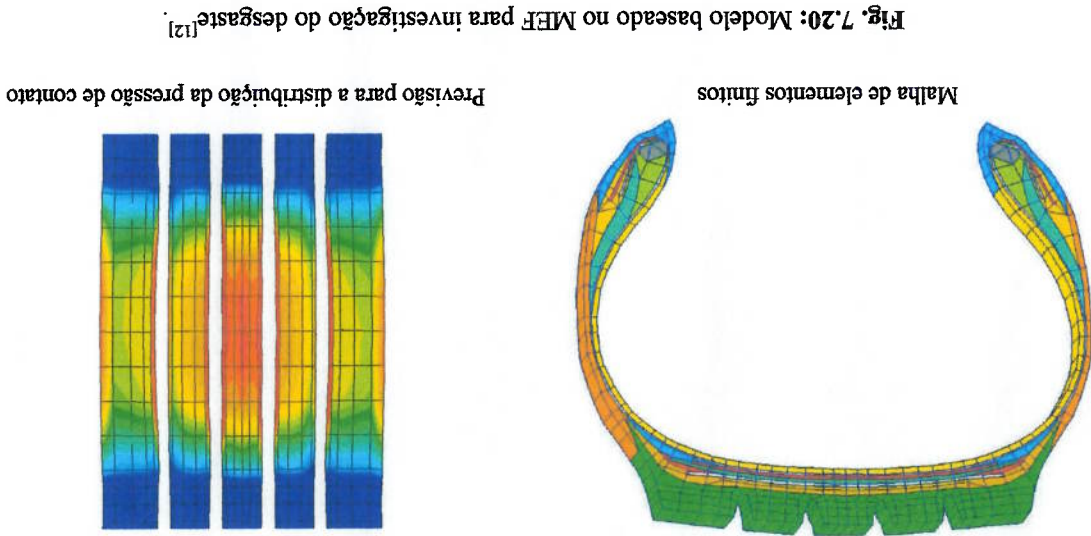


Fig. 7.20: Modelo baseado no MEF para investigação do desgaste^[12].

O programa ABAQUS foi empregado nas simulações para determinação da distribuição de temperatura (figuras 7.22 e 7.23). Os resultados foram comparados com ensaios experimentais.

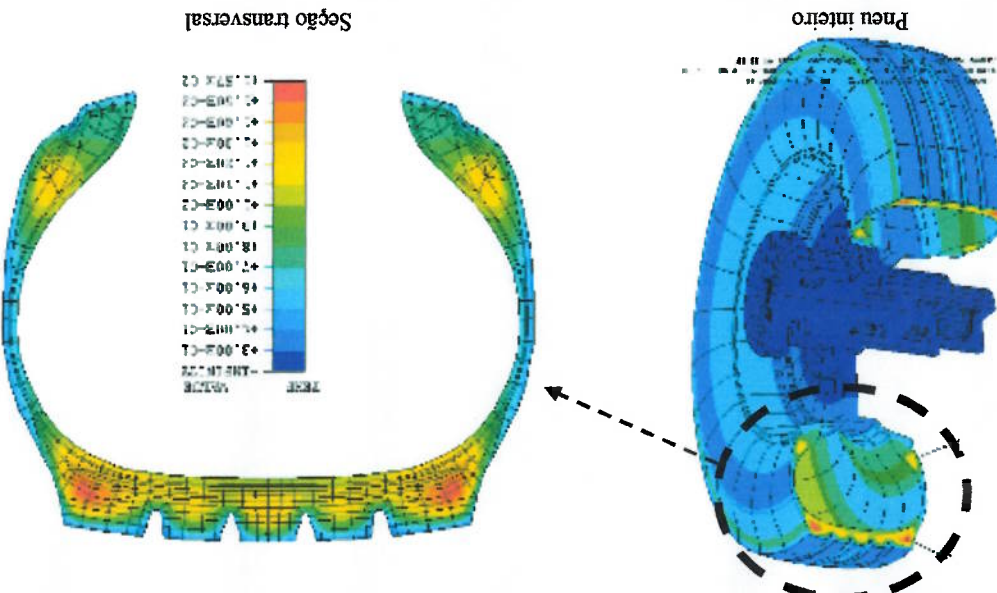


Fig. 7.22: Distribuição de temperatura prevista pelo modelo.

O trabalho de Ebbott et al.^[240] emprega a modelagem matemática para análise térmica e determinação da resistência ao rolamento oferecida pelos pneus. A simulação representa a dependência da temperatura interna em função da amplitude de tensões aplicadas ao pneu. Os resultados foram comparados com medições experimentais.

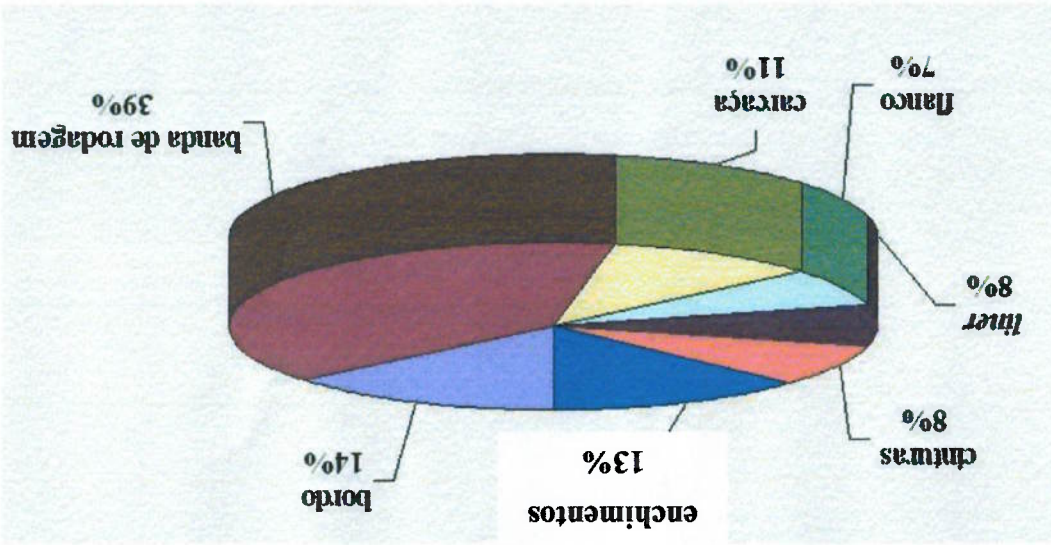


Fig. 7.23: Distribuição de temperatura prevista pelo modelo.

7.9 Impacto

As equações utilizadas para descrever o movimento dos corpos rígidos são lineares (impulso e momento). Quando aplicadas para colisão de corpos rígidos, as equações de movimento são insuficientes para resolver o fenômeno do impacto^[241]. É necessário acrescentar uma equação para cada impulso desconhecido. Brach^[241] apresentou uma formulação numérica onde o resultado depende do processo de contato. A formulação baseia-se em coeficientes que ampliam a abordagem de Newton para impactos colineares de partículas tridimensionais. A qualidade dos resultados provenientes da modelagem do impacto depende da qualidade da modelagem do contato. Diversos autores^[12,241] citam a complexidade de modelar-se matematicamente esse fenômeno. A vantagem da formulação apresentada por Brach^[241] é a independência do processo de contato. O estudo, ilustrado na figura 7.24, considera uma esfera colidindo contra um plano rígido.

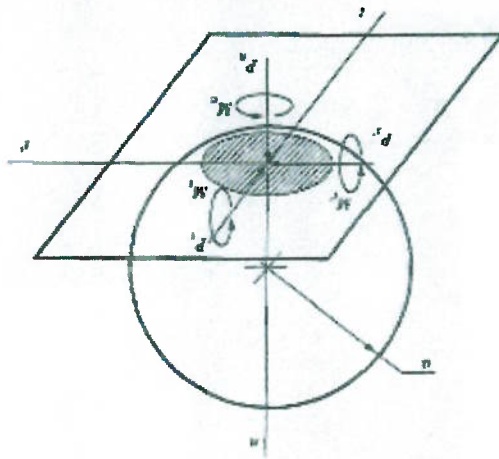


Fig. 7.24: Dimensões e coordenadas do impacto entre uma esfera e um plano rígido^[241].

Moussseau e Hulbert^[242] apresentaram um modelo bidimensional capaz de estimar as forças envolvidas no impacto entre pneu e "grandes" obstáculos. Uma membrana circular inextensível é aplicada na modelagem do flanco enquanto elementos de viga geometricamente não lineares são aplicados à banda de rodagem. Comparações entre resultados numéricos e experimentais comprovam a eficiência do MBF. Segundo os autores, muitos dos mecanismos fundamentais do impacto entre pneu e obstáculos foram identificados nessa simulação. Além disso, acreditam que o modelo de pneu, destacado na figura 7.25, representa o "estado da arte" para simulações de durabilidade. Esse trabalho possui semelhanças com aquele desenvolvido por Moussseau e Clark^[228].

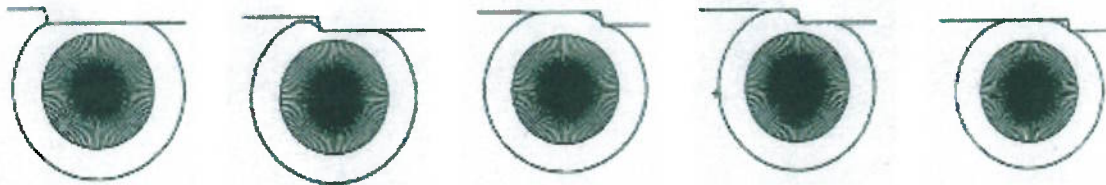


Fig. 7.25: Geometria deformada do pneu (modificada)^[242]

Muitos estudos foram desenvolvidos em relação à interação em estruturas. Porém, segundo Jones^[243], esse tema necessita de estudos mais profundos. Espera-se que as novas estruturas sejam capazes de suportar velocidades de impactos cada vez maiores.

Os métodos de análise quasi-estática são válidos em regimes de baixa velocidade de impacto. Nas situações práticas onde as velocidades de aproximação são muito altas^[137,138], a análise quasi-estática não deve ser adotada. As altas velocidades promovem a propagação de rótulas (*hinges*) e precipitam o surgimento de diferentes mecanismos de falha. Os resultados provenientes de uma análise inadequada (quasi-estática ao invés de dinâmica) podem conter erros associados. Jones^[244] descreve um ensaio onde explosivos são dispostos sobre uma barra. Espera-se que com o aumento da carga de explosivos, maiores deformações sejam observadas. Como pode ser observado na figura 7.26, o aumento da carga de explosivos altera o modo de falha e a estrutura não se comporta como seria previsto pela análise estática

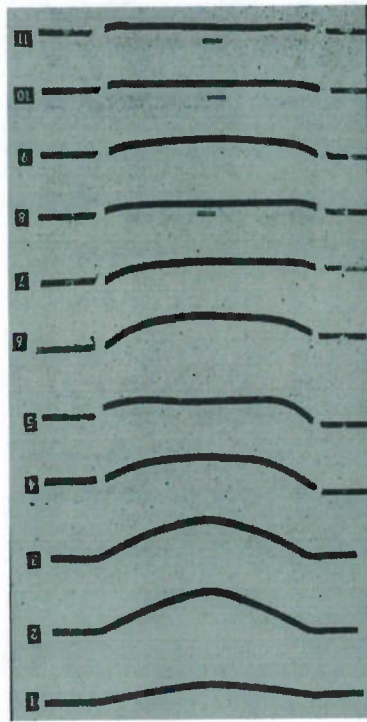


Fig. 7.26: Experimento com explosivos^[244]. O mecanismo de falha é função da intensidade da carga explosiva.

Capítulo 8: Proposta de Modelo

Matemático

“O comportamento dos objetos físicos, não biológicos, é tão simples que é possível descrevê-lo com a linguagem matemática à nossa disposição, razão pela qual os livros de física estão cheios de matemática.”⁸

⁸ DAWKINS, R. Explicando o muito improvável. In: *O Relojoeiro Cego*, Companhia das Letras, 2001, Cap. 1, p. 17-42.

8 Proposta de Modelo Matemático

8.1 Introdução

Nesse capítulo discute-se as informações tecnológicas acerca da modelagem matemática do ensaio do *Plunger Test*.

8.2 Hipóteses do modelo

Jones^[243] apresenta um interessante gráfico comparando as previsões teóricas

entre a análise quasi-estática e a análise dinâmica-plástica para impacto em barras. É evidente que essa é uma situação muito particular e que estudos experimentais devem ser realizados para situações específicas. Dessa maneira, pode-se decidir se os erros associados à uma análise quasi-estática são aceitáveis. Na ausência de tais resultados experimentais, o autor sugere um critério de decisão simples. De acordo com o autor, a análise quasi-estática seria válida se o fenômeno estudado respeitasse as hipóteses a seguir:

- Hipótese I: a relação entre a massa dos objetos envolvidos for substancial (o autor não estipula parâmetros).

- Hipótese II: a velocidade de impacto for inferior à 15 m/s.

- Hipótese III: o material não for sensível à taxa de deformação.

Para verificar-se a validade da Hipótese II, Jones^[243] cita a equação constitutiva de *Cowper-Symonds* que relaciona a tensão dinâmica de escoamento (σ^d) com a tensão estática de escoamento (σ^s). Essa relação é dada por:

$$\frac{\sigma^d}{\sigma^s} = 1 + \left(\frac{D}{\dot{\epsilon}} \right)^{1/b} \quad (38)$$

onde $\dot{\epsilon}$ é a taxa de deformação, D e q são constantes dos materiais obtidas de uma série de ensaios de tração dinâmicos. Na conclusão desse trabalho, o autor alerta para a simplicidade das três hipóteses. Sabe-se que a sensibilidade à taxa de deformação é significativo para altas deformações. Geralmente o material torna-se menos sensível para altas deformações de tal forma que um código de elementos finitos que utilize a equação constitutiva de *Cowper-Symonds* pode superestimar a resistência de um material^[243]. O autor ratifica a necessidade de novos estudos capazes de estabelecer o

campo de validade de alguns fenômenos. Em particular, a exatidão de cálculos quasi-estáticos e os parâmetros que governam as condições de transição para o regime dinâmico são temas de extrema importância.

As normas apresentam as condições experimentais do *Plunger Test*. Apesar do ensaio envolver esforços dinâmicos, optou-se pela adoção de uma análise estática. A decisão está apoiada nas hipóteses destacadas em Jones^[243]. O ensaio experimental enquadra-se nas hipóteses propostas pelo autor. A diferença de massas é bastante significativa, a velocidade de aproximação é substancialmente inferior à 15 m/s e a taxa de deformação é muito pequena. Entretanto a borracha possui características viscoelásticas e é sensível à taxa de deformação. Ainda assim é razoável adotar-se uma abordagem estática.

8.3 Detalhes da modelagem⁸

O código de elementos finitos utilizado na simulação foi o ABAQUS. Além de ser um programa de caráter genérico, é capaz de simular o comportamento de materiais “hiperelásticos” e “incompressíveis” como a borracha. As equações constitutivas dos materiais assumem que os mesmos sejam isotrópicos e elásticos. O modelo foi abastecido com as propriedades mecânicas (obtidas em laboratórios) dos materiais que compõe os elementos fundamentais do pneu (figura 4.10). Por razões de confiabilidade industrial os valores dessas propriedades além de algumas informações como medida do pneu, pressão de inflação e aro serão propositadamente omitidas.

Utilizou-se um modelo tridimensional não linear para representar os pneus. Cada tipo de pneu foi montado e inflado no aro e pressão indicados na norma. Inicialmente, o pneu de automóvel foi modelado e validado considerando-se a geometria dos incavos (figura 8.1).

⁸ Os engenheiros Anderson Munitz Calhabeu e Ricardo Murilo Dias tiveram participação decisiva para o sucesso das simulações matemáticas descritas nesse capítulo.

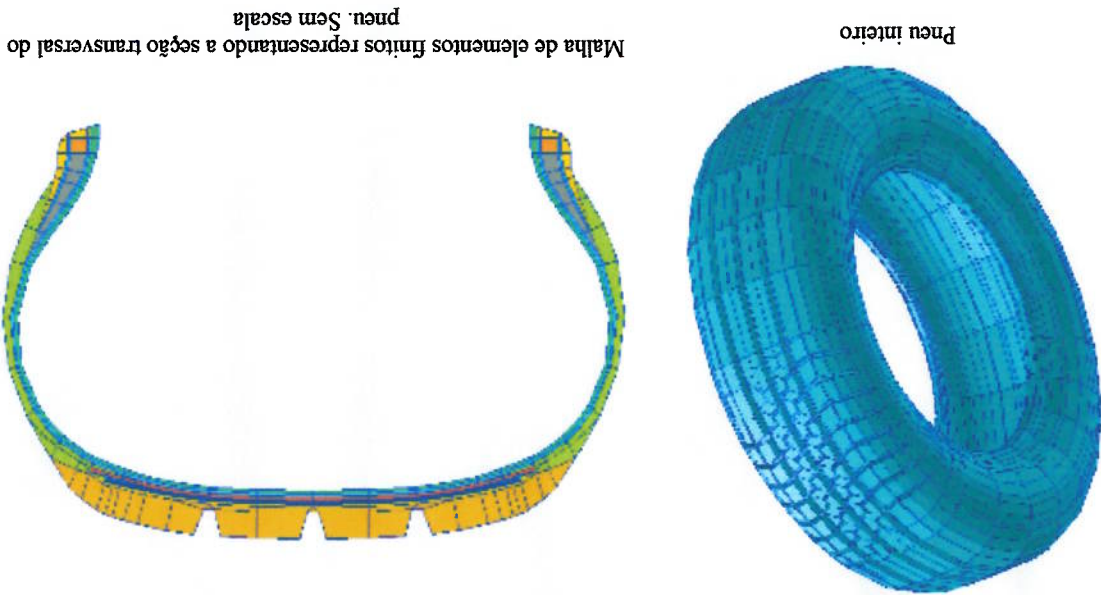


Fig. 8.1: Modelo tridimensional não linear de pneu de automóvel.

Para que o punção não penetrasse diretamente no incavo central (de acordo com a recomendação da norma), desconsiderou-se o desenho da banda de rodagem (figura 8.2). Acredita-se que o modelo tenha se tornado mais “reforçado” do que o pneu real uma vez que “virtualmente” existe mais material resistindo aos esforços externos.

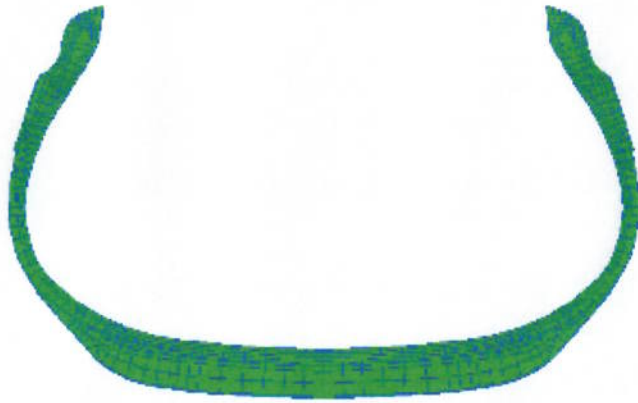


Fig. 8.2: Malha de elementos finitos “desconsiderando a geometria dos incavos.”

O pneu de caminhão foi modelado de acordo com as figuras 8.3 e 8.4. Novamente cada estrutura fundamental foi estudada considerando as propriedades do material que a compunha.

“ Apesar de não estar demonstrado com cores diferentes, cada estrutura fundamental (figura 4.10) foi modelada com as respectivas propriedades mecânicas dos seus materiais.



Pneu inteiro

Malha de elementos representando a seção transversal do pneu e do aro. Sem escala

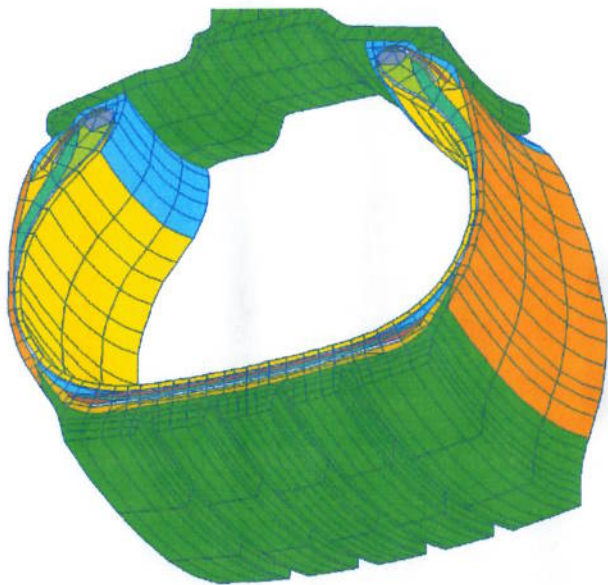


Fig. 8.3: Modelo tridimensional não linear de pneu de caminhão.

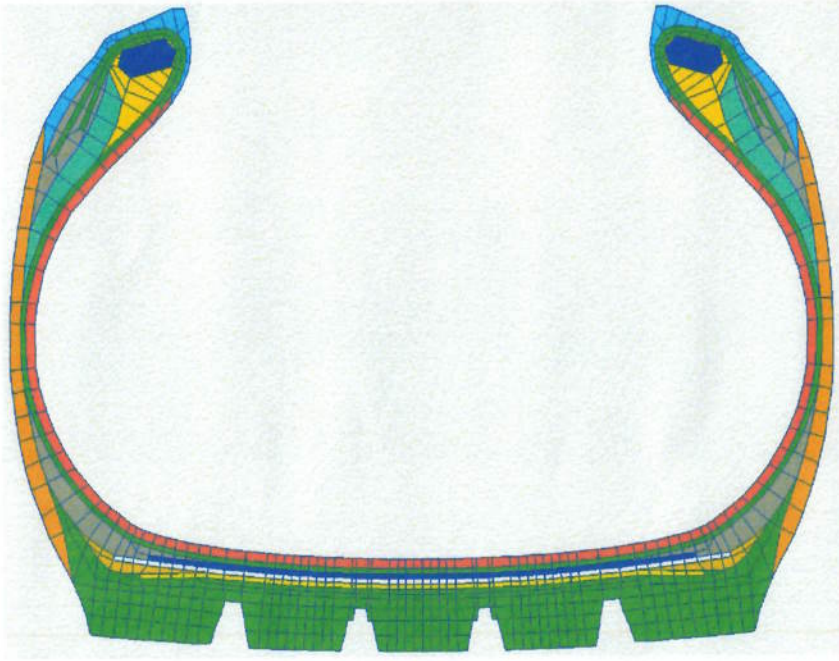


Fig. 8.4: Estruturas fundamentais do modelo^N.

^N Apesar das estruturas fundamentais e suas propriedades serem as mesmas, as cores utilizadas em cada figura podem ser diferentes.

As estruturas fundamentais e suas respectivas classes de materiais são detalhadas na Tabela XIII. Aquelas estruturas que possuem duplicidade (flanco, lista antiabrasiva, lista do talão, friso) foram apresentadas apenas 1 vez. As figuras são apenas ilustrativas e não estão em escala. Os elastômeros foram modelados de acordo com o modelo de Mooney – Rivlin enquanto atribuiu-se aos compostos um comportamento referenciado nas equações de Halpin – Tsai.








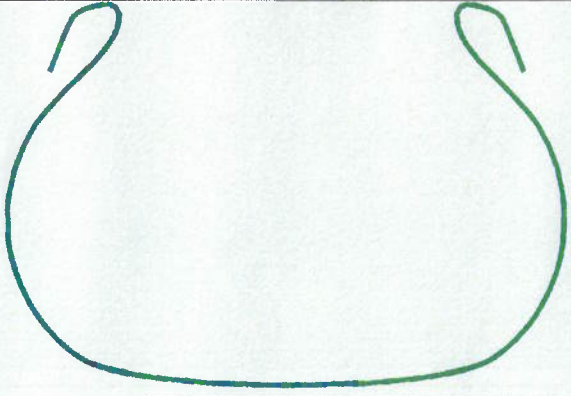


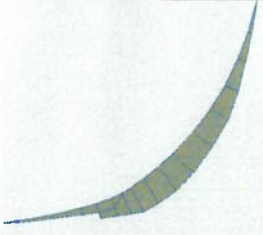
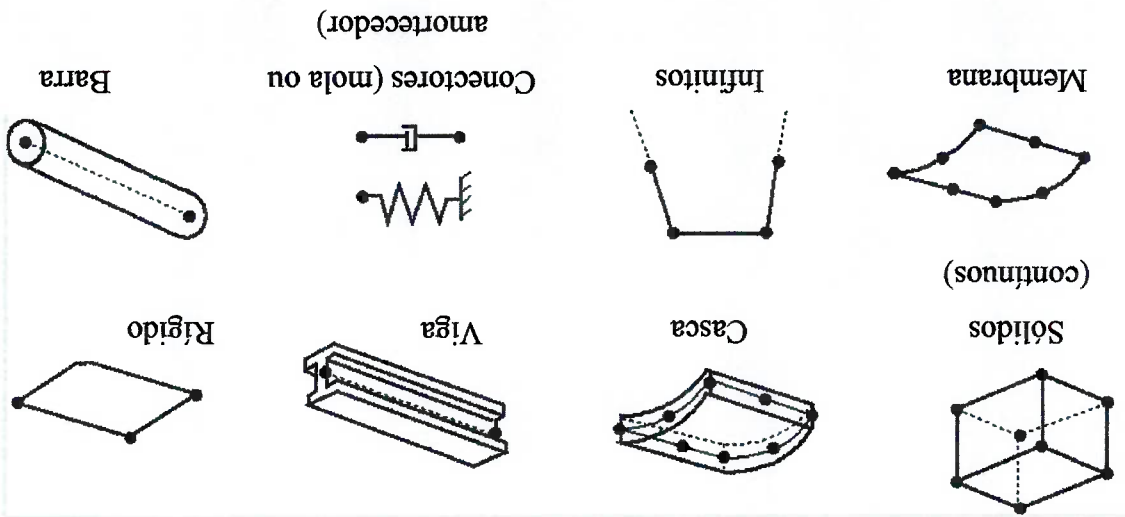
Material	Ilustração	Estrutura
Polímero		Banda de rodagem
Polímero		Flanco
Polímero		<i>Liner</i>
Polímero		Lista antiabrasiva
Polímero		Listas do talão
Polímero		Enchimento entre cinturas

Tabela XIII: Estruturas fundamentais e materiais. Pneu de caminhão.

Metálico		Friso
Metálico		Carcaga
Polímero		Enchimentos do talão
Polímero		Enchimentos do talão
Polímero		Enchimento sob cinturas

Os elementos sólidos (ou contínuos) são os mais tradicionais na família de elementos volumétricos. Materiais simples e homogêneos podem ser atribuídos aos mesmos, além de ser possível a inclusão de diferentes camadas de diferentes materiais. Essa característica é extremamente útil para a análise de compósitos. Os pneus foram modelados com elementos do tipo C3D8H: contínuos (C), tridimensionais (3D), de 8 nós (8) e com formulação híbrida (H). A formulação híbrida é uma alternativa

Fig. 8.5: Família de elementos disponíveis no ABAQUS



O programa ABAQUS possui uma vasta "livraria" de tipos de elementos. Alguns exemplos são mostrados na figura 8.5.

Composito		Bordo
Composito		1ª cintura
Composito		2ª cintura
Composito		3ª cintura
Composito		4ª cintura

matemática para a análise de “comportamentos incompressíveis ou inextensíveis”. Para a realização dos cálculos, o código de elementos finitos utiliza uma numeração interna referente aos nós do elemento. A numeração empregada pelo ABAQUS para caracterizar o elemento C3D8H é apresentada na figura 8.6.

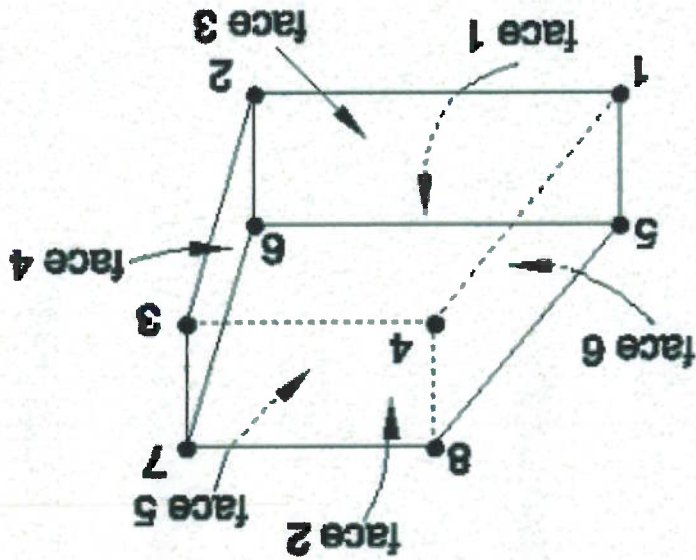


Fig. 8.6: Numeração dos nós e das faces do elemento C3D8H⁸.

A formulação do elemento refere-se à teoria matemática empregada para definir seu comportamento. A formulação do elemento C3D8H é “Lagrangiana”. O programa utiliza diversas técnicas numéricas para realizar a integração ao longo do “volume do elemento”. Os graus de liberdade são calculados nos nós dos elementos. Em quaisquer outros pontos, as variáveis de estado são obtidas por interpolação dos valores nodais. Geralmente o grau (ordem) de interpolação é definido pelo número de nós usados para descrever cada elemento. Os elementos que possuem nós apenas nos vértices, utilizam interpolação linear em cada direção. São chamados lineares ou “de primeira ordem”. Já os elementos que possuem nós “medianos”, utilizam interpolação de segunda ordem e são denominados “quadráticos”. A escolha do tipo de elemento influencia drasticamente no montante de cálculos necessário para atingir-se a solução. Dessa maneira, o esforço computacional dispensado será maior quanto maior o número de nós do elemento. A utilização de um elemento C3D20H, ilustrado na figura 8.7, implica em uma análise com maior volume de cálculos do que uma análise que utiliza o mesmo número de

⁸ Fonte: manual do ABAQUS versão 5.6.

elementos do tipo C3D8H. Contudo, a qualidade do resultado depende da escolha adequada do elemento.

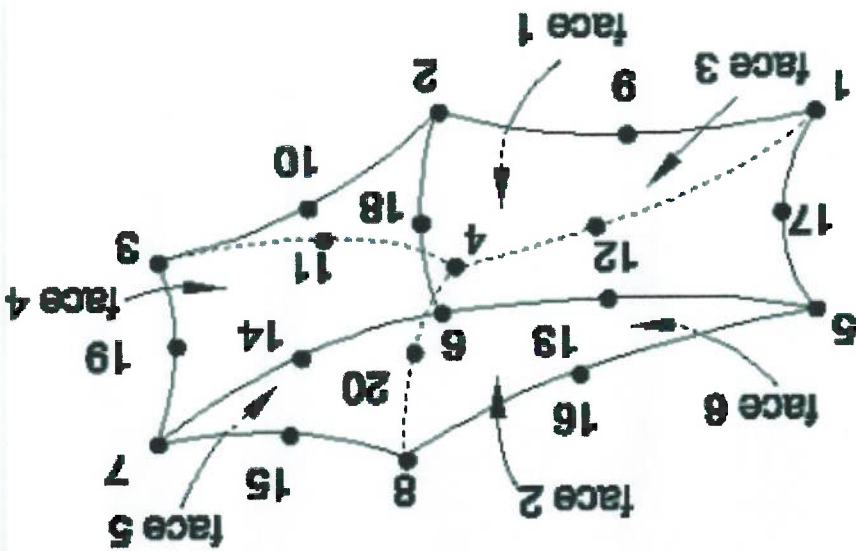


Fig. 8.7: Numeração dos nós e das faces do elemento C3D20H¹².

Sabe-se que os pneus possuem materiais compostos anisotrópicos. Dessa maneira o programa de elementos finitos deve "atualizar as direções das propriedades dos materiais durante a deformação"^[12]. Elementos de reforço do tipo RBAR, apresentados na figura 8.8, foram empregados para caracterização dos materiais compostos (descritos na Tabela XIII).

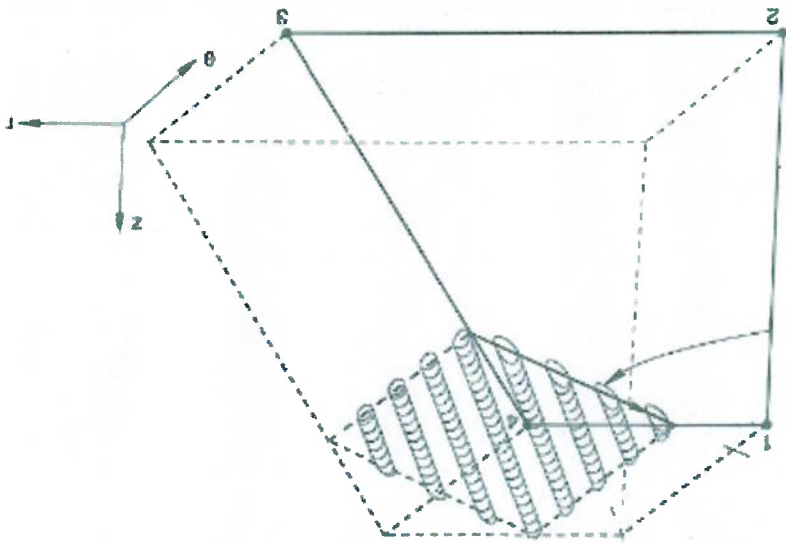


Fig. 8.8: Elemento¹² do tipo RBAR.

¹² Fonte: manual do ABAQUS versão 5.6.

As estruturas do pneu de caminhão que foram modeladas com elementos do tipo REBAR estão ilustradas em verde na figura 8.9. A mesma metodologia foi empregada para a análise e simulação do pneu de automóvel.

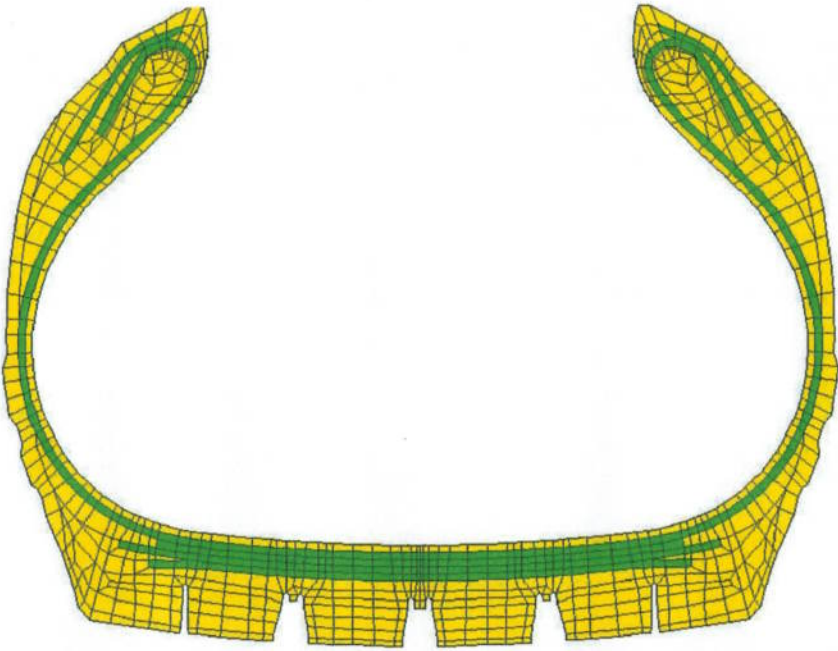


Fig. 8.9: Estruturas modeladas por elementos do tipo REBAR (cor verde).

O modelo utilizado na simulação de pneus de caminhão, possuía cerca de 50 mil elementos C3D8H com aproximadamente 331 mil graus de liberdade (desconsiderando os nós restritos). A simulação completa consumiu aproximadamente 145 h de processamento computacional.

O modelo utilizado na simulação de pneus de automóvel, possuía cerca de 30 mil elementos C3D8H com aproximadamente 200 mil graus de liberdade. A simulação completa consumiu aproximadamente 72 h de processamento computacional.

O punção foi modelado como uma superfície rígida. Sua representação está ilustrada na figura 8.10. As dimensões foram extraídas da norma. A caracterização das variáveis de estado do punção não era foco do trabalho, por isso a superfície não foi discretizada.

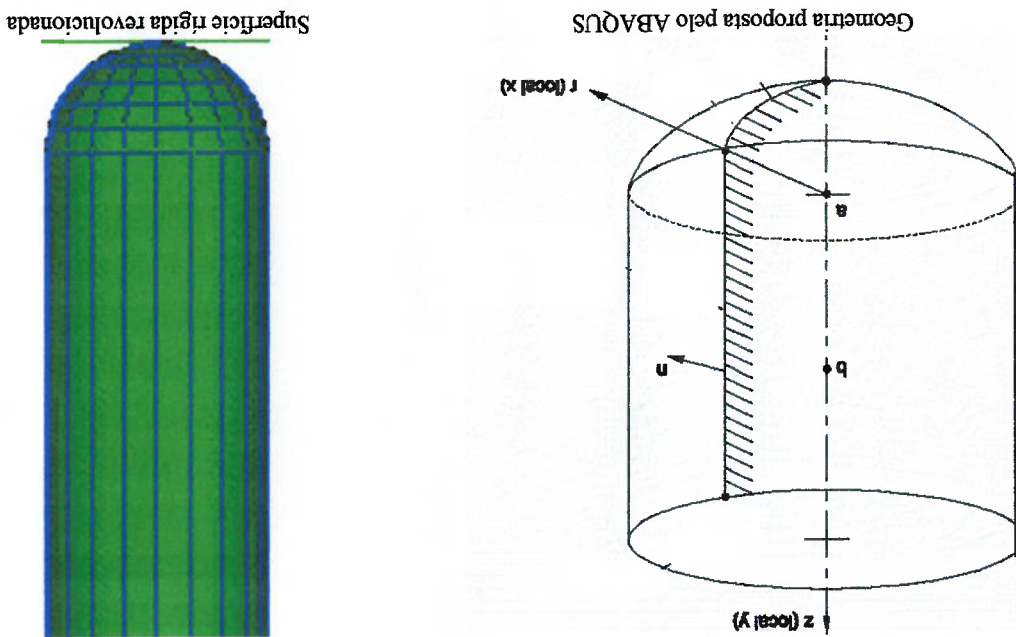
Os protótipos físicos foram montados nos aros sugeridos e inflados com as pressões internas especificadas pela norma. Utilizou-se um perfilômetro tridimensional, destacado na figura 8.11, para caracterização do perfil externo dos pneus. O perfil externo foi sobreposto ao perfil previsto pelo modelo matemático.

8.4.1 Análise dimensional

A metodologia empregada para validar o modelo consiste em comparar as dimensões medidas no pneu real com aquelas previstas pela modelagem. O método foi utilizado em ambos pneus.

8.4 Validação do modelo

Fig. 8.10: Modelagem do punção.



Segundo os conceitos da Tabela II, mediu-se o diâmetro externo e a largura de seção do pneu. Similarmente à metodologia descrita no item 5.3.3, obteve-se o “formato estático” da região de contato. Com o auxílio de prensas, ilustradas na figura 8.12, aplicou-se a carga nominal do pneu (de acordo com a ALPA^[50]) e registrou-se a geometria do contato. A prensa utilizada para pneus de caminhão e ônibus possui sistema hidráulico para aplicação de carga. Existe um transdutor de força na haste do cilindro. O controle de carga é analógico, realizado com a atuação de servoválvulas. A prensa utilizada para pneus de automóveis possui sistema pneumático para aplicação de carga. Existe um transdutor de força na haste do cilindro. A tecnologia utilizada no controle de carga é digital, baseada na atuação de válvulas pneumáticas proporcionais. Segundo uma metodologia interna da Pirelli Pneus S/A, mediu-se com paquímetro a largura de seção do pneu sob carga.

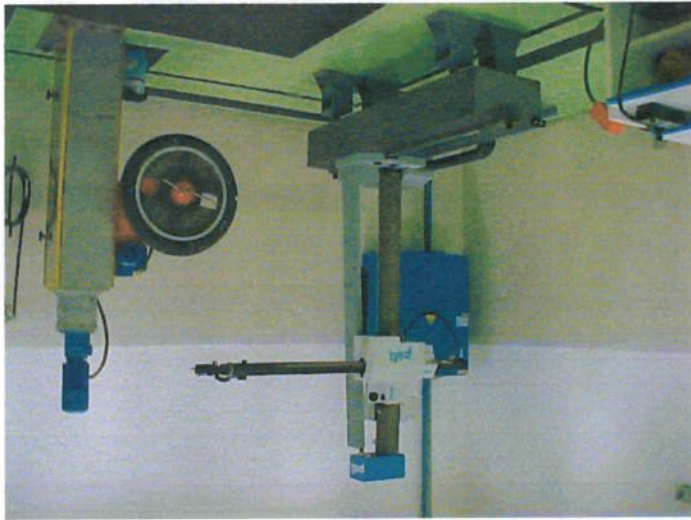


Fig. 8.11: Perfilômetro tridimensional.



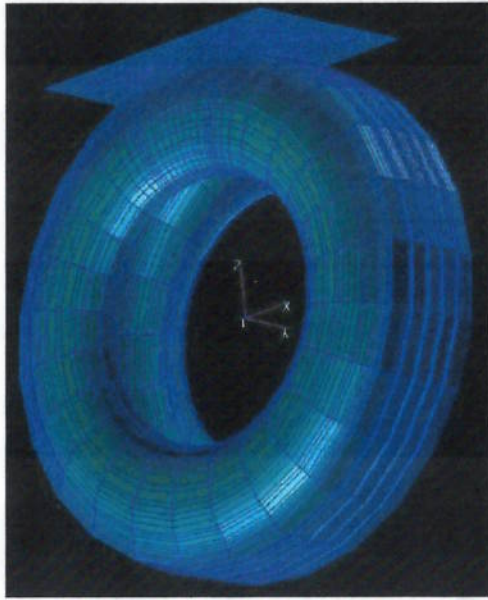
Pneus de automóveis



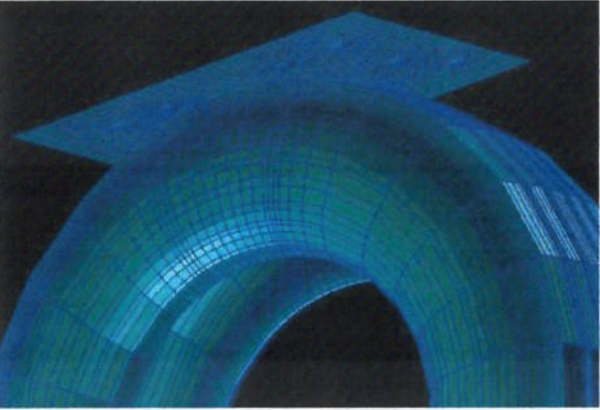
Pneus de caminhão

Fig. 8.12: Prensas utilizadas na determinação da geometria do contato.

As condições experimentais descritas (aro de montagem, pressão de inflação e carga aplicada) acima foram “reproduzidas” no modelo matemático. Utilizando-se uma superfície rígida plana simulou-se, conforme ilustrado na figura 8.13, a atuação da prensa.



Pneu inteiro



Detalhe do contato

Fig. 8.13: Simulação matemática da atuação das prensas.

8.4.2 Comparação de resultados

A superposição de perfis externos (figura 8.14) apresentou bons resultados. Em termos dimensionais os modelos representam muito bem o comportamento do pneu real. A seguir, encontram-se as informações sobre o pneu de caminhão. Apesar de não estar demonstrado, o mesmo procedimento foi aplicado ao pneu de automóvel. Novamente o modelo apresentou bons resultados.



Fig. 8.14: Superposição de perfis (sem escala).

Comparações geométricas entre o formato estático obtido experimentalmente e aquele fornecido pela simulação numérica podem ser observados nas figuras 8.15 e 8.16. Ambos modelos foram hábeis na representação do pneu real.

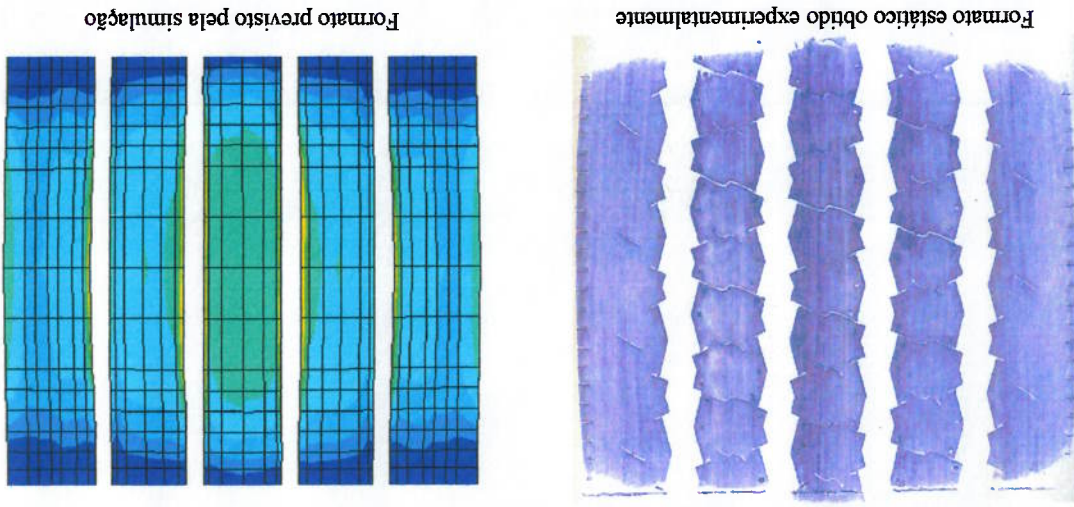
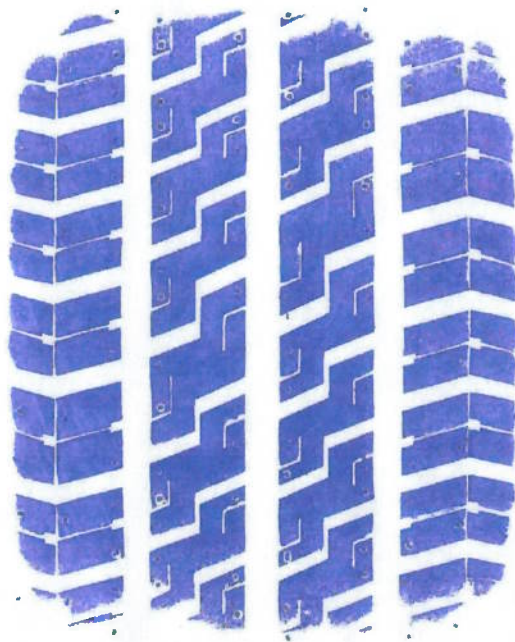
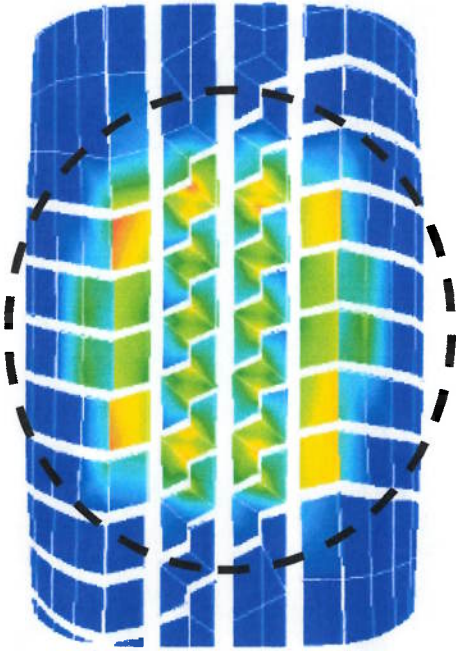


Fig. 8.15: Comparação geométrica do pneu de caminhão.

A medição dimensional realizada experimentalmente, confirmou as previsões do modelo. A seguir encontram-se as ilustrações dos conceitos de “largura da seção sob carga” (figura 8.17) e “amassamento” (figura 8.18). O confronto entre as dimensões obtidas para o pneu de caminhão está destacado na Tabela XIV. O mesmo confronto, realizado para o pneu de automóvel, apresentou bons resultados.

Fig. 8.16: Comparação geométrica do pneu de automóvel.

Formato estático obtido experimentalmente
Formato previsto pela simulação (limitado pelas linhas pontilhadas)



« O perfil “preto” representa a configuração deformada devido à pressão de inflação. O perfil “vermelho” representa a ação da pressão de inflação associada à carga.

Fig. 8.18: Conceito de “amassamento”.

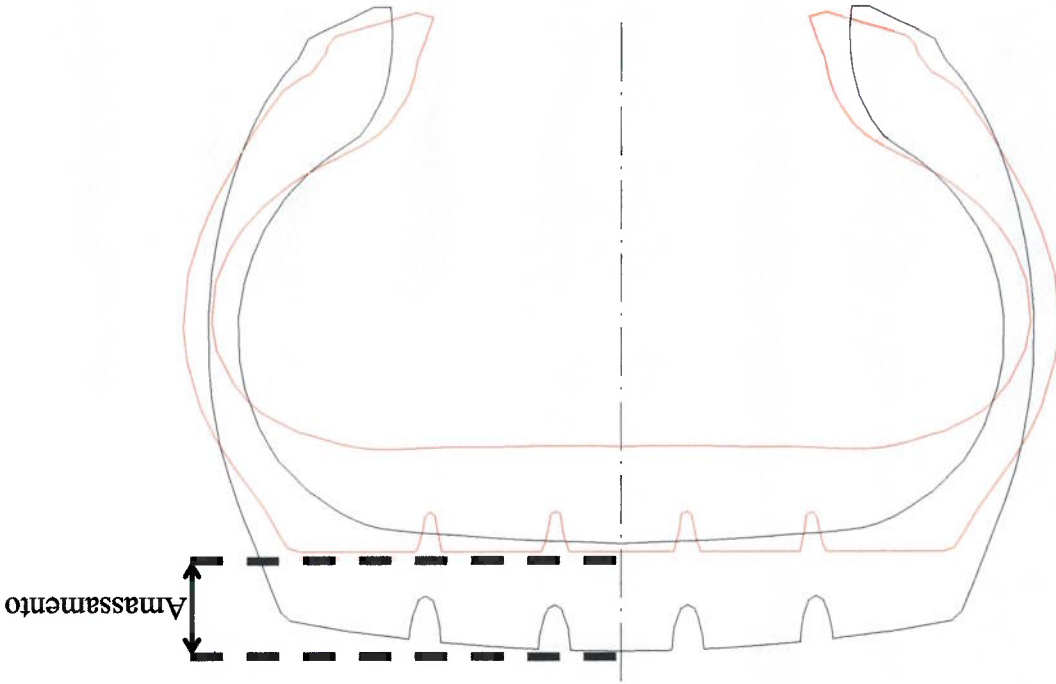
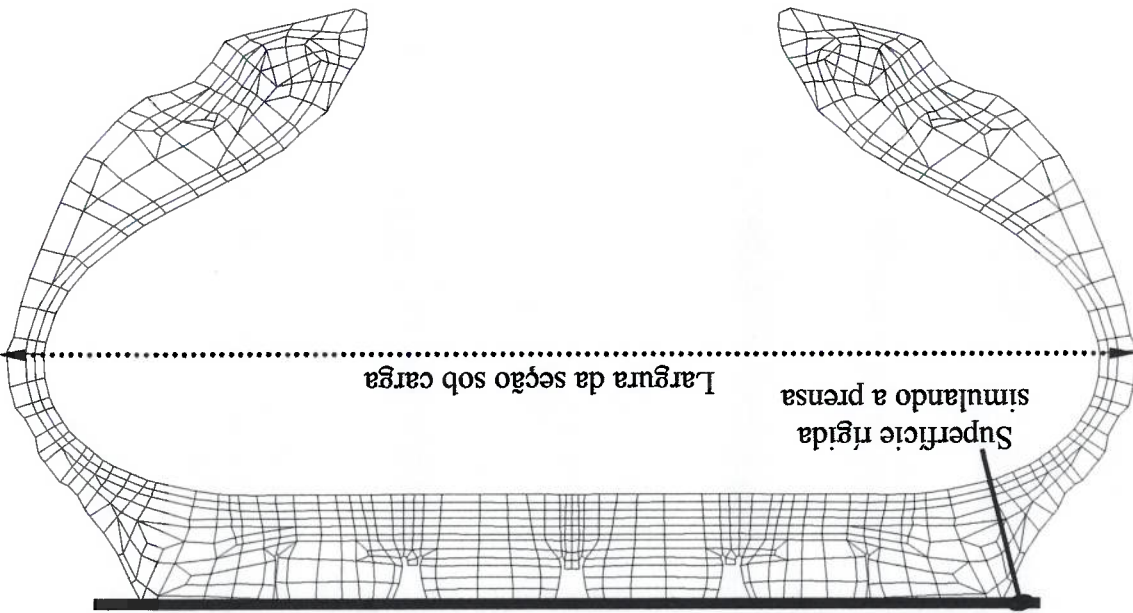


Fig. 8.17: Largura de seção sob carga. Pneu de caminhão.



Dimensões [mm]	Experimental	Modelagem	Diferença %
Diâmetro pneu inflado	867	868	0,1
Largura de seção	260	260	0
Largura de seção sob carga	283	284	0,4
Amassamento	33	32	3

Tabela XIV: Confronto dimensional entre medições: experimentais x modelo. Pneu de caminhão.

Por se tratar de um estrutura composta por muitos elementos, a simulação de um pneu apresenta elevado grau de complexidade. Essa simulação consiste em 4 fases (*steps*) principais. A seguir cada uma das fases será detalhada descrevendo-se as condições de contorno empregadas.

8.5.1 Início da montagem do aro

Inicialmente o pneu está "livre no espaço". Na primeira fase, vincula-se o conjunto de elementos que compõe o fuso do pneu (figura 8.19) restringindo o movimento de seus nós (figura 8.20) nos eixos 2 e 3.

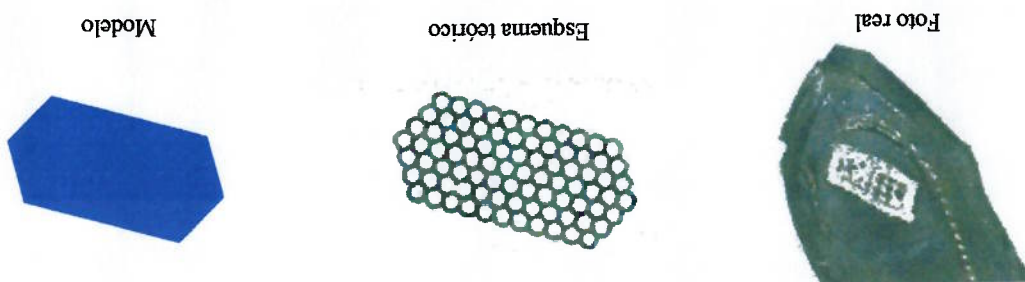


Fig. 8.19: Modelagem do fuso.

Após a restrição de movimento desses elementos, o modelo está apto a iniciar a montagem do aro. O início da montagem é ilustrado na figura 8.21. Aproxima-se o aro da posição inicial (cor preta) para posição intermediária (cor verde). Nessa posição o aro possui interferência suficiente com o pneu, para sustentá-lo e permitir a convergência dos cálculos matemáticos.

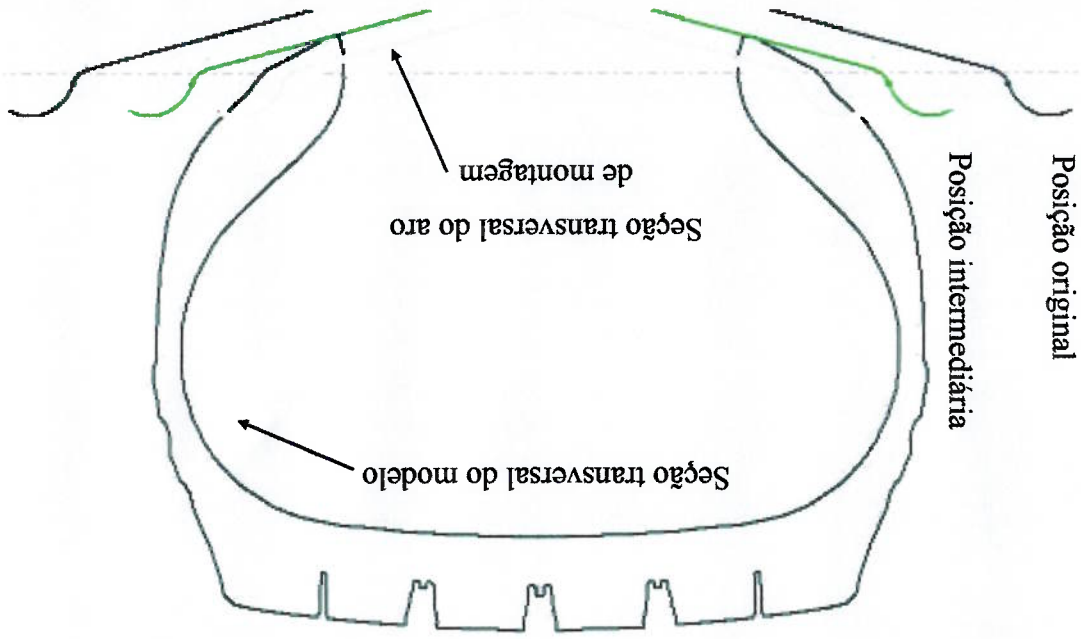


Fig. 8.21: Aproximação do aro.

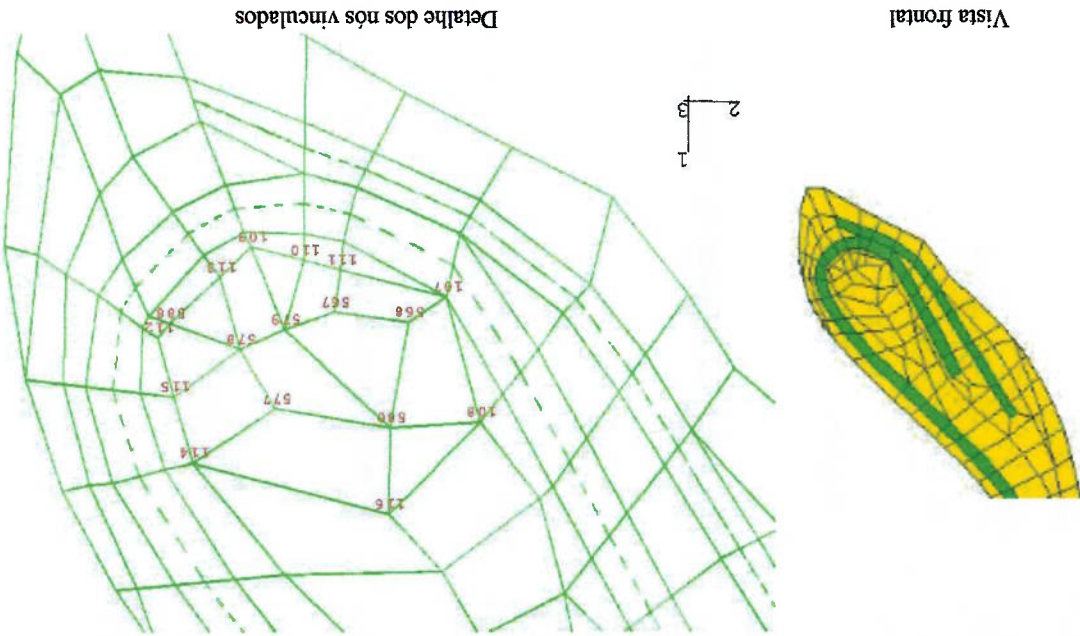


Fig. 8.20: Restrição dos nós do friso.

O último evento da primeira fase é a aplicação da pressão interna. Inicia-se a inflação do pneu ao submetê-lo à 50% da pressão desejada. A superfície que receberá a ação do carregamento que simula a atuação do fluido interno está destacada em verde na

figura 8.22.

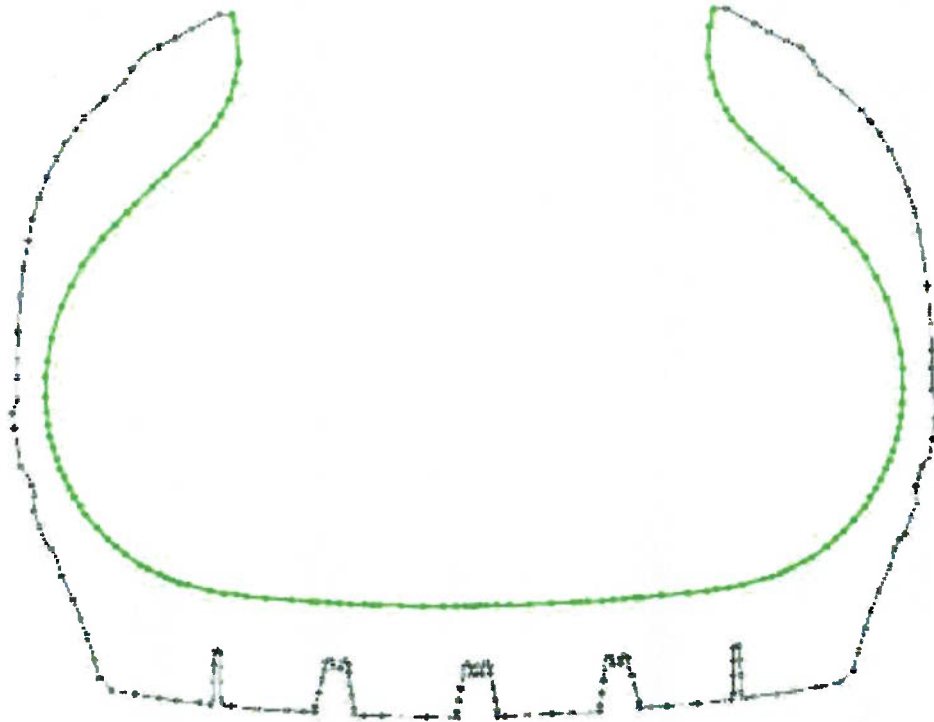


Fig. 8.22: Aplicação de pressão parcial¹⁸.

A fase de início da montagem resume-se a:

- Fixação dos nós do friso para permitir a montagem;
- Início da interferência entre aro e pneu para “armazenar o fluido interno”;
- Aplicação de 50% de pressão desejada.

8.5.2 Término da montagem do aro

O pneu está parcialmente inflado e conformado. Aplica-se o restante da pressão interna. Esse recurso divide o volume de cálculos necessário para simular a ação do fluido interno. A mesma superfície da figura 8.22 será responsável por interagir diretamente com o carregamento que simula a ação do fluido. Avança-se o aro para a posição final (ilustrado em vermelho na figura 8.23).

¹⁸ Apesar de haver a interferência com o aro de montagem, o mesmo não está representado nessa figura.

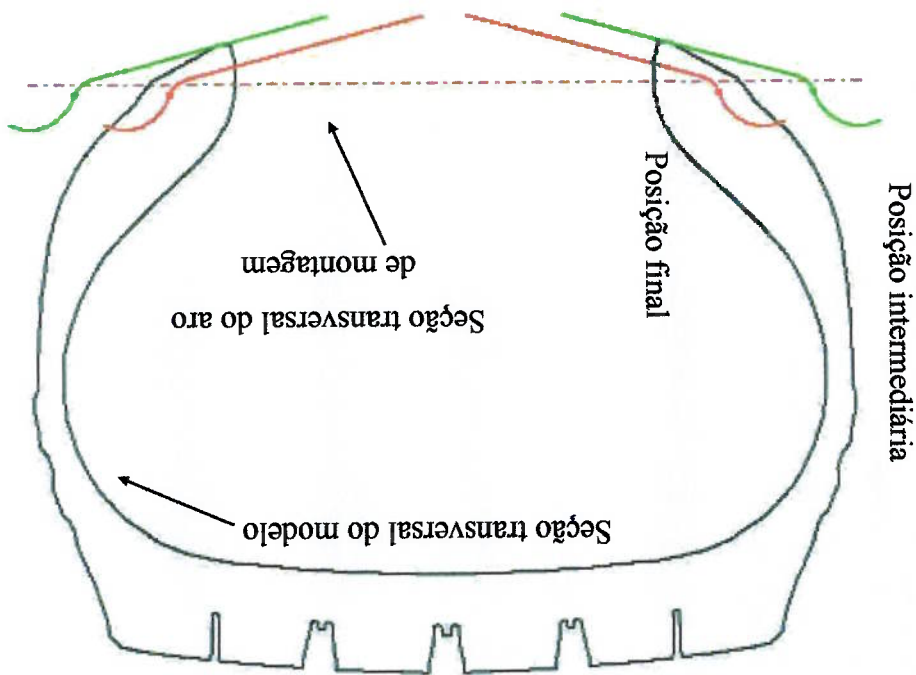


Fig. 8.23: Situação final da montagem⁸⁸.

Após a aproximação final do aro, os nós do friso são desvinculados. A partir desse momento eles possuem livre movimentação nos três eixos. Em contraposição o aro, que é modelado como sendo uma superfície rígida, é fixo na posição final.

A fase de término da montagem é composta por:

- Liberar os graus de liberdade do friso;
- Aplicar da pressão total;
- Finalizar a interferência entre aro e pneu ;
- Fixar o aro de montagem.

8.5.3 Aproximação do punção

O pneu está montado e sob a ação do fluido interno. Nessa fase aproxima-se o punção da banda de rodagem do pneu. Esse recurso é utilizado porque o punção não possui inércia. Se ele fosse impresso contra a banda de rodagem os cálculos culminariam em uma indeterminação matemática pois o punção experimentalmente uma

⁸⁸ Obviamente o pneu responde à posição final e deforma-se para se acomodar na nova situação. Esse contorno final não está ilustrado nessa figura. Preferiu-se manter a situação original da seção transversal do modelo como referência para efeito de comparação com a figura 8.13.

“aceleração infinita”. Ele é conduzido em direção a banda de rodagem até que o ponto mais próximo faça contato. Essa aproximação é ilustrada na figura 8.24.

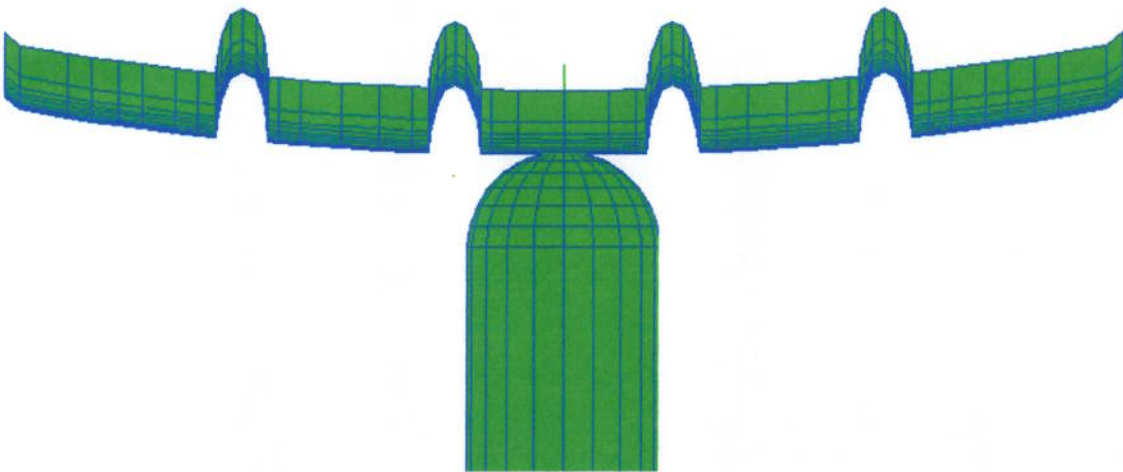


Fig. 8.24: Aproximação do punção.

A fase de aproximação do punção consiste na:

- Aproximação do punção para tornar possível a solução matemática.

8.5.4 Penetração do punção

Essa é a fase onde o ensaio começa a ser simulado. Todas condições de contorno já foram implementadas. Ao punção é fornecida a imposição de penetrar indiscriminadamente até que o mesmo atinja o aro de montagem (respeitando o critério de fim de ensaio sugerido pela norma). Essa fase é destacada na figura 8.25.

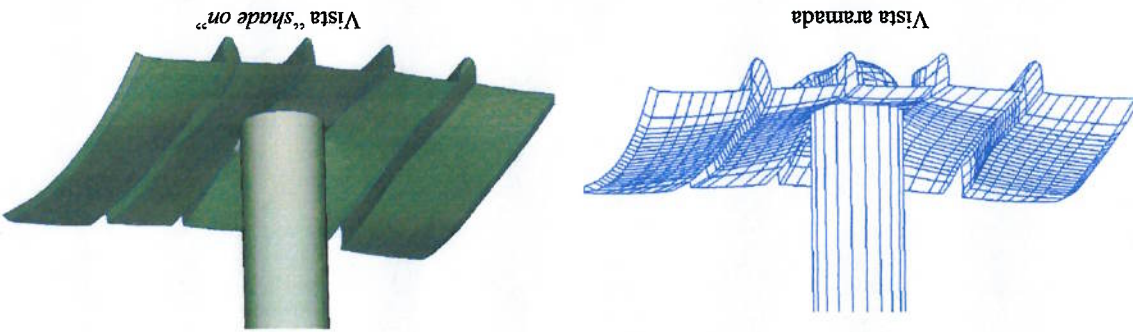


Fig. 8.25: Penetração do punção.

A fase de penetração do punção é:

- O início do avanço do punção até que o mesmo colida contra o aro.

8.6 Limitações do modelo

O modelo adotado não é capaz de representar os efeitos dinâmicos e viscoelásticos. Sabe-se que a borracha é sensível à taxa de deformação bem como à frequência de excitação e à temperatura. Além disso, a modelagem não contempla o fenômeno da plasticidade. As equações constitutivas do material descrevem apenas o comportamento elástico. O modelo não consegue detectar a degeneração das propriedades mecânicas. No ensaio experimental ocorrem deformações permanentes que comprometem a resistência estrutural de alguns componentes. Outra restrição do modelo: não existe critério de falha. Verifica-se experimentalmente que alguns pneus convencionais sofrem severos danos. O modelo proposto não seria capaz de detectá-los.

8.7 Resultados

Uma vez que os modelos matemáticos foram validados experimentalmente, foi possível submetê-los à simulação do *Plunger Test*.

8.7.1 Pneu de automóvel

Conforme citado anteriormente, a simulação desconsiderou a geometria dos incavos. Os diversos materiais que compõe o pneu foram considerados na modelagem. Nas figuras abaixo não estão atribuídas cores para cada tipo de material. Além disso o aro de montagem não está ilustrado nas figuras.

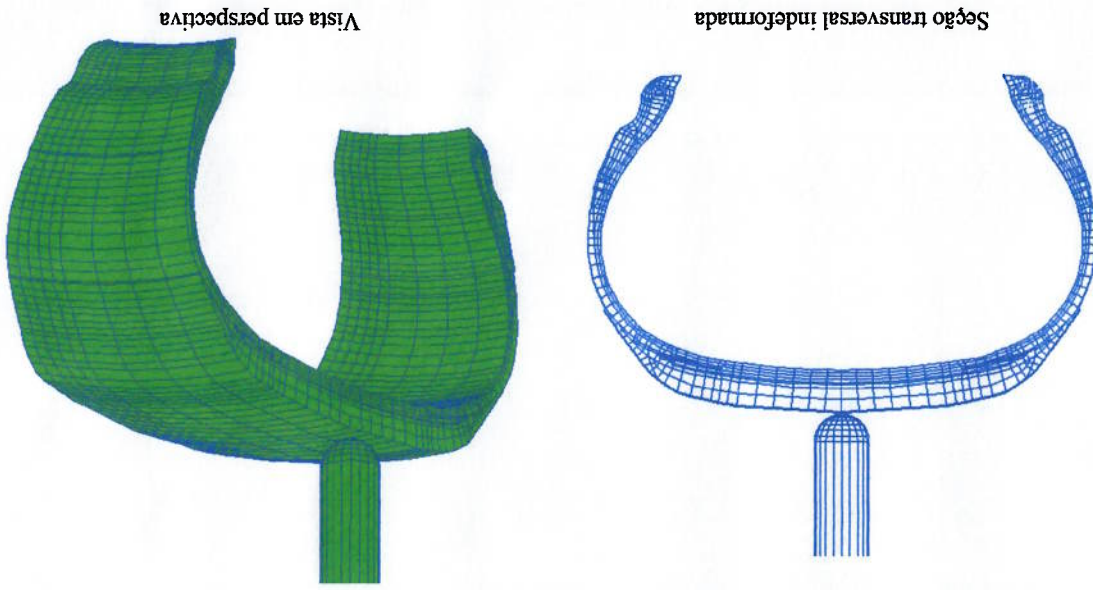


Fig. 8.26: Configuração inicial do "ensaio".

O punção é empurrado contra a banda de rodagem do pneu (figura 8.27), de acordo com as condições previstas pela norma.

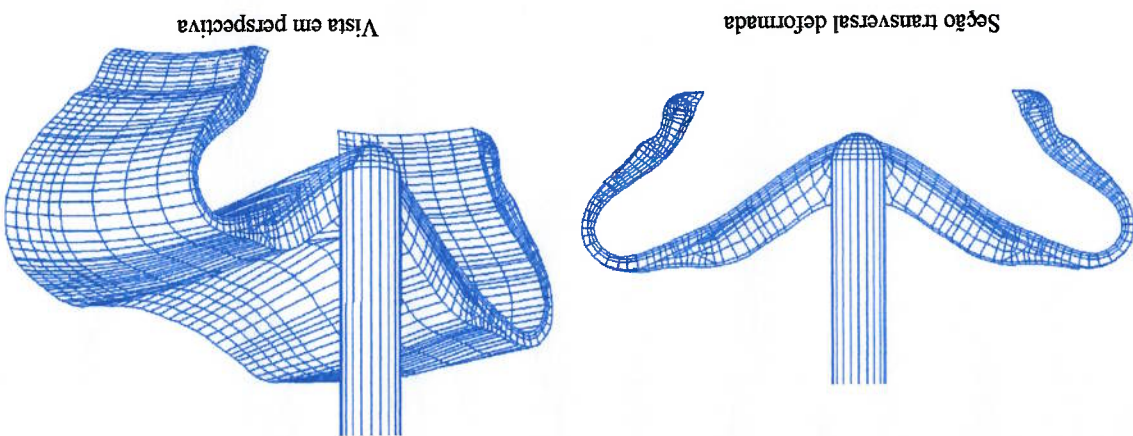


Fig. 8.27: Configuração durante a penetração.

Sabe-se que o modelo não é capaz de considerar a degradação das propriedades mecânicas assim como as deformações plásticas presentes no fenômeno. Para a estimar-se a energia de “ruptura” do modelo, determinou-se a variação da força de reação em função do deslocamento. O punção foi modelado como uma superfície rígida. Adotou-se um nó de referência na extremidade da superfície. O nó em questão é o primeiro ponto de contato entre o pneu e o punção. As variáveis estudadas (figura 8.28) foram R_F (reaction force) e U (displacement).

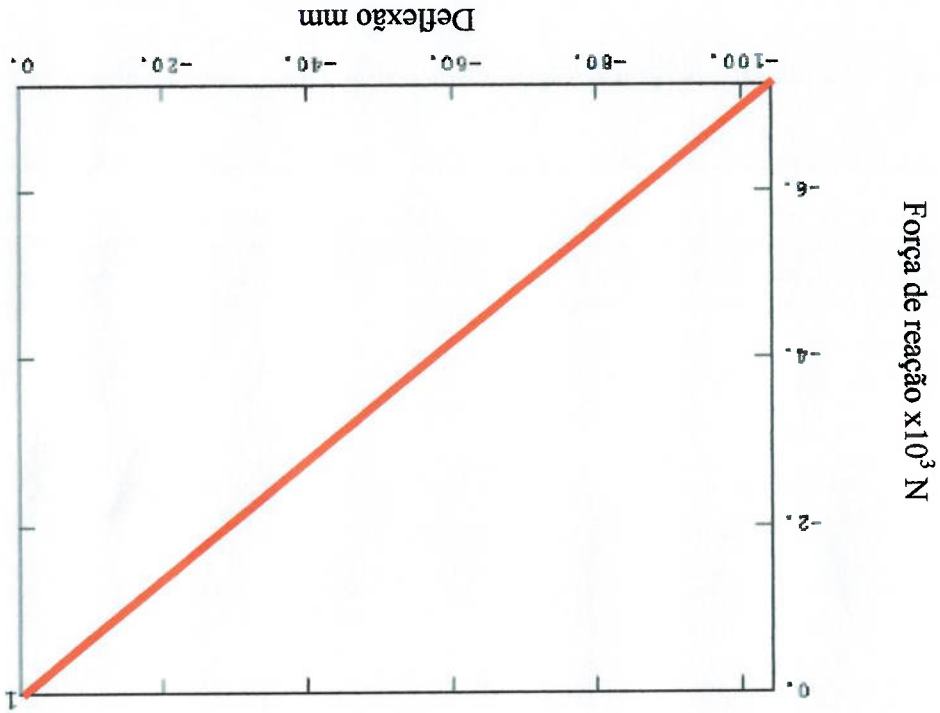


Fig. 8.28: Diagrama força x deflexão. Pneu de automóvel.

8.7.2 Pneu de caminhão

A simulação realizada no pneu de caminhão é similar àquela descrita anteriormente. Uma comparação ilustrativa entre o elemento contínuo e o modelo é apresentado nas figuras 8.29 até 8.31. O pneu utilizado nas fotos não é o mesmo utilizado no ensaio experimental. O pneu foi escolhido apenas como ilustração visto que o pneu estudado está em fase de desenvolvimento. Pelas mesmas razões de confidencialidade mencionadas anteriormente o objeto de estudo não será mostrado.

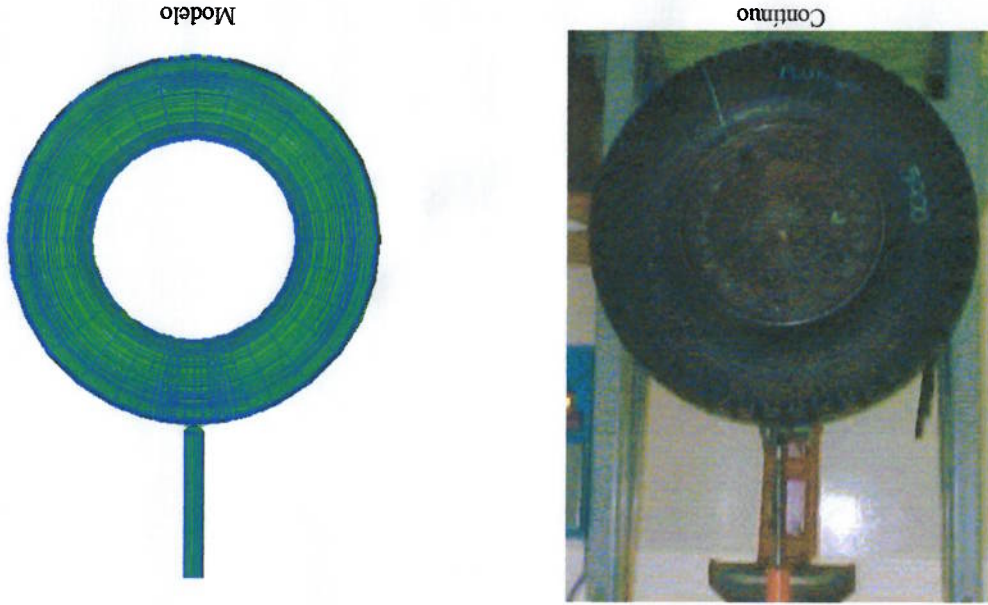


Fig. 8.29: Comparação ilustrativa.

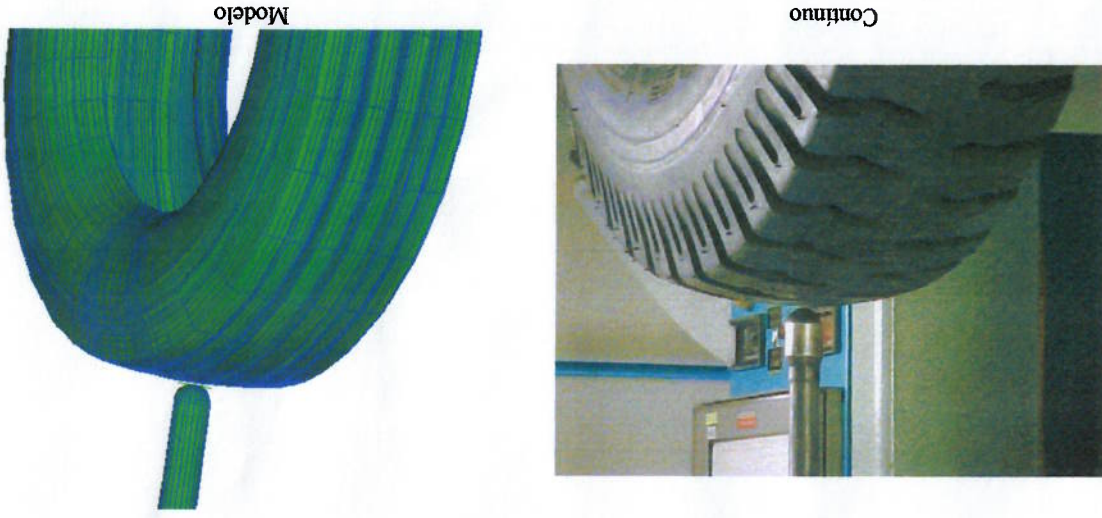


Fig. 8.30: Contínuo x modelo.

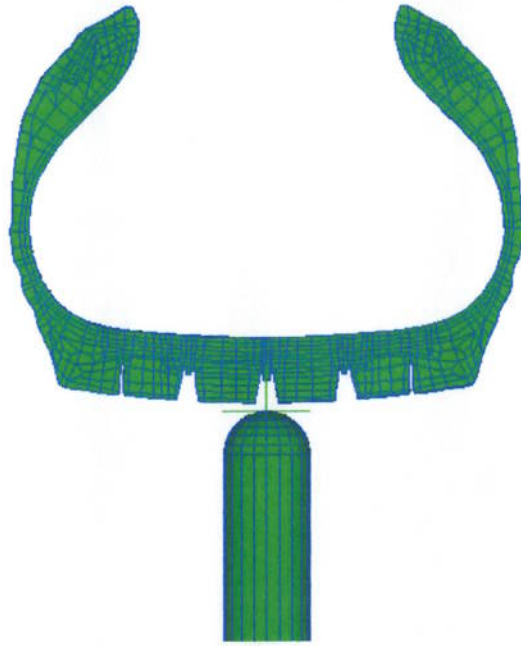


Fig. 8.31: Seção transversal do pneu.

Em um dado momento, a simulação requeria muitos incrementos para satisfazer as condições de equilíbrio (convergir para uma resposta adequada). Isso significa que grande volume de cálculos matemáticos estava sendo realizado para determinar-se a configuração deformada da estrutura. A simulação tornou-se extremamente lenta. A mesma foi interrompida para investigar-se os motivos de tal dificuldade. O momento no qual a simulação foi interrompida é apresentado na figura 8.32.

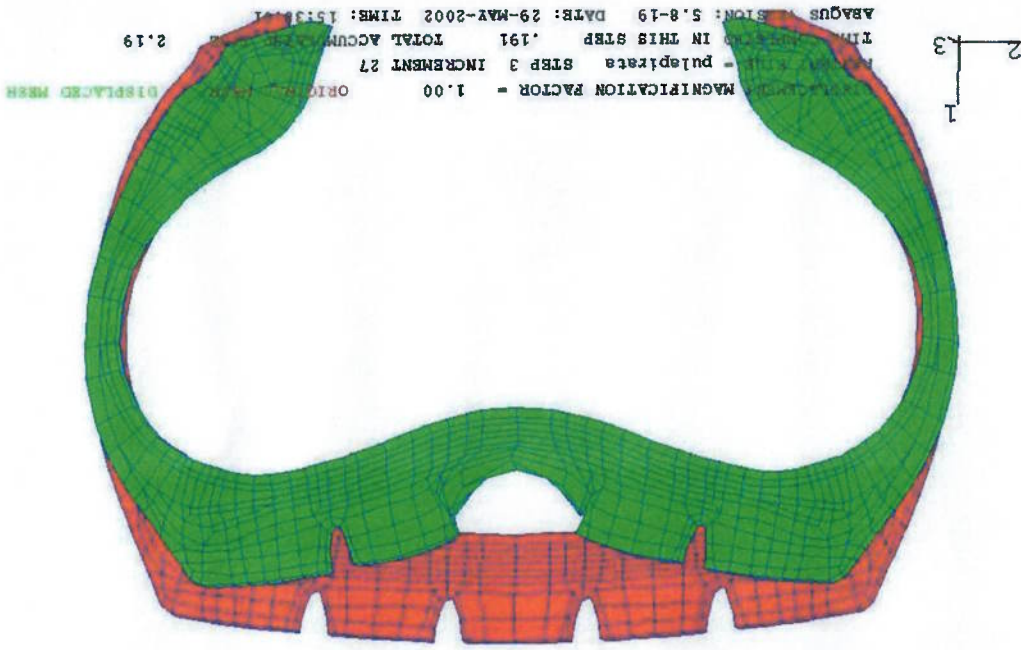


Fig. 8.32: Seção transversal do pneu.

Comparação da seção original (vermelho) com a seção deformada (verde).

Analisando-se a malha de elementos finitos, apresentada na figura 8.33, notou-se a presença de grandes deformações na região dos incavos centrais.



Fig. 8.33: Malha "aramada" de elementos finitos.

Destaque para as grandes deformações na região dos incavos centrais.

Com os recursos gráficos disponíveis no pós-processador do ABAQUS (ABAQUS-Post), percebeu-se a interpenetração entre as "paredes" dos incavos centrais. Esse fato é destacado na figura 8.34.

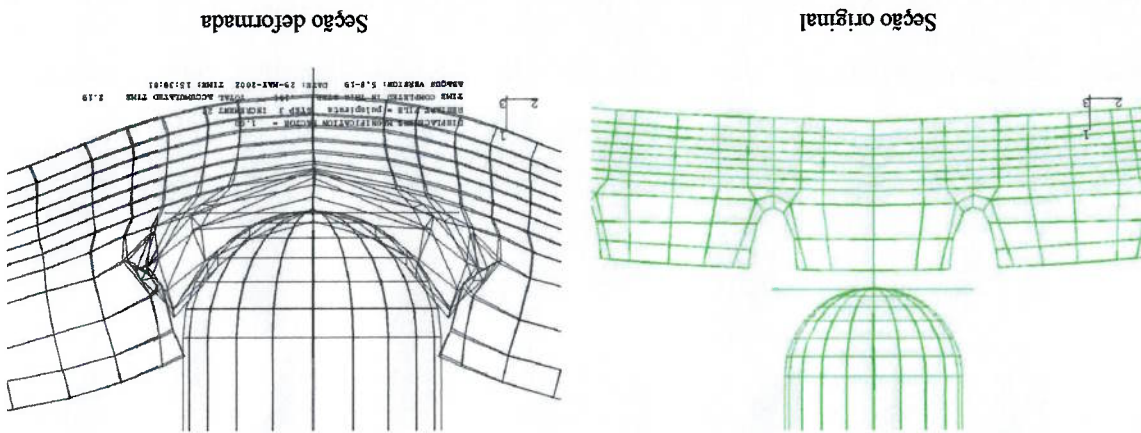


Fig. 8.34: Interpenetração dos incavos centrais.

A interpenetração dos incavos não é um fenômeno observado na natureza. Trata-se de uma deficiência (figura 8.35) da modelagem proposta.

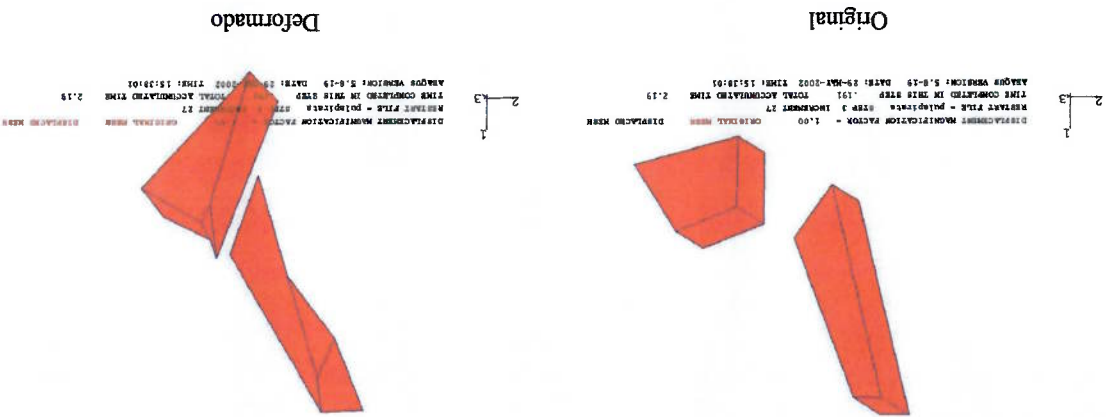


Fig. 8.35: Distorsão dos elementos que compõe a parede do incavo.

Utilizou-se um subterfúgio matemático para evitar a sobreposição e distorção dos elementos. Geraram-se superfícies nos contornos dos incavos e atribuíram-se propriedades especiais às mesmas, de tal maneira que não fosse possível a interpenetração dos elementos. A simulação prosseguiu até que fosse possível obter-se o diagrama força de reação em função do deslocamento do punção (figura 8.36).

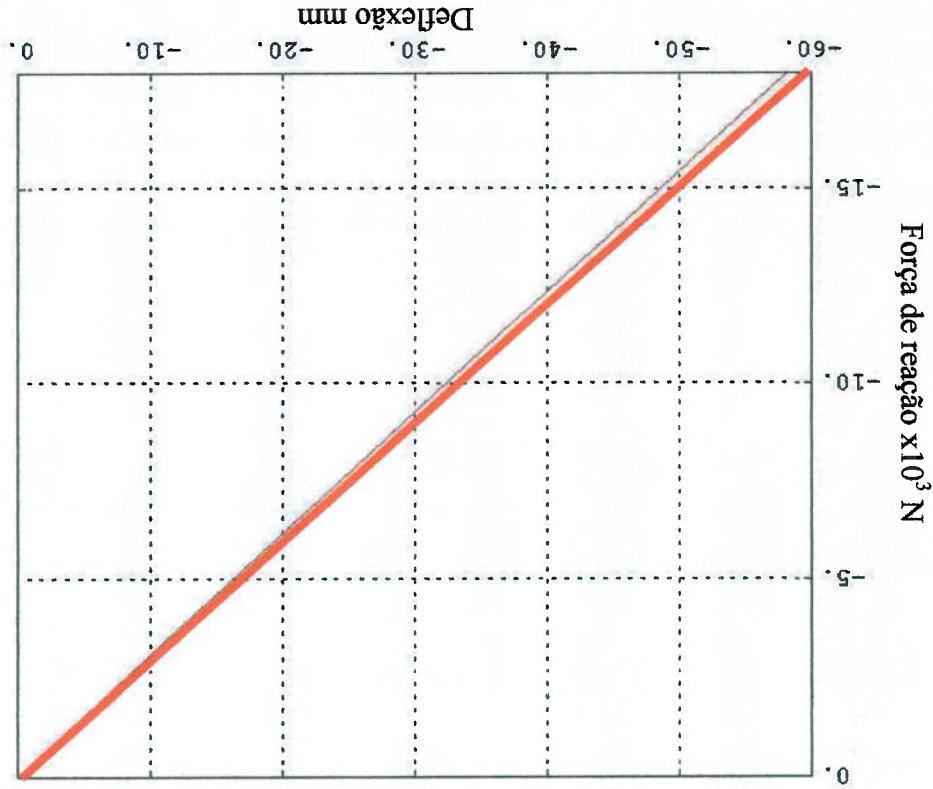


Fig. 8.36: Diagrama força x deflexão. Pneu de caminhão.

Após o término da simulação, pode-se extrair outras importantes informações. No início do projeto, deve-se escolher os materiais com os quais o pneu será fabricado. Existem diversos materiais compostos disponíveis para serem empregados nas cinturas. O modelo é capaz de estimar as tensões atuantes nos "fios" das cinturas. Torna-se possível a comparação da distribuição de tensões entre cinturas compostas por diferentes materiais. As tensões existentes nos fios das cinturas de um pneu de automóvel são exemplificadas nas figuras 8.37 até 8.40. Na fase de validação do modelo, simula-se a ação da prensa ao contrapor o pneu à uma superfície rígida.

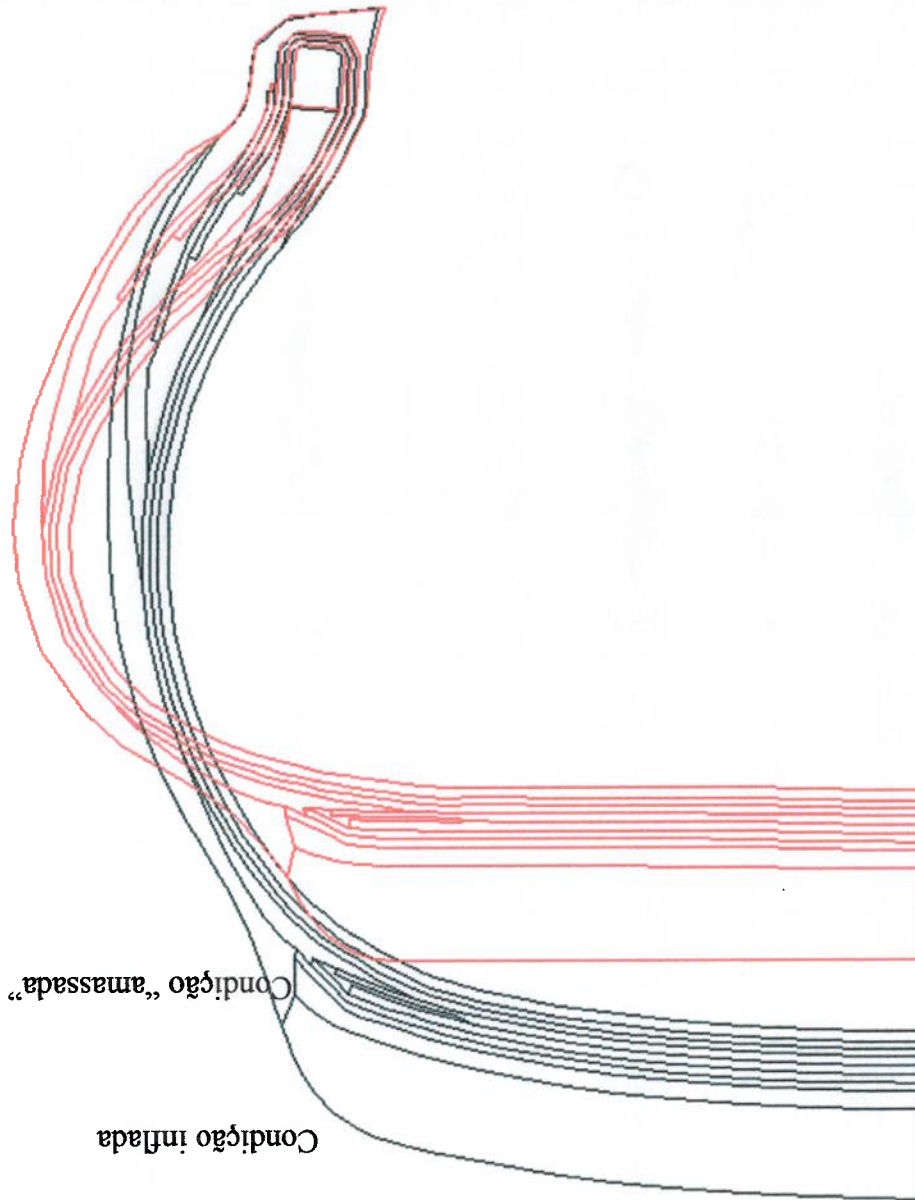


Fig. 8.37: Validação do modelo. Pneu de automóvel.

Fig. 8.39: Distribuição de tensão nos fios devido à pressão de inflação e à penetração da superfície.

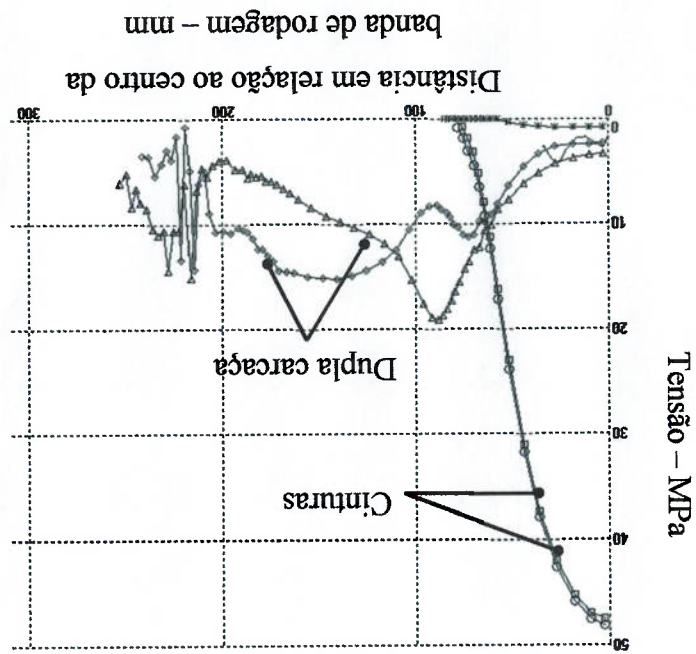
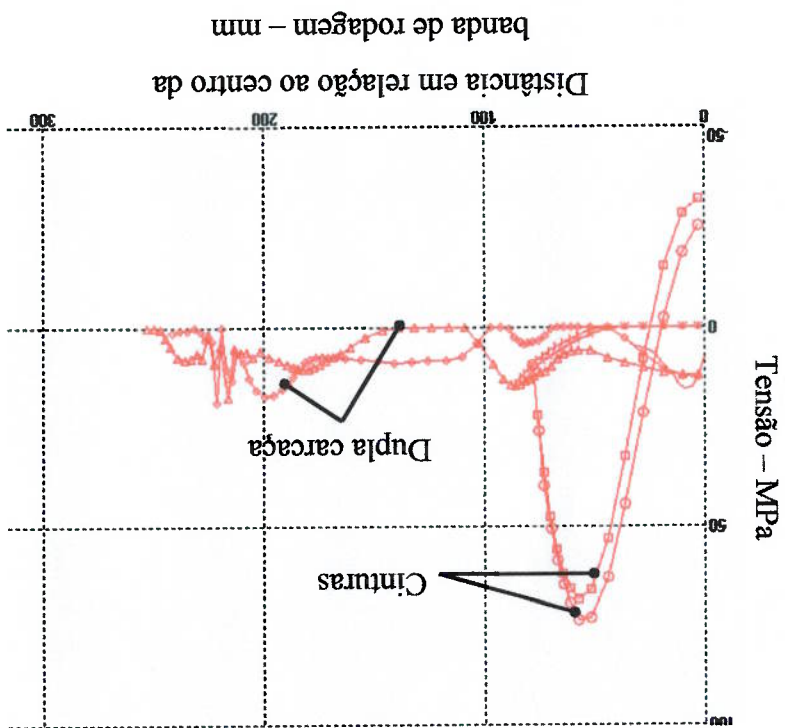
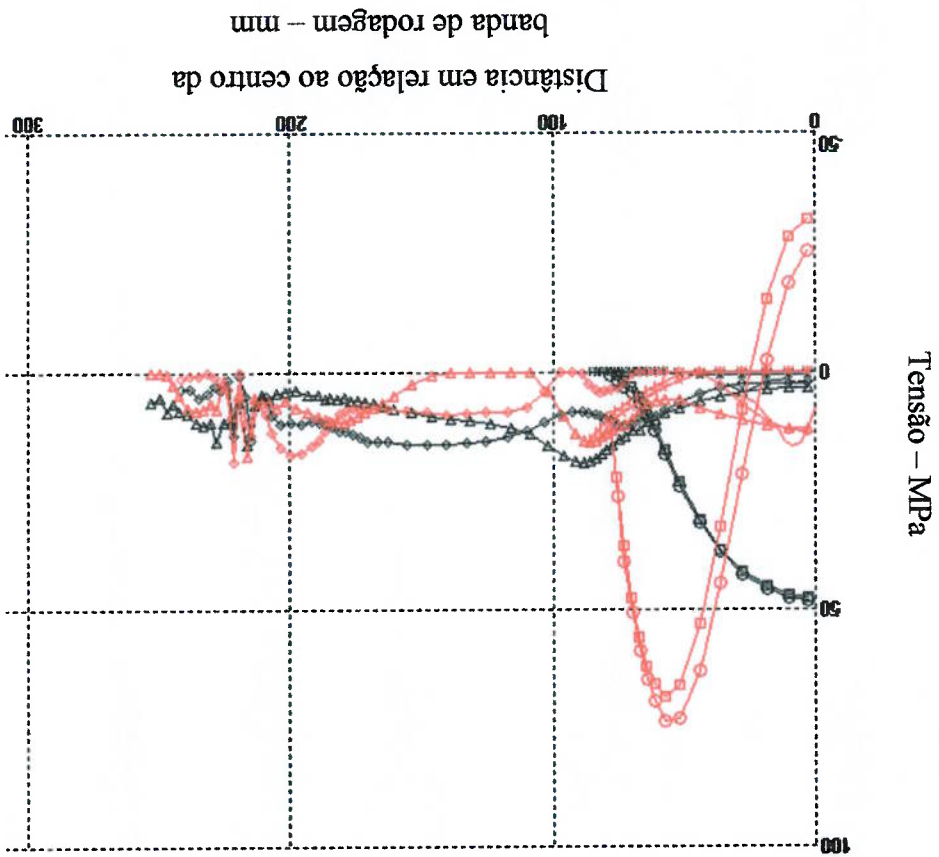


Fig. 8.38: Distribuição de tensão nos fios devido à pressão de inflação.



Pode-se perceber que os materiais compostos são expostos à diferentes distribuições de tensões. Pode-se comparar as distribuições existentes em diferentes materiais. De acordo com a situação estudada, é possível a utilização de materiais “menos nobres” reduzindo o custo da estrutura.

Fig. 8.40: Superposição dos casos anteriores.



Capítulo 9: Conclusões

“Repetir o que os outros já disseram requer educação. Desafiá-las requer inteligência.”⁸

⁸ Mary Petibone Poole (*A Glass Eye at a Keyhole*, 1938).

9 Conclusões

9.1 Aderência do modelo

Sinteticamente pode-se concluir que o objetivo da simulação numérica é prever o comportamento do pneu sem a necessidade de ensaiar-se o protótipo físico. Além disso, a simulação pode ser empregada na fase de desenvolvimento para comparar diferentes especificações de produto.

Realizou-se uma comparação entre os resultados experimentais e "virtuais". A equação 39 resume a metodologia utilizada para verificar-se a aderência do modelo (sua habilidade em descrever o fenômeno físico). Calculou-se o "erro" da modelagem, em relação ao ensaio experimental, baseando-se nos valores (V) provenientes de cada um..

$$\varepsilon\% = \frac{|V_{\text{experimental}} - V_{\text{simulação}}|}{V_{\text{simulação}}} \cdot 100 \quad (39)$$

9.1.1 Pneu de automóvel

Considerando-se a energia experimental média (calculada pela norma) como sendo o $V_{\text{experimental}}$ (309 J) e a energia proposta pela modelagem como sendo o $V_{\text{simulação}}$ (373 J), estima-se que o "erro" seja de 21% (de acordo com a equação 39). O diagrama comparativo é ilustrado abaixo:

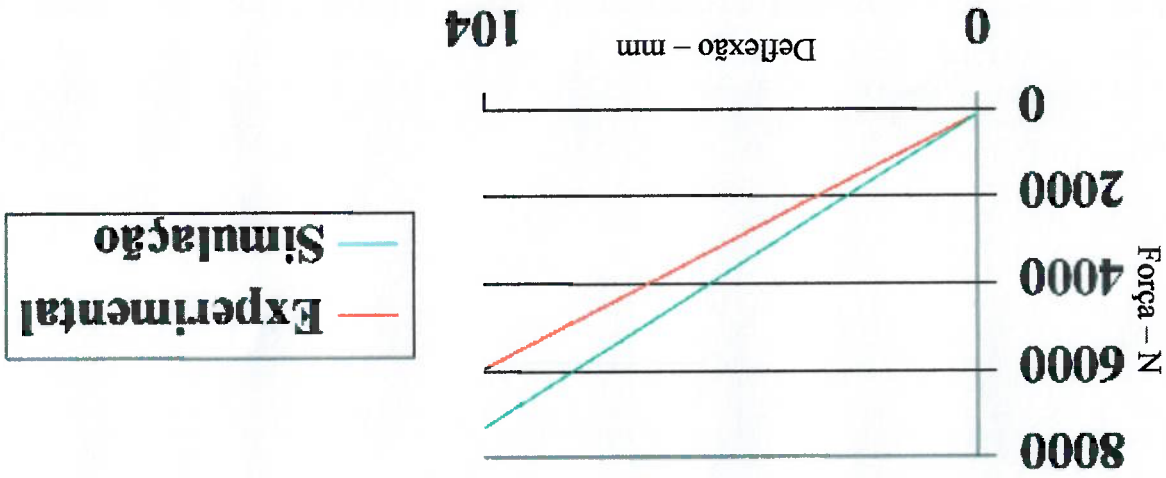


Fig.9.1: Aderência do modelo para pneu de automóvel.

A metodologia propõe que o ensaio seja realizado em 5 pontos diferentes. Entre os cinco resultados experimentais obtidos, ocorreu uma variação de 10 %.

A divergência entre os resultados (experimental x simulação) deve-se em grande parte à natureza da modelagem. Conforme citado anteriormente, desconsiderou-se a geometria dos incavos. É bastante razoável inferir que o modelo torna-se mais "rígido" do que o pneu real uma vez que a seção transversal possui mais material para resistir aos esforços. Sendo o modelo tridimensional, existe a "propagação" desse efeito para as demais seções transversais do pneu, justificando, pelo menos em parte, a inabilidade parcial do modelo em representar a realidade.

9.1.2 Pneu de caminhão

Considerando-se a energia experimental média (calculada pela norma) como sendo o $V_{experimental} (2 \text{ kJ})$ e a energia proposta pela modelagem como sendo o $V_{simulado} (1,8 \text{ kJ})$, estima-se que o "erro" seja de 9% (de acordo com a equação 39). O diagrama comparativo é ilustrado abaixo:

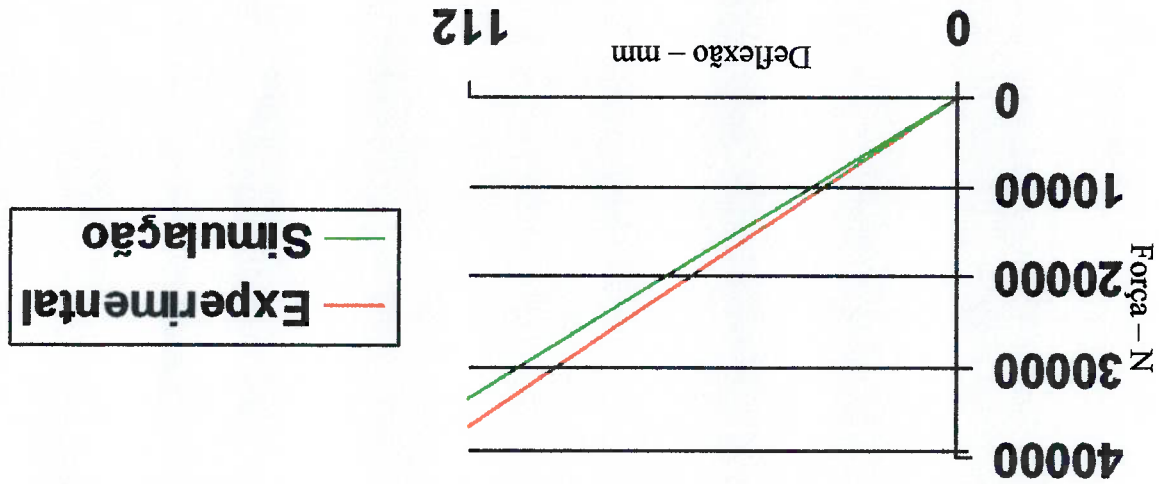


Fig. 9.2: Aderência do modelo para pneu de caminhão.

A metodologia propõe que o ensaio seja realizado em 5 pontos diferentes. Considerando-se que entre os cinco resultados experimentais obtidos ocorreu uma variação de 7 %, pode-se concluir que o modelo obteve ótima aderência. Além disso, diversos autores citam que ensaios experimentais envolvendo compostos de borracha apresentam significativa variação experimental^[185]. A modelagem de elastômeros reais é bastante complicada uma vez que falta conhecimento sobre as condições de serviço

9.2 Sugestões

A modelagem matemática de elastômeros, baseada no Método dos Elementos Finitos, passou por uma revolução tecnológica nos últimos 30 anos. As dificuldades presentes no período compreendido entre os anos 1970 e 1985 foram superadas (exemplo: manipulação de complexas condições de contorno). Algumas áreas ainda necessitam de profundas pesquisas e podem conduzir à significativas melhorias na modelagem de elastômeros^[245]:

- Utilização de malha adaptativa (malha que se adapta às condições do problema estudado, podendo refinar-se em certos pontos em função da maior demanda de processamento).

- Estratégia de decomposição em domínios (definem-se subdomínios da estrutura e os mesmos são submetidos a um ambiente de processamento paralelo) (<http://www.ddm.org>, Acesso em 21/06/2002).

- Modelos mais eficazes em representar: os efeitos do atrito, as instabilidades dos materiais estudados, efeitos viscoelásticos, deformações plásticas e mecânica da fratura (início e propagação de microdefeitos).

O desenvolvimento das áreas citadas acima, seria de grande valia para a simulação do *Plunger Test*. A malha adaptativa seria extremamente útil uma vez que existem grandes deformações (e consequentes distorções) nos elementos do modelo. A subdivisão da estrutura em domínios “menores” e o seu processamento paralelo faz-se mister para a obtenção de resultados em menor período de tempo. Os resultados sofreriam acréscimo de qualidade se efeitos como plasticidade, viscoelasticidade e critérios de falha fossem incorporados à modelagem pois a simulação se aproximaria cada vez mais da realidade.

A modelagem é extremamente importante para o processo de desenvolvimento de pneus. Sua utilização pode resultar em redução do custo final do projeto (uma vez que reduz o número de protótipos físicos construídos) e configura-se em uma eficaz ferramenta para comparação de diferentes especificações. Baseado na literatura consultada, pode-se concluir que os resultados obtidos nesse estudo foram satisfatórios.

A revisão bibliográfica destacou a inexistência de trabalhos destinados ao *Plunger Test*. Embora seja um ensaio normativo compulsório à comercialização dos pneus nos países que adotam a norma norte americana, a “pouca literatura disponível” acena para a exigua “representatividade” do teste. Takeyama, Matsui e Hijiri^[156] descrevem os experimentos feitos por Lothrop que eram respaldados em condições similares ao *Plunger Test*. Utilizou-se uma prensa pneumática para propelir o punção contra o pneu inflado. A metodologia previa o controle térmico do ambiente e a utilização de sensores fotoelétricos para mensurar a velocidade de aproximação. Como o trabalho não se aprofunda nos parâmetros experimentais nem faz menção à metodologia utilizada (apesar de ser tratada pelos autores como *Plunger Test*) torna-se difícil saber quais variações da norma foram implementadas. Independente disso, fica evidente que o objetivo era contestar a habilidade do ensaio em proferir resultados representativos de situações reais. Segundo os autores, a energia cinética mínima necessária para causar falha no pneu é assumida como a energia de ruptura (às vezes referenciada como energia de quebra) da carga. Os resultados experimentais provenientes de compostos têxteis, exibem a dependência do fenômeno em relação à velocidade e à temperatura. Os autores concluem que “é impossível prever-se a resistência dos pneus em condições de serviço reais, baseando-se em resultados obtidos em laboratório com a utilização de um ensaio estático padrão (no qual o punção penetra à uma velocidade pífia em temperatura ambiente).” A conclusão da publicação^[156] (1980) é pertinente.

Bolden, Smith e Flood^[246] dividem a mesma opinião do trabalho citado anteriormente. A conclusão desse artigo, publicado em 2001, ratifica a inabilidade do *Plunger Test* em simular as condições reais às quais os pneus são submetidos. Os autores são taxativos ao afirmarem que as condições experimentais propostas pela norma são inaptas para representar os riscos verificados em condições comuns. O texto afirma: “é claro que a velocidade, ou a taxa de penetração, é muito pequena e nem sequer se aproxima dos riscos de impacto encontrados em condições de operação”. Além de desaprovar com veemência, os autores propõe uma metodologia alternativa ao *Plunger Test*. Essa é uma abordagem interessante uma vez que se costuma detectar e criticar os “erros” sem ao menos sugerir maneiras de eliminá-los. O objetivo desse estudo é estabelecer um procedimento que, sob condições controladas em laboratório, reproduzirá os tipos de deformações e danos comuns ao conjunto pneu/aro, quando em operação normal em estradas. O projeto da máquina visava reproduzir os danos típicos

dos testes de impacto feitos pelos fabricantes. Antes da decisão final, inúmeros testes foram consultados a fim de obter-se satisfatória correlação experimental. A metodologia é proposta pela SAE na norma J1981. O aparato experimental assemelha-se àquele utilizado nos ensaios de impacto Charpy e Izod (norma ASTM E 23 – *Standard Test Methods for Notched Bar Impact Testing of Metallic Materials*)^[140].

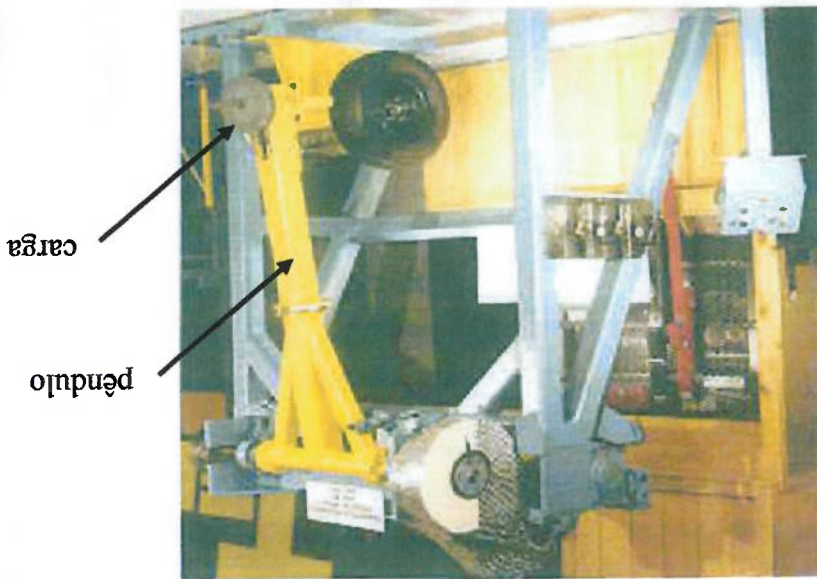
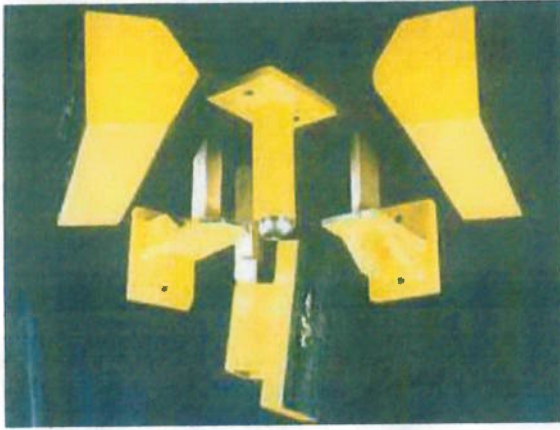


Fig. 9.3: Aparato experimental do ensaio de impacto SAE J1981^[246]

Ao pêndulo pode-se acoplar variados formatos de “martelo” para simular diversas condições de impacto.



Martelo montado no pêndulo



Tipos de martelo

Fig. 9.4: Aparato experimental^[246]

Além disso é possível regular-se a "energia potencial de impacto" pela adição/subtração de massas externas.



Fig. 9.5: Energia de impacto [246]

Outra vantagem desse ensaio é a viabilidade de realizar o impacto com diferentes configurações geométricas.



Ensaio oblíquo



Ensaio normal

Os autores citam ainda a possibilidade de filmar o teste para estudar-se os modos

de falha do pneu testado.

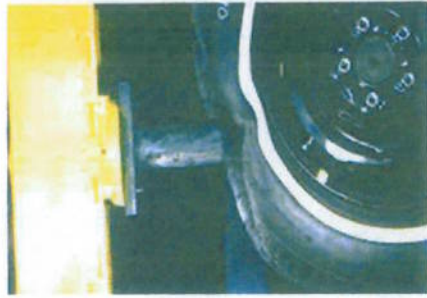


Fig. 9.7: Filmagem do impacto [246]

9.3 Considerações finais

9.3.1 Projeto

- Uma detalhada fase de estudos preliminares não só economiza recursos mas proporciona maior domínio do produto servindo para futuros desenvolvimentos (tanto para criação de novos produtos quanto para eventuais reduções de custo mediante redução controlada e conhecida de performance).
- Para melhor avaliação do produto o mesmo deve ser estudado como uma “parte do conjunto” e não apenas como um sistema isolado. Um exemplo é a análise dinâmica de pneus que desconsidera a suspensão do veículo.
- Abortar indevidamente alguma etapa de projeto implica no aparecimento de “custos escondidos”^[195] que nem sempre são rapidamente detectados. A adoção dessa postura deve ser realizada mediante criterioso estudo de impacto tecnológico para evitar-se o surgimento de efeitos colaterais não previstos.

9.3.2 Ensaio experimental

- Nem sempre existe uma teoria matemática capaz de prever o comportamento dos sistemas. O ensaio experimental torna-se uma poderosa e indispensável ferramenta de projeto e controle de qualidade. De acordo com Sagan, “devemos quantificar as coisas senão nosso entendimento sobre elas não é substancial”.
- Apesar de ser compulsório, o *Plunger Test* não é um ensaio representativo. O teste não é adequado para medir a “energia de ruptura” dos pneus. Sugere-se a adoção do ensaio SAE J1981^[246].
- A curva carga – deflexão do pneu não é linear. Para o cálculo “elegante” da energia de ruptura dever-se-ia integrar-se graficamente essa relação. A norma adota uma aproximação linear calculando-se a área de um triângulo hipotético (equação 37). Entretanto é experimentalmente detectado que apesar de conceitualmente inadequada essa abordagem não proporciona resultados distantes do ideal.

9.3.3 Modelagem matemática

- Apesar de ser hábil em descrever o fenômeno físico, o modelo tridimensional proposto não é eficiente pois consome demasiada esforço computacional. Pode-se

- implementar subrotinas na fase de processamento matemático para reduzir a quantidade de cálculos necessária para a convergência da simulação.
 - Toda e qualquer modelagem possui limitações. Caso não existissem, o processo seria de emulação (ao invés de simulação). É fundamental que as hipóteses de simplificação sejam consideradas na etapa de análise de resultados.
 - Segundo Monteiro^[247] “determinar, teoricamente, a evolução temporal das grandezas que caracterizam um sistema, pode ser importante nas seguintes situações: o sistema não existe fisicamente (...), espera-se explicar o comportamento de sistemas já existentes (...) ou o ensaio experimental exige gasto de elevados recursos financeiros ou é extremamente perigoso (...). Para tanto, é necessário conhecer como as coisas são e compreender as regras que governam as mudanças que ocorrerão”. Sabe-se que a substituição de testes físicos por modelagem analítica economiza recursos. Entretanto “a natureza sempre acha um jeito” de nos mostrar o quão “insignificantes” somos. Deve-se balancear binômio modelagem analítica x ensaios experimentais a fim de obter-se um projeto de engenharia robusto e confiável.
 - É importante que a modelagem matemática seja “abastecida” com informações confiáveis sobre as propriedades dos materiais envolvidos no estudo. Além disso as condições de contorno devem ser cuidadosamente estudadas a fim de obter-se uma simulação representativa do fenômeno físico estudado.
- 9.3.4 Bibliografia consultada**
- Muitos trabalhos consultados demonstram prepotência ao valorizar excessivamente os modelos apresentados sem ao menos mencionar suas limitações. Essa atitude é incompreensível e seu uso deve ser descontinuado pois o reconhecimento “da fragilidade e dos defeitos” do sistema é o ponto inicial para sua solução.
 - Na literatura consultada, raramente encontra-se menção à “reconstrução” e “reciclagem” de pneus.
 - A aplicação de técnicas estatísticas e conceitos de confiabilidade enobrece o conteúdo científico dos trabalhos. Dentre os estudos consultados poucos são aqueles que as utilizam. O mesmo é verificado para trabalhos sobre atrito. Encontram-se poucas informações sobre a metodologia empregada no cálculo do coeficiente de atrito ou a respeito dos critérios de sua modelagem.

- Os conceitos da Mecânica da Fratura são muito úteis para o aprimoramento do conhecimento sobre o comportamento e utilização dos pneus. Existe pouca literatura sobre esse assunto.

9.3.5 Gerais

- Apesar de não ter sido apreciado detalhadamente nesse trabalho, o desenvolvimento de novos materiais é fundamental para o avanço tecnológico dos pneus.
- Outro grave problema que assola o mundo é a reciclagem de pneus. Existem vários projetos a fim de minimizar o impacto ambiental causado pelo descarte indevido de pneus usados. Essa situação é ilustrada pela figura abaixo. Até o presente momento não obteve-se sucesso no desenvolvimento de uma tecnologia de reciclagem de pneus que seja economicamente rentável (como é a reciclagem do alumínio).



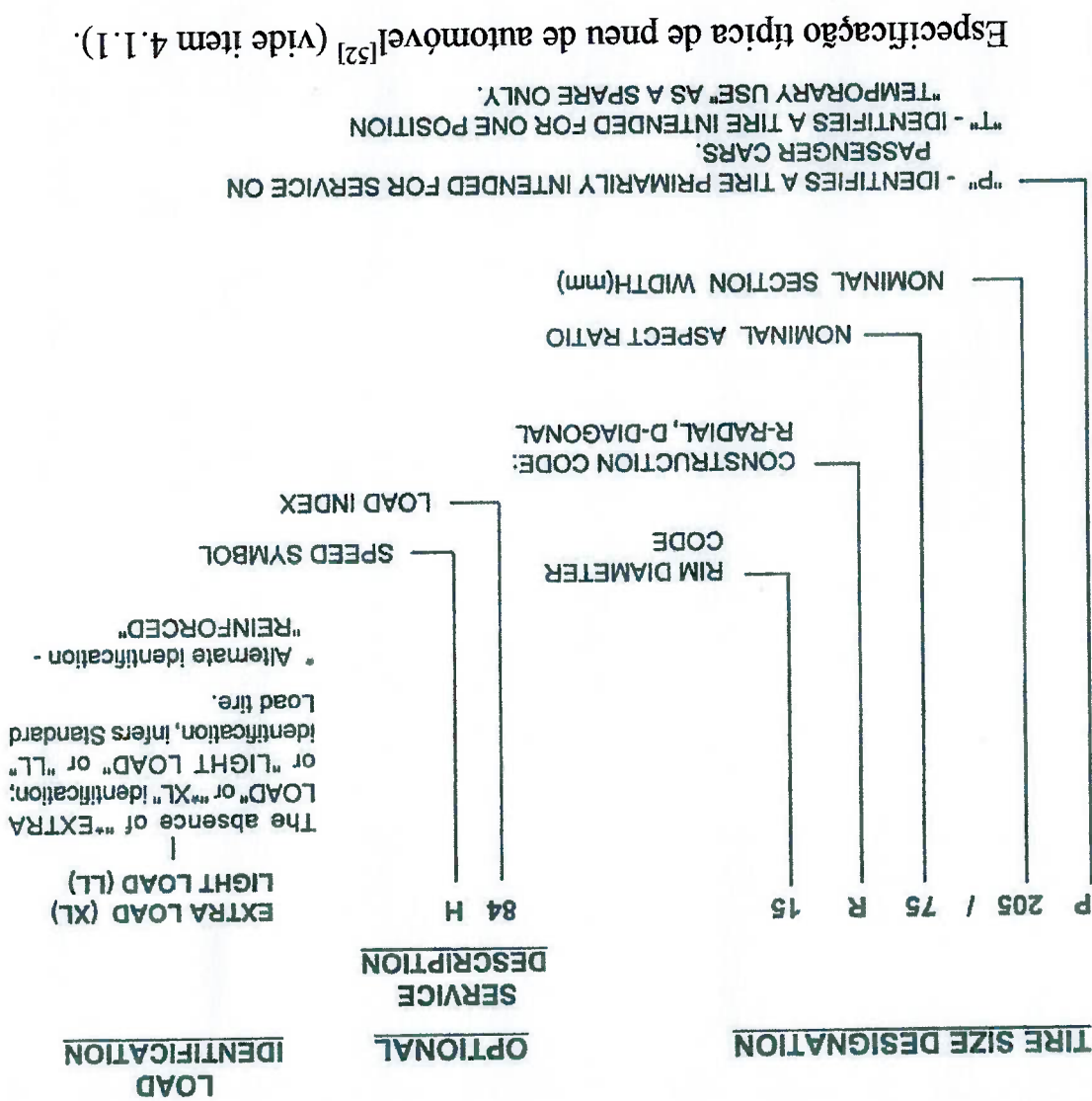
Fig. 9.8: Impacto ambiental decorrente do descarte indevido de pneus⁸.

⁸ Fonte: arquivo interno da Pirelli Pneus S/A.

“Peço todos os dias para que a serenidade não se instale em meu coração para que eu não perca a capacidade de me indignar.”

Capítulo 10: Anexos

10 Anexos
Anexo A



EXPLANATION OF TRUCK TIRE DESIGNATIONS

METRIC SIZE DESIGNATED TIRES

TIRE SIZE DESIGNATION

OPTIONAL SERVICE IDENTIFICATION DESCRIPTION

NOMINAL SECTION WIDTH (mm)	NOMINAL ASPECT RATIO	CONSTRUCTION	"R"-RADIAL "D"-DIAGONAL	RIM DIAMETER	LOAD RANGE	LOAD INDEX (SINGLE/DUAL)	SPEED SYMBOL
255	70	R	R	22.5	G	138/134	M

CONVENTIONAL SIZE DESIGNATED TIRES

NOMINAL SECTION WIDTH (INCHES)	CONSTRUCTION	RIM DIAMETER	"R"-RADIAL "D"-DIAGONAL	RIM DIAMETER FOR USE ON "HC" TYPE RIMS	LOAD RANGE	LOAD INDEX (SINGLE/DUAL)	SPEED SYMBOL
10.00	R	20	R	22.5	H	146/142	L
11	R	22.5	R	22.5	H	146/142	L

(A "TR" suffix is part of size designation on 7.50-15 TR, 8.25-15TR, 10.00-15TR and 11.00-15TR to indicate a tire for rims having a specified rim diameter of Nominal plus .156 or plus .250.)

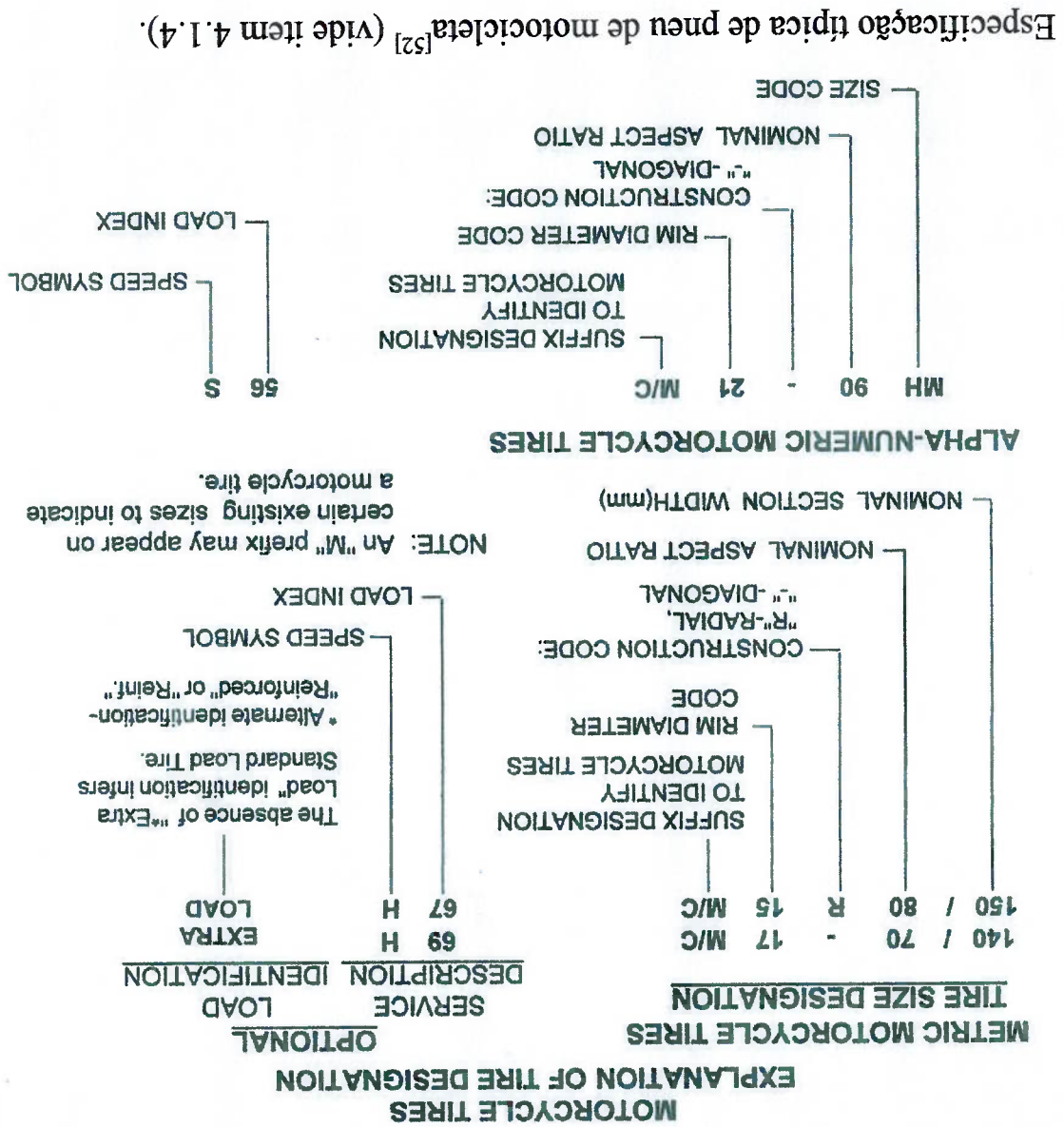
NOMINAL SECTION WIDTH (INCHES)	CONSTRUCTION	RIM DIAMETER	"R"-RADIAL "D"-DIAGONAL	RIM DIAMETER FOR USE ON "HC" TYPE RIMS	LOAD RANGE	LOAD INDEX (SINGLE/DUAL)	SPEED SYMBOL
8	R	17.5	R	17.5	F	112/117	L

NOMINAL SECTION WIDTH (INCHES)	CONSTRUCTION	RIM DIAMETER	"R"-RADIAL "D"-DIAGONAL	RIM DIAMETER	LOAD RANGE	LOAD INDEX (SINGLE/DUAL)	SPEED SYMBOL
10.00	R	20	R	20	F	112/117	L
11	R	22.5	R	22.5	F	112/117	L
7	-	14.5	-	14.5	E	112/117	L

ML - MINING AND LOGGING TIRE
MH - MOBILE HOME TIRE

Especificação típica de pneu de caminhão [52] (vide item 4.1.2).

Anexo D



Especificação típica de pneu de motocicleta^[52] (vide item 4.1.4).

θ	0°	10°	20°	30°	35°	75°	80°	85°	90°
α	∞	6,612	3,778	2,731	2,397	1,202	1,128	1,061	1,00
β	0	0,319	0,408	0,493	0,530	0,846	0,893	0,944	1,00
γ	...	0,851	1,220	1,453	1,550	1,967	1,985	1,996	2,00

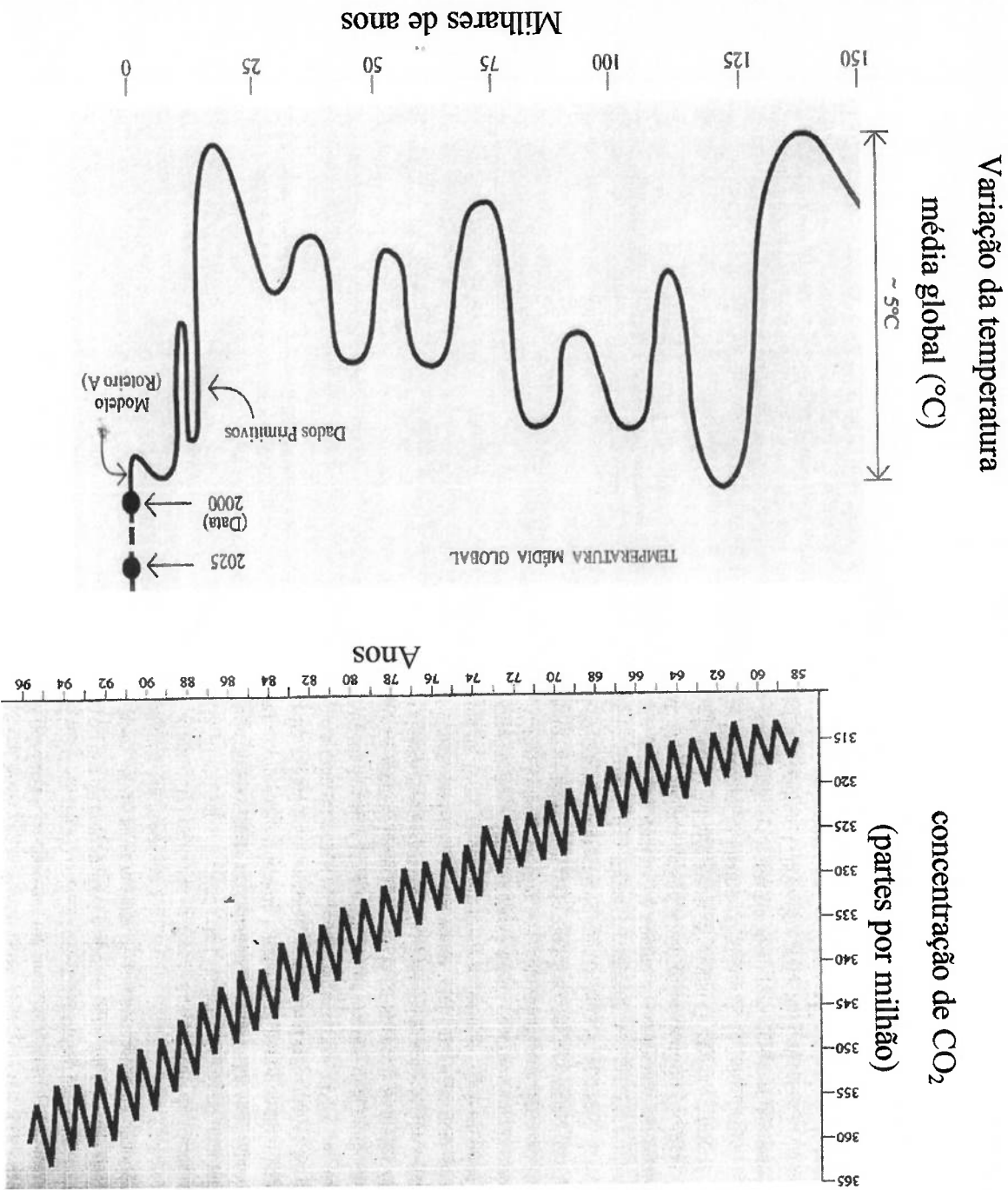
Tabela contendo alguns valores de α , β e γ relativos ao contato entre toróide e plano (modificada)^[29] (vide item 5.3.2).

Anexo E

Anexo F

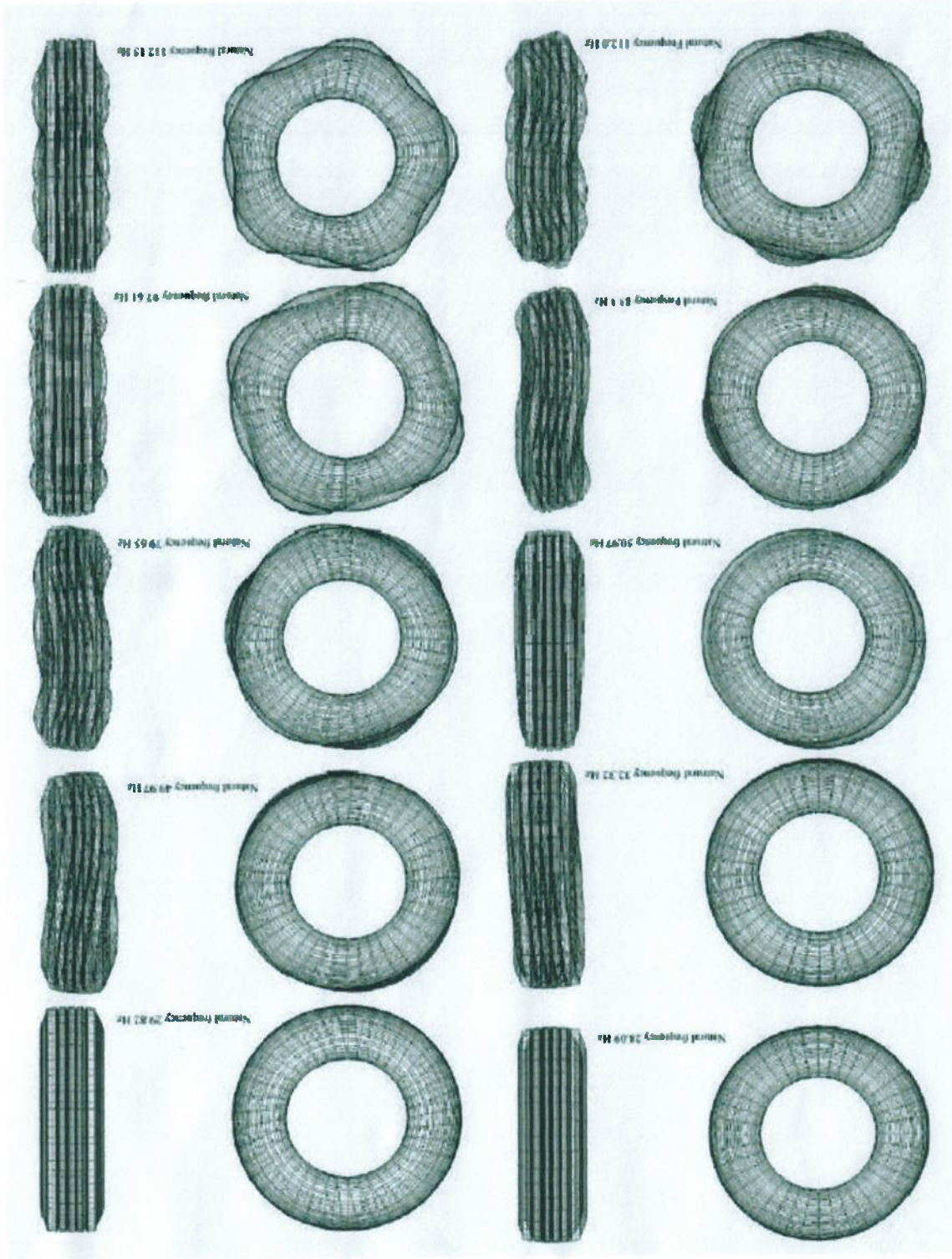
Figuras contendo: a evolução concentração de CO₂ ao longo dos anos e a variação da temperatura média global nos últimos 150 mil anos^[119] (Vide

item 5.7).



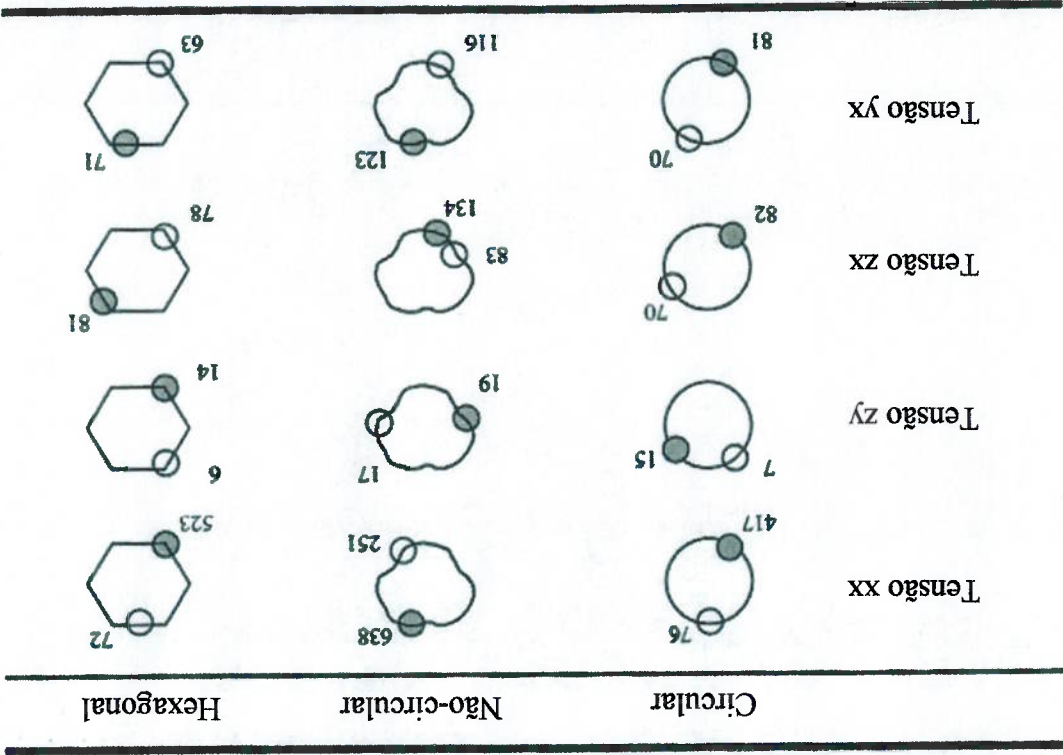
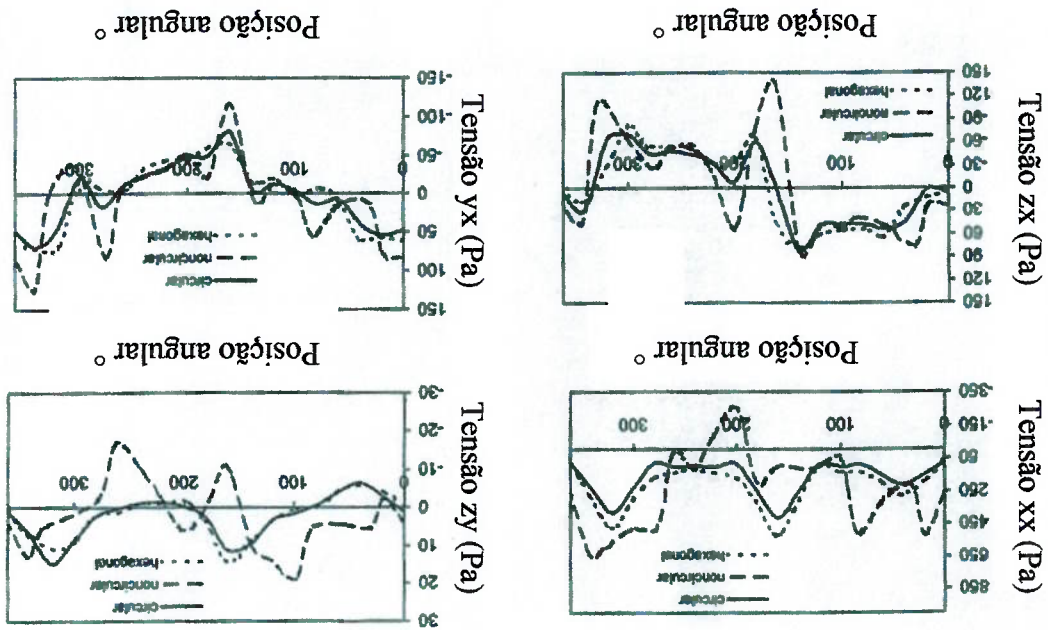
Anexo G

Alguns modos de vibração para pneus de caminhão previstos por modelagem matemática baseada no MEF^[229] (vide item 7.5).



Anexo H

Alguns resultados provenientes da simulação matemática baseada no MEF realizada por Kocak e Pidaparti^[234] (vide item 7.6).



Capítulo 11: Referências

Bibliográficas

“Quando eu tenho uns trocados eu compro livros; e se ainda restar me algo, compro comida e roupas.”⁸⁸

⁸⁸ Tradução minha de um frase dita pelo humanista renascentista holandês Desiderius Erasmus (1467-1536).

11 Referências Bibliográficas

- [1] GLEISER, M. Os gregos. In: **A Dança do Universo: dos mitos de Criação ao Big Bang**, São Paulo: Companhia das Letras, 1997, Cap. 2, p. 43-89.
- [2] SENÇO, W. Pequena história dos transportes. **Revista Pesquisa e Tecnologia FEL**, n.17, p.15-21, fev. 1998.
- [3] SAGAN, C. O meio ambiente: onde reside a prudência? In: **Bilhões e Bilhões: reflexões sobre a vida e morte na virada do milênio**, São Paulo: Companhia das Letras, 1998, Cap. 8, p.79-87.
- [4] CIVITA, V. Fusão de metais. In: **Pequena história das invenções**, s.n.t., p.21-22, 1976.
- [5] CIVITA, V. Roda. In: **Pequena história das invenções**, s.n.t., p.16-17, 1976.
- [6] SCARLETT, M. The need for speed. **Testing Technology International**, p.14-16, fev. 2000.
- [7] CIVITA, V. Construção de estradas. In: **Pequena história das invenções**, s.n.t., p.135-136, 1976.
- [8] FERRIS, T. Breve história do universo. In: **O Despertar na Via Láctea: uma história da astronomia**, Rio de Janeiro, Campus, 1990, Apêndices, p. 329-339.
- [9] DUARTE, M. In: **O livro das invenções**, São Paulo: Companhia das Letras, 1997, 408 p.
- [10] **History: the tire take over**. Disponível em: <<http://www.michelin.com>>.
- Acesso em: 8 Abr. 2002.
- [11] **Charles Goodyear and the Strange Story of Rubber**. Disponível em: <<http://www.goodyear.com>>. Acesso em: 8 Abr. 2002.
- [12] COSTA, A. L. A. **Estudo de desgaste de pneus de caminhões e ônibus utilizando-se o método dos elementos finitos**. São Paulo, 2000. 90p. Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo. São Paulo.
- [13] **Pirelli History**. Disponível em: <<http://www.pirelli.com>>. Acesso em: 8 Abr. 2002.
- [14] DIETER, G. E. Economic decision making. In: **Engineering design: a materials and processing approach**, s.l. : McGraw-Hill Book, 1991. Cap.8, p. 370-408.

- [15] GOUGH, V. E. Structure of the pneumatic tire. In: CLARK, S. K. **Mechanics of pneumatic tires**, Washington: Department of Transportation – National Highway and Traffic Safety Administration, 1981, Cap. 4, p. 203–248.
- [16] RIDHA, R. A.; CURTISS, W. W. Developments in tire technology. In: BHOWMICK, A. K.; HALT, M. M.; BERAREY, A. ed. **Rubber Products Manufacturing Technology**, 1994, Cap. 15, p. 533–564.
- [17] BECHERER, T.; OEHLER, R.; RASTE, T. Informative tire. **Tire Technology International**, The annual technology review, United Kingdom, 2001, p. 68–69.
- [18] DENNEHY, D. J.; JONES, R. P. Drive-by-tire. **Tire Technology International**, The annual technology review, United Kingdom, 2001, p. 50–53.
- [19] O que é mesmo um pneu? In: **Manual globo do automóvel**, s.l.: Rio Gráfica, 1988. Cap. A: estrutura do pneu.
- [20] MILLS, J. The suspension engineer's job. **Tire Technology International**, The annual technology review, United Kingdom, 2001, p. 16–18.
- [21] MAURICE, J. P.; ZAGELAR, P. W. A.; PACEJKA, H. B. The influence of belt dynamics on cornering and braking properties of tyres. **Vehicle System Dynamic**, v.29, p. 299–311, 1998. Suplemento.
- [22] GAVINE, A. Common sense. **Tire Technology International**, United Kingdom, p.32–33, set. 2001.
- [23] GROGGER, H.; WEISS, M. Calculation of the hydroplaning of a deformable smooth-shaped and longitudinally-grooved tire. **Tire Science and Technology**, v.25, n.4, p.265–287, out./dez. 1997.
- [24] GOBBI, M.; MASTINU, G. Analytical description and optimization of the dynamic behavior of passively suspended road vehicles. **Journal of Sound and Vibration**, London, v.245, n.3, p. 457–481, 2001.
- [25] MAURICE, J. P.; PACEJKA, H. B. Dynamic tyre response to yaw angle variations. s.n.t.
- [26] SCHRÖDER, C.; DUCHOW, A. Heavy truck handling performance analysis in vehicle test and computer simulation. **Tire Science and Technology**, v.25, n.2, p.119–136, abr./jun. 1997.
- [27] ATAKA, H.; YAMASHITA, F. Analysis of tire performance on sand. **Tire Science and Technology**, v.23, n.1, p.52–67, jan./mar. 1995.

- [28] LEE, K. S. Effects of sipes on the viscous hydroplaning of pneumatic tires. *Tire Science and Technology*, v.26, n.1, p. 23–35, jan./mar. 1998.
- [29] BROWNE, A.; LUDEMA, K. C.; CLARK, S. K. Contact between the tire and roadway. In: CLARK, S. K. *Mechanics of pneumatic tires*, Washington: Department of Transportation – National Highway and Traffic Safety Administration, 1981, Cap. 5, p.249–364.
- [30] SCHALLAMACH, A.; GROSH, K. Tire traction and wear. In: CLARK, S. K. *Mechanics of pneumatic tires*, Washington: Department of Transportation – National Highway and Traffic Safety Administration, 1981, Cap. 6, p.365–474.
- [31] COLVIN, C.; HENNING, S. Structure/property relationships in tire compounding polymers. *Tire Technology International*, The annual technology review, United Kingdom, 2001, p. 32–34.
- [32] LEE, D. R.; KIM, K. U. Effect of inflation pressure on tractive performance of bias-ply tires. *Journal of Terramechanics*, Great Britain, v.34, n.3, p.187–208, 1997.
- [33] SHOOP, S. Electric vehicle traction and rolling resistance in winter. *Tire Science and Technology*, v.26, n.2, p. 64–83, abr./jun. 1998.
- [34] MUNDL, G.; MESCHKE, G.; LIEDECKER, W. Friction mechanism of tread blocks on snow surface. *Tire Science and Technology*, v.25, n.4, p.245–264, out./dez. 1997.
- [35] KNAUF, W. Development truck tires and integrated systems. *Tire Technology International*, The annual technology review, United Kingdom, 2001, p. 82–84.
- [36] BARNES, J. Something borrowed, something new. *Tire Technology International*, United Kingdom, p. 32–34, dez. 2001.
- [37] Atualização dos softwares de gerenciamento. *Revista Manutenção e Tecnologia*, n.65, p.52–54, dez. 2000.
- [38] SAKAI, H.; ARAKI, K. Thermal engineering analysis of rubber vulcanization and tread temperatures during severe sliding of a tire. *Tire Science and Technology*, v.27, n.2, p. 22–47, jan./mar. 1999.
- [39] RECALL. *Revista das Estradas*, n.95, p.6–9, 2001.
- [40] FUJIKAWA, T.; FUNAZAKI, A.; YAMAZAKI, S. Tire tread temperatures in actual contact areas. *Tire Science and Technology*, v.22, n.1, p.19–41, jan./mar. 1994.

- [41] ROGERS, K. Search the web. *Tire Technology International*, United Kingdom, p. 44-47, set. 2001.
- [42] PARK, H. C.; YOUN, S. K.; SONG, T. S.; KIM, N. J. Analysis of temperature distribution in a rolling tire due to strain energy dissipation. *Tire Science and Technology*, v.25, n.3, p.214-228, jul/set. 1997.
- [43] SCHURING, D. J. Effect of tire rolling loss on vehicle fuel consumption. *Tire Science and Technology*, v.22, n.3, p.148-161, jul/set. 1994.
- [44] OH, B. S.; KIM, Y. N.; KIM, N. J.; MOON, H. Y.; PARK, H. W. Internal temperature distribution in a rolling tire. *Tire Science and Technology*, v.23, n.1, p.11-25, jan/mar. 1995.
- [45] DABELL, B.; MUSIOL, C. Life-long management. *Testing Technology International*, p.100-105, out. 1999.
- [46] GRIFFIN, M. J. Human response to vibration. *Journal of Sound and Vibration*, London, v.236, n.5, p.915-919, 2000.
- [47] MAURICE, J. P.; BERZERI, M.; PACEJKA, H. B. Pragmatic tyre model for short wavelength side slip variations. *Vehicle System Dynamics*, v.31, n.2, p.65-94, 1999.
- [48] SAYERS, W. M.; KARAMIHAS, S. M. The little book of profiling: basic information about measuring and interpreting road profiles, s.l.: s.ed., 1998. 100p.
- [49] CHALLEN, J. Give us this day our daily tread. *Testing Technology International*, p. 34-36, fev. 2001.
- [50] AMÉRICA LATINA. Associação Latino Americana de Pneus e Aros. *Manual de Normas Técnicas 2001*.
- [51] EUROPA. The European Tyre and Rim Technical Organisation. *ETRTO Standards Manual*. Brussels, Belgium, 2001.
- [52] ESTADOS UNIDOS. The Tire and Rim Association, Inc. *TRA YEAR BOOK*. Copley, Ohio, USA, 2001.
- [53] RHYNE, T. B.; GALT, R.; CHANG, L. Y. Influence of rim run-out on the nonuniformity of tire-wheel assemblies. *Tire Science and Technology*, v.22, n.2, p.99-120, abr./jun. 1994.

- [54] SCHNUTH, C. L.; SMITH, J. M.; BOLDEN, G. C.; FLOOD, T. R. Effects of over-deflection on the tire/rim interface. *Testing Technology International*, p.54-61, out. 1999.
- [55] JEUSSETTE, J. P.; THEVES, M. Finite element analysis of tire/rim interface forces under braking and cornering loads. *Tire Science and Technology*, v.20, n.2, p.83-105, abr./jun. 1992.
- [56] PELLE, R. G. FEM simulation of the tire/rim seating process. *Tire Science and Technology*, v.22, n.2, abr./jun. 1994.
- [57] NI, E. J.; SNYDER, D. S.; WALTON, G. F.; MALLARD, N. E.; BARRON, G. E.; BROWELL, J. T.; ALJUNDI, B. N. Radiated noise from tire/wheel vibration. *Tire Science and Technology*, v.25, n.1, p.29-42, jan./mar. 1997.
- [58] OGAWA, H.; FURUYA, S.; KOSEKI, H.; IIDA, H.; SATO, K.; YAMAGISHI, K. A study on the contour of the truck and bus radial tire. *Tire Science and Technology*, v.1, n.4, p.236-261, out/dez. 1990.
- [59] MASAFUMI, K.; HEGURI, H.; KAMEGAWA, T.; NAKAJIMA, Y.; OGAWA, H. Optimization for motorcycle tire using explicit fem. s.n.t.
- [60] VRIES, E. J. H.; PACEJKA, H. B. Motorcycle tyre measurements and models. *Vehicle Systems Dynamics*, v.29, p.280-298, 1998. Suplemento.
- [61] VRIES, E. J. H.; PACEJKA, H. B. The effect of tire modeling on the stability analysis of a motorcycle. s.n.t.
- [62] TANNER, J. A.; MARTINSON, V. J.; ROBINSON, M. P. Static frictional contact of the Space Shuttle nose-gear tire. *Tire Science and Technology*, v.22, n.4, p.242-272, out/dez. 1994.
- [63] BROCKMAN, R. A.; BRAISTED, W. R. Critical speed estimation for aircraft tires. *Tire Science and Technology*, v.22, n.2, p.121-144, abr./jun. 1994.
- [64] PADOVAN, J.; PADOVAN, P.; KAZEMPOUR, A. Spinup wear in aircraft tires. *Tire Science and Technology*, v.21, n.3, p.138-162, 1993.
- [65] FRAZER, W. C. Turning the corner: steering and stability testing US Army style. *Testing Technology International*, p.28-33, out. 1999.
- [66] COSTA, A. L. A. Previsão do desgaste irregular dos pneus usando o método dos elementos finitos. In: SEMINÁRIO DE DESGASTE E PROTEÇÃO, 4. São Paulo, 1998. Anais. São Paulo : ABMM, 1998.

- [67] GLEISER, M. O triunfo da razão. In: *A Danga do Universo: dos mitos de Criação ao Big Bang*, São Paulo: Companhia das Letras, 1997, Cap. 5, p. 163-194.
- [68] RIDHA, R. A.; CLARK, S. K. "Tire stresses and deformations." In: CLARK, S. K., ed. *Mechanics of pneumatic tires*, Washington: Department of Transportation - National Highway and Traffic Safety Administration, 1981, Cap. 7, p. 475-540.
- [69] GALL, R.; TABADDOR, F.; ROBBINS, D.; MAJORS, P.; SHEPHERD, W.; JOHNSON, S. Some notes on the finite element analysis of tires. *Tire Science and Technology*, v.23, n.3, p.175-188, jul/set. 1995.
- [70] MOORE, D. F. Surface topography. In: *Principles and Applications of Tribology*, Pergamon Press Ltd, New York, USA, 1975, Cap. 2, p. 10-32.
- [71] PERSSON, B. N. J. On the theory of rubber friction. *Surface Science*, Elsevier, n. 401, 1998, p. 445-454.
- [72] PERSSON, B. N. J. Area of real contact: elastic and plastic deformations. In: *Sliding Friction: physical principles and applications*, Germany, 1998, Cap. 5, p. 45-87.
- [73] GREENWOOD, J. A.; WILLIAMSON, J. B. P. Contact of nominally flat rough surfaces. *Proceedings of Royal Society*, A295, London, 1966, p. 300-319.
- [74] HUTCHINGS, I. M. Surface topography and surfaces in contact. In: *Tribology: friction and wear of engineering materials*, United Kingdom, 1992, Cap. 2, p. 4-21.
- [75] MCCOOL, J. I. Comparison of models for the contact of rough surfaces. *Wear*, v.107 n.1-2, p. 37-60, set. 1986.
- [76] SAGAN, C. O tabuleiro de xadrez persa. In: *Bilhões e Bilhões: reflexões sobre a vida e morte na virada do milênio*, São Paulo: Companhia das Letras, 1998, Cap. 2, p. 19-29.
- [77] CLARK, S. K. The rolling tire under load. SAE Paper No 650493 - SAE Midyear Meeting, Chicago, Ill., p. 17-21, 1965.
- [78] MOORE, D. F. Introduction. In: *Principles and Applications of Tribology*, Pergamon Press Ltd, New York, USA, 1975, Cap. 1, p.1-9.
- [79] PERSSON, B. N. J. Historical note. *Sliding Friction: physical principles and applications*, Germany, 1998, Cap. 2, p. 9-16.

- [80] MOORE, D. F. Friction of metals. In: *Principles and Applications of Tribology*, Pergamon Press Ltd, New York, USA, 1975, Cap. 3, p. 33–60.
- [81] HUTCHINGS, I. M. Friction. In: *Tribology: friction and wear of engineering materials*, United Kingdom, 1992, Cap. 3, p. 22–57.
- [82] MISHIMA, H. "Surface deformation and formation of original element of wear particle in sliding friction." *Wear*, Netherlands, n. 215, p. 10–17, 1998.
- [83] MALZBENDER, J. "Sliding indentation, friction and fracture of a hybrid coating on glass." *Wear*, Netherlands, n. 236, p. 355–359, 1999.
- [84] MOORE, D. F. Friction of elastomers. In: *Principles and Applications of Tribology*, Pergamon Press Ltd, New York, USA, 1975, Cap. 4, p. 61–85.
- [85] MOORE, D. F. Automotive applications. In: *Principles and Applications of Tribology*, Pergamon Press Ltd, New York, USA, 1975, Cap. 13, p. 275–301.
- [86] PETERSON, R. F.; ECKERT, C. F.; CARR, C. I. Tread compound effects in tire traction. In: HAYS, D. F.; BROWNE, A. L. *The Physics of Tire Traction*, Proceedings of the Symposium on the physics of tire traction, Warren, Michigan, 1973, session III, p. 223–240.
- [87] KIENLE, R. N. The role of the tread pattern: a blend of the simple and complex. In: HAYS, D. F.; BROWNE, A. L. *The Physics of Tire Traction*, Proceedings of the Symposium on the physics of tire traction, Warren, Michigan, 1973, session III, p. 241–256.
- [88] GOUGH, V. E. A tyre engineer looks critically at current traction physics. In: HAYS, D. F.; BROWNE, A. L. *The Physics of Tire Traction*, Proceedings of the Symposium on the physics of tire traction, Warren, Michigan, 1973, session III, p. 281–298.
- [89] YANDELL, W. O. The relation between the stress saturation of sliding rubber and the load dependence of road tyre friction. In: HAYS, D. F.; BROWNE, A. L. *The Physics of Tire Traction*, Proceedings of the Symposium on the physics of tire traction, Warren, Michigan, 1973, session IV, p. 311–324.
- [90] SCHONFELD, R. Pavement surface texture classification and skid resistance photo-interpretation. In: HAYS, D. F.; BROWNE, A. L. *The Physics of Tire Traction*, Proceedings of the Symposium on the physics of tire traction, Warren, Michigan, 1973, session IV, p. 325–338.

- [91] BOND, R.; LBES, G.; WILLIAMS, A. R. An approach towards the optimum performance on the tyre. In: HAYS, D. F.; BROWNE, A. L. *The Physics of Tire Traction*, Proceedings of the Symposium on the physics of tire traction, Warren, Michigan, 1973, session IV, p. 99-140.
- [92] BROWNE, A. L. Tire traction on snow-covered pavements. In: HAYS, D. F.; BROWNE, A. L. *The Physics of Tire Traction*, Proceedings of the Symposium on the physics of tire traction, Warren, Michigan, 1973, session I, p. 339-360.
- [93] VEITH, A. G. Tires, road, rainfall, vehicles: the traction connection. In: MEYER, W. E.; WALTER, J. D. *Frictional Interaction of Tire and Pavement*, Proceedings of the Symposium on Frictional Interaction of Tire and Pavement, Akron, Ohio, 11-13 nov., 1981, p. 3-40.
- [94] HUTCHINGS, I. M. Lubricants and lubrication. In: *Tribology: friction and wear of engineering materials*, United Kingdom, 1992, Cap. 4, p. 58-76.
- [95] BALMER, G. G.; GALLAWAY, B. M. Pavement design and controls for minimizing automotive hydroplaning and increasing traction. In: MEYER, W. E.; WALTER, J. D. *Frictional Interaction of Tire and Pavement*, Proceedings of the Symposium on Frictional Interaction of Tire and Pavement, Akron, Ohio, 11-13 nov., 1981, p. 167-190.
- [96] BARTENEV, G. M.; LAVRENTEV, V. V. Wear of polymers. In: *Friction and wear of polymers*, Netherlands, v. 6, 1981, Cap. 6, p. 202-260.
- [97] MOORE, D. F. Wear and abrasion. In: *Principles and Applications of Tribology*, Pergamon Press Ltd, New York, USA, 1975, Cap. 9, p. 177-202.
- [98] HUTCHINGS, I. M. Sliding wear. In: *Tribology: friction and wear of engineering materials*, United Kingdom, 1992, Cap. 5, p. 77-132.
- [99] HUTCHINGS, I. M. Wear by hard particles. In: *Tribology: friction and wear of engineering materials*, United Kingdom, 1992, Cap. 6, p. 133-197.
- [100] HUTCHINGS, I. M. Wear and design. In: *Tribology: friction and wear of engineering materials*, United Kingdom, 1992, Cap. 7, p. 198-212.
- [101] SCHALLAMACH, A. The load dependence of rubber friction. *The Proceedings of the Physical Society. Section B*, v. 65, n.393, p. 657-661, 1952.
- [102] SHOOTER, K. V.; TABOR, D. The frictional properties of plastics. *The Proceedings of the Physical Society. Section B*, v. 65, n.393, p. 657-661, 1952.

- [103] ROBERTS, A. D. A guide to estimating the friction of rubber. *Rubber Chemistry and Technology*, v.65, n. 3, p. 673-686, jul/ago., 1992.
- [104] HEINRICH, G. Hysteresis friction of sliding rubbers on rough and fractal surfaces. *Rubber Chemistry and Technology*, v.70, n.1, p.1-14, mar/abr., 1997.
- [105] BARQUINS, M. Adherence, friction and wear of rubber-like materials. *Wear*, v.158, n. 1/2, p. 87-117, 1992.
- [106] FUKAHORI, Y.; YAMAZAKI, H. Mechanism of rubber abrasion: how is friction linked to fracture in rubber abrasion. *Wear*, v.188 n. 1/2, p. 19-26, set. 1995.
- [107] UCHIVAMA, Y.; ISHINO, Y. Pattern abrasion mechanism of rubber. *Wear*, v.158 n.1/2, p. 141-155, out. 1992.
- [108] CHEN, J.; DONOVAN, J. A. The relation of Schallamach pattern to rubber properties and wear conditions. *Rubber World*, p.23-27, nov. 1994.
- [109] UCHIVAMA, Y. The effect of the environment on the friction and wear of blended rubber. *Tire Science and Technology*, v.22, n.1, p.2-18, jan/mar. 1994.
- [110] UCHIVAMA, Y.; HAN, Y.; IWAI, T. Effect of the environment on the wear of carbon black-filled natural rubbers. *Tire Science and Technology*, v.25, n.2, p.137-152, abr/jun. 1997.
- [111] CAUSA, A. G.; TERRIL, E. R. Degradation mechanisms in elastomers. *Tire Technology International*, United Kingdom, p.46-49, 2001.
- [112] VEITH, A. G. Tire tread wear: the joint influence of compound properties and environmental factors. *Tire Science and Technology*, v.23, n.4, p.212-237, out/dez. 1995.
- [113] MUHR, A. H.; ROBERTS, A. D. Rubber abrasion wear. *Wear*, v.158, n.1/2, p.213-228, out., 1992.
- [114] MATRE, O.; SÜSSNER, M.; ZARAK, Z. Evaluation of tire wear performance. s.1.: SAE, 1998. p. 1-5. (SAE Technical Paper Series, n.9802560).
- [115] SUEOKA, A.; RYU, T.; KONDOU, T.; TOGASHI, M.; FUJIMOTO, A. T. Polygonal wear of automobile tire. *JSMIE International Journal*, v.40, n.2, 1997.

- [116] WILLIAMS, A. R.; EVANS, M. S. Influence of tread wear irregularity on wet friction performance of tires. In: MEYER, W. E.; WALTER, J. D. **Frictional Interaction of Tire and Pavement**, Proceedings of the Symposium on Frictional Interaction of Tire and Pavement, Akron, Ohio, 11-13 nov., 1981, p. 41-64.
- [117] BERNARD, J. E.; ERVIN, R. D.; SEGEL, L. Traction modifications resulting from test-induced treadwear. In: MEYER, W. E.; WALTER, J. D. **Frictional Interaction of Tire and Pavement**, Proceedings of the Symposium on Frictional Interaction of Tire and Pavement, Akron, Ohio, 11-13 nov., 1981, p. 3-40.
- [118] MAKINOUCHI, A.; TEODOSIU, C.; NAKAGAWA, T. Advance in FEM simulation and its related technologies in sheet metal forming. **Annals of the CIRP**, v.47/2, 1998, p. 641-648.
- [119] SAGAN, C. Emboscada: o aquecimento do mundo. In: **Bilhões e Bilhões: reflexões sobre a vida e morte na virada do milênio**, São Paulo: Companhia das Letras, 1998, Cap. 11, p.110-129.
- [120] BOSIK, A. J.; LOUGHEED, J. H. On-road test facility for truck tire rolling resistance and bearing losses measurements. In: MEYER, W. E.; WALTER, J. D. **Frictional Interaction of Tire and Pavement**, Proceedings of the Symposium on Frictional Interaction of Tire and Pavement, Akron, Ohio, 11-13 nov., 1981, p. 116-130.
- [121] PANENKA, D. Reduction of heat build-up : an ongoing challenge for the tire industry. **Tire Technology International**, United Kingdom, p.86-89. 2001.
- [122] PINHEIRO, E. G. **Modelos numéricos aplicados à vulcanização de pneus**. São Paulo, 2001. 125p. Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo. São Paulo.
- [123] COSTA, A. L. A.; NATALINI, M.; INGLESE, M. F.; XAVIER, O. A. M. Tire bead overheating in urban buses and trucks using drum brake systems. **Tire Science and Technology**, v.26, n.1, p.51-62, jan/mar. 1998.
- [124] DIJKS, A. Measurements of tire properties. In: CLARK, S. K. **Mechanics of pneumatic tires**, Washington: Department of Transportation – National Highway and Traffic Safety Administration, 1981, Cap. 8, p. 541-720.

- [125] CUSCHIERI, J. M.; GREGORY, S.; TOURNOUR, M. Open grid bridge noise from grid and tire vibrations. *Journal of Sound and Vibration*, London, v.190, n. 3, p. 317-343, 1995.
- [126] ELEY, R.; FOX, C. H. J.; McWILLIAM, S. Coriolis coupling effects on the vibration of rotating rings. *Journal of Sound and Vibration*, London, v.238, n. 3, p. 459-480, 2000.
- [127] DOHRMANN, C. R. Dynamics of a tire-wheel-suspension assembly. *Journal of Sound and Vibration*, London, v.210, n. 5, p. 627-642, 1998.
- [128] CHATTERJEE, A.; CUSUMANO, J. P.; ZOLLOCK, J. D. On contact-induced standing waves in rotating tires: experiment and theory. *Journal of Sound and Vibration*, London, v.227, n.5, p. 1049-1081, nov., 1999.
- [129] LIEDL, W.; KÖHLER, E. Tire rolling noise in dry and wet conditions on pavement surfaces of different skid resistance. In: MEYER, W. E.; WALTER, J. D. *Frictional Interaction of Tire and Pavement*, Proceedings of the Symposium on Frictional Interaction of Tire and Pavement, Akron, Ohio, 11-13 nov., 1981, p. 232-249.
- [130] DONAVAN, P. R.; OSWALD, L. J. Effects of surface and texture on passenger car tire noise generation on roadwheels and roadways. In: MEYER, W. E.; WALTER, J. D. *Frictional Interaction of Tire and Pavement*, Proceedings of the Symposium on Frictional Interaction of Tire and Pavement, Akron, Ohio, 11-13 nov., 1981, p. 249-270.
- [131] WALKER, J. C. Tire/road interaction studies to reduce noise generation an improve wet grip. In: MEYER, W. E.; WALTER, J. D. *Frictional Interaction of Tire and Pavement*, Proceedings of the Symposium on Frictional Interaction of Tire and Pavement, Akron, Ohio, 11-13 nov., 1981, p. 271-287.
- [132] BRACH, R. M. Principles, assumptions and definitions. In: *Mechanical Impact Dynamics: rigid body collisions*. s.l.: Wiley, 1991, Cap. 1, p. 1-16.
- [133] ADAMS, G. G. Imperfectly constrained planer impacts: a coefficient of restitution model. *International Journal of Impact Engineering*, v.19, n.8, p.693-701, 1997.
- [134] BRACH, R. M. Principles, assumptions and definitions. In: *Mechanical Impact Dynamics: rigid body collisions*. s.l.: Wiley, 1991, Cap. 2, p. 17-34.

- [135] STRONGE, W. J. Rigid body theory for collinear impact. In: *Impact Mechanics*. Cambridge: Cambridge University Press, 2000. Cap. 2, p.21-34.
- [136] JOHNSON, W. Impact stress waves in bars. In: *Impact Strength of Materials*. s.l.: Edward Arnold, s.d. Cap.1, p.1-37.
- [137] OLSEN, G. D.; NOLEN, A. M. Hypervelocity impact testing of pressure vessels to simulate spacecraft failure. *International Journal of Impact Engineering*, v.26, p.555-566, 2001.
- [138] TANAKA, M.; MORTAKA, Y.; AKAHOSHI, Y.; NAKAMURA, R.; YAMORI, A.; SASAKI, S. Development of a lightweight space debris shield using high strength fibers. *International Journal of Impact Engineering*, v.26, p.761-772, 2001.
- [139] COLLACOTT, R. A. Failure types, investigations and occurrences. In: *Mechanical Fault Diagnosis*. London, 1977. Cap. 1, p. 1-15.
- [140] CALLISTER, W. D. Failure. In: *Materials Science and Engineering: an introduction*, USA, 1997. Cap. 8, p. 178-235.
- [141] CAUVIN, A.; TESTA, R. B. Damage mechanics: basic variables in continuum theories. *International Journal of Solids and Structures*, Great Britain, v.36, p. 747-761, 1999.
- [142] MAZARS, J.; CABOT, G. P. From damage to fracture mechanics and conversely: a combined approach. *International Journal of Solids and Structures*, Great Britain, v.33, n.20-22, p. 3327-3342, 1996.
- [143] TANG, C. Y.; TAI, W. H.; LEE, W. B. Modeling of damage behaviors of high impact polystyrene. *Engineering Fracture Mechanics*, Great Britain, v.55, n.4, p. 583-591, 1996.
- [144] VOYIADJIS, G. Z.; PARK, T. Local and interfacial damage analysis of metal matrix composites using the finite element method. *Engineering Fracture Mechanics*, Great Britain, v.56, n.4, p. 483-511, 1997.
- [145] VOYIADJIS, G. Z.; DELIKTAS, B. A coupled anisotropic damage model for the inelastic response of composites materials. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, v.183, p. 159-199, 2000.
- [146] ARRAMON, Y. P.; MEHRABADI, M. M.; MARTIN, D. W.; COWIN, S. C. A multidimensional anisotropic strength criterion based on Kelvin modes.

- Administration, 1981, Cap. 2, p.37-122.
- Department of Transportation – National Highway and Traffic Safety bonding. In: CLARK, S. K. *Mechanics of pneumatic tires*, Washington: [156] TAKEYAMA, T.; MATSUI, J.; HIJRI, M. Tire cord and cord to rubber abr./jun. 1992.
- with a unified formulation. *Tire Science and Technology*, v.20, n.2, p.106-129, [155] CHOW, C. L.; LU, T. J. Fatigue crack propagation in metals and polymers Highway and Traffic Safety Administration, 1981, Cap. 3, p.123-202.
- Department of Transportation – National pneumatic tires, Washington: [154] WALTER, J. D. Cord reinforced rubber. In: CLARK, S. K. *Mechanics of* p.48-57, jan./mar. 1999.
- unidirectional cord-rubber composites. *Tire Science and Technology*, v.27, n.1, [153] LIU, Y. WAN, Z.; TIAN, Z.; DU, X.; JIANG, J.; YAO, M. Fatigue of *International Journal of Fatigue*, v.20, n.1, p. 9-34, 1998.
- theories: a survey of the state of the art for homogeneous materials. [152] FATEMI, A.; YANG, L. Cumulative fatigue damage and life prediction damage. *International Journal of Fatigue*, v.22, p. 569-572, 2000.
- [151] SHEN, H.; LIN, J.; MU, E. Probabilistic model on stochastic fatigue p. 725-734, 2000.
- system reliability analysis of large structures. *Computer and Structures*, v.77, [150] MAHADEVAN, S.; RAGHOTHAMACHAR, P. Adaptive simulation for Island, v.51, p. 125-136, 1996.
- historical perspective. *Reliability Engineering and System Safety*, Northern [149] FRAGOLA, J. R. Reliability and risk analysis data base development: a *and System Safety*, Northern Island, v.58, p. 97-107, 1997.
- data in the presence of critical and degraded failures. *Reliability Engineering* [148] HAUGEN, K.; HOKSTAD, P.; SANDTORV, H. The analysis of failure 1996.
- Reliability Engineering and System Safety*, Northern Island, v.53, p. 73-83, [147] RAUSAND, M.; OIEN, K. The basic concepts of failure analysis. p. 2915-2935, 2000.
- International Journal of Solids and Structures*, Great Britain, v.37,

- [157] CLARK, S. K. Loss of adhesion of cord-rubber composites in aircraft tires. *Tire Science and Technology*, v.14, n.1, p.33-43, jan/mar. 1986.
- [158] ORJELA, G.; RIVA, G.; FIORENTINI, F. The compression properties of tire reinforcements. *Tire Science and Technology*, v.26, n.4, p.208-21, out/dez. 1998.
- [159] REZENDE, M. C.; BOTELHO, E. C. O uso de compostos estruturais na indústria aeroespacial. *Polimeros: Ciência e Tecnologia*, v.10, n.2, p.E4-E10, abr./jun. 2000.
- [160] GONÇALVES, A.; ALMEIDA, S. F. M.; NETO, F. L. Comportamento de cilindros de carbono/epóxi submetidos à cargas compressivas axiais. *Polimeros: Ciência e Tecnologia*, v.11, n.2, p.94-101, abr./jun.2000.
- [161] MORAIS, W. A.; ALMEIDA, J. R.; GODFRÖID, L. B. Efeito de impactos repetidos de baixa energia em compostos pultrudados. *Polimeros: Ciência e Tecnologia*, v.11, n.1, p.27-34, jan/mar. 2001.
- [162] NAKATSUJI, T.; HOSSAINLOU, M. H.; KAWAMURA, A.; ONODERA, Y. Taking tire slip ratio into account and estimating friction coefficients in rear-end collisions on winter roads. *Transportation-Research-Record*, n.1741, p.97-103, 2001.
- [163] MARC Analysis Research Corporation. Damage and failure. In: *Non Linear Finite Element Analysis of Elastomers*, EUA, 1996, Cap. 4, p.24.
- [164] SIMO, J. C. On a fully three-dimensional finite strain viscoelastic damage model: formulation and computational aspects. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, v.60, p. 153-173, 1987.
- [165] GOVINDJEE, S.; SIMO, J. C. A micro-mechanically based continuum damage model for carbon black filled rubbers incorporating Mullin's effect. *Journal of Mechanics and Physics of Solids*, v.39, n.1, p.97-112, 1991.
- [166] GOVINDJEE, S.; SIMO, J. C. Transition from micro-mechanics to computationally efficient phenomenology: carbon black filled rubber incorporating Mullin's effect. *Journal of Mechanics and Physics of Solids*, v.40, n.1, p.213-233, 1992.
- [167] CHENG, J. H.; BECKER, E. B. Finite element calculation of energy release rate for 2-D rubbery material problems with non-conservative crack surface

- tractions. *International Journal of Numerical Methods in Engineering*, v.33, n.1, p.907-927, 1992.
- [168] PIDAPARTI, R. M. V.; YANG, H. T. Y.; SOEDEL, W. Modeling and fracture prediction of single ply cord rubber composites. *International Journal of Composite materials*, v.26, n.2, p.152-170, 1992.
- [169] SETRIGHT, L. J. K. If it ain't broke, fix it. *Tire Technology International*, United Kingdom, p.9, mar. 2002.
- [170] PATWARDHAN, S.; TAN, H. S.; TOMIZUKA, M. Experimental results of a tire burst controller for abs. *Control Engineering Practice*, Great Britain, v.5, n.11, p.1615-1622, 1997.
- [171] COSTMALLE, B. Tire pressure loss and intracarass pressure modeling. *Tire Science and Technology*, v.20, n.4, p.200-211, out/dez. 1992.
- [172] BECKWITH, T. G.; MARANGONI, R. D.; LIENHARD, J. H. The process of measurement: an overview. *Mechanical Measurements*, 5ª ed., Cap. 1, p.3-20.
- [173] BECKWITH, T. G.; MARANGONI, R. D.; LIENHARD, J. H. Assessing and presenting experimental data. *Mechanical Measurements*, 5ª ed., 1995, Cap. 3, p.45-162.
- [174] MONTGOMERY, C. M. Introduction. *Design and Analysis of Experiments*, 5ª ed., 2001, Cap. 1, p.1-19.
- [175] SAGAN, C. O meio ambiente: onde reside a prudência? In: *Bilhões e Bilhões: reflexões sobre a vida e morte na virada do milênio*, São Paulo: Companhia das Letras, 1998, Cap. 7, p.73-78.
- [176] VAN DER KROON, B. Testing times. *Tire Technology International*, United Kingdom, p.132, 2001.
- [177] Systemtechnik Gmbh, Gripping stoff (advertising feature). *Testing Technology International*, p.72-73, nov. 2001.
- [178] CHALEN, J. Inspection uncovered. *Tire Technology International*, United Kingdom, p.48-49, dez. 2001.
- [179] BERTHER, T.; BURKARD, H.; STRIMMANN, J. Turn full circle. *Testing Technology International*, p.136-140, fev. 2000.
- [180] HERRMANN, M.; AICHER, W. Reinventing the wheel. *Testing Technology International*, p.172-175, out. 1999.

- [181] MORRIL II, J. H. Automated for the people. *Testing Technology International*, p.60–64, nov. 2001.
- [182] BOKULICH, F. “Simulação: redefinindo o processo de desenvolvimento.” *2001 Automotive Engineering International Magazine SAE*.
- [183] MILES, J. Miles better. *Testing Technology International*, p.20–24, set. 2001.
- [184] OSBORNE, M. Breaking Osborne. *Tire Technology International*, United Kingdom, p.12–13, dec. 2001.
- [185] GROSCH, K. A. Laboratory assessment of traction and wear of tyre tread compounds and its relation to road performance. *s.n.t.* p.1–16.
- [186] BANDEL, P.; DI BERNARDO, C. A laboratory facility for the study of rubber traction and wear resistance. *Tire Science and Technology*, v.18, n.3, p.201–213, jul./set. 1990.
- [187] GALGANSKI, R. A. Slippery when wet: experimental evaluation of wet surface tire performance. *Testing Technology International*, p.50–53, fev. 2000.
- [188] ANTILA, J.; MÄKELÄ, T. Tired of slush. *Testing Technology International*, p.86–88, out. 1999.
- [189] LAZERATION, J. J. An investigation of the slip of a tire tread. *Tire Science and Technology*, v.25, n.2, p.78–95, abr./jun. 1997.
- [190] OWENS, R. H.; BRIDGWATER, A. P. Non-contact vibration measurement on rotating tyres. *Tyretech*, 1994. 4.p.
- [191] PHILLIPS, S.; MIDDLETON, A. Triton takes to land. *Testing Technology International*, p.24–26, out. 1999.
- [192] INMAN, D. J. Introduction. In: *Engineering Vibration*, 2000, Cap. 1, p.1–88.
- [193] HAWKING, S. Protegendo o passado. In: *O universo numa casca de noz*, São Paulo: Mandarim, 2001, Cap. 5, p.131–153.
- [194] ROSENBERG, R. C.; KARNOPP, D. C. Introduction to dynamic-system models. In: *Introduction to Physical System Dynamics*. s.l.: McGraw-Hill, s.d., Cap. 1.
- [195] CRAWFORD, C. M. The hidden costs of accelerated product development. *Journal of Product Innovation Management*, n.9, p.188–199. 1992.

- [196] SHARP, M. Physical or virtual testing? *Testing Technology International*, p.166-170, out. 1999.
- [197] LEWIS, A. Computer-aided engineer? *Tire Technology International*, United Kingdom, p.28-31, maio 2001.
- [198] FREITAS, C. J. Perspective: selected benchmarks from commercial CFD codes. *Journal of Fluids Engineering*, vol. 117, p.208-218, junho1995.
- [199] MARC Analysis Research Corporation. Conclusion. In: *Non Linear Finite Element Analysis of Elastomers*, EUA, 1996, Cap. 10, p.36.
- [200] ALVES, A. F. Introdução ao método dos elementos finitos. In: *Elementos Finitos: a Base da Tecnologia CAE*, São Paulo: Erica, 2000, Cap. 1, p.1-26.
- [201] KAPLAN, M. I.; HEEGAARD, J. H. Energy-conserving impact algorithm for the heel-strike phase of gait. *Journal of Biomechanics*, vol. 33, p.771-775, 2000.
- [202] GRUBER, K.; RUDER, H.; DENOTH, J.; SCHNEIDER, K. A comparative study of impact dynamics: wobbling mass model versus rigid body models. *Journal of Biomechanics*, vol. 31, p.439-444, 1998.
- [203] ZIENKIEWICZ, O. C. Finite element of an elastic continuum: displacement approach. In: *The Finite Element Method in Engineering Science*, Londres, 1989, Cap. 2, p.16-32.
- [204] ZIENKIEWICZ, O. C. Element shape functions: some general families. In: *The Finite Element Method in Engineering Science*, Londres, 1989, Cap. 7, p.103-128.
- [205] BATHÉ, K. J. An introduction to the use of finite element procedures. In: *Finite Element Procedures*, 1996, Cap. 1, p.1-16.
- [206] BATHÉ, K. J. An introduction to the use of finite element procedures. In: *Finite Element Procedures*, 1981, Cap. 3, p.77-147.
- [207] GERRE, J. M. Método da rigidez. In: *Análise de Estruturas Reticuladas*, 1996, Cap. 3, p.178-285.
- [208] MARC Analysis Research Corporation. Executive summary. In: *Non Linear Finite Element Analysis of Elastomers*, EUA, 1996, Cap. 1, p.3-6.
- [209] WANG, N. M.; BUDIANSKY, B. Analysis of sheet metal stamping by a finite element method. *Journal of Applied Mechanics*, v.45, march 1978, p.73-82.

- [210] WINFIELD, D. C.; TAN, T. E. Optimization of the clubface of a golf driver to minimize dispersion of off-center shots. *Computer and Structures*, v.58, n.6, p. 1217-1224, 1996.
- [211] JOHNSON, K. L. Rolling contact of elastic bodies. In: *Contact Mechanics*, Londres, 1985, Cap. 8, p.242-283.
- [212] DANIELSON, K. T.; NOOR, A. K.; GREEN, J. S. Computational strategies for tire modeling and analysis. *Computer and Structures*, v.61, n.4, p. 673-693, 1996.
- [213] MARC Analysis Research Corporation. Automated contact analysis techniques. In: *Non Linear Finite Element Analysis of Elastomers*, EUA, 1996, Cap. 6, p.29-30.
- [214] SOFUOGLU, H.; GEDIKLI, H.; RASTY, J. Determination of friction coefficient by employing the ring compression test. *Journal of Engineering Materials and Technology*, Transactions of the ASME, v.123, n.4, p.338-349, julho 2001.
- [215] CARTER, W. T. A model for friction in metal forming. *Journal of Engineering Materials and Technology*, Transactions of the ASME, v.116, n.4, p. 8-13, janeiro 1994.
- [216] BRISCOE, B. J. Isolated contact stress deformation of polymers: the basis for interpreting polymer tribology. *Tribology International*, v.31, n.1-3, p. 121-126, 1998.
- [217] GALL, R.; TKACIK, P.; ANDREWS, M. On the incorporation of frictional effects in the tire/ground contact area. *Tire Science and Technology*, v.21, n.1, p.2-22, jan./mar. 1993.
- [218] LACOMBE, J. Tire model for simulations of vehicle motion on high and low friction road surfaces. In: *Winter Simulation Conference*, 2001. Proceedings. s.l.: IEEE, 2001. p.1025-1034.
- [219] SHOOP, S.; LACOMBE, J.; HAEHNEL, R. Modeling tire performance for winter conditions. *Tire Technology International*. The annual technology review, United Kingdom, p.10-14, 2001.
- [220] CLAEYS, X.; YI, J.; ALVAREZ, L.; HOROWITZ, R.; WIT, C. C.; RICHARD, L. Tire friction modeling under wet conditions. In: *American*

- Control Conference, Arlington, V.A., 2001. Proceedings. s.l. : IEEE, 2001. p.1794-1799.
- [221] LESER, C. Dynamic development. *Testing Technology International*, p.54-55, maio 2002.
- [222] KAO, B. G.; LOH, W. Y.; GREENBERG, J. A. A 3D dynamic tire model for vehicle handling analysis. *Tire Technology International*. The annual technology review, United Kingdom, p.25-31, 2001.
- [223] HANLEY, R.; CROLLA, D. Tire modeling for misuse situations. *Tire Technology International*. The annual technology review, United Kingdom, p.54-56, 2001.
- [224] FERRARESE, A.; PADOVANI, L. R.; COSTA, A. L. A. Tire dynamical models. (Também em CD-ROM) In: *Iberian Latin-American Congress on Computational Methods in Engineering, 20^o Brazilian Congress on Computational Mechanics*, 1, São Paulo, 1999. Computational methods in engineering'99-XX CILANCE. São Paulo : PEF/EPUSP, 1999. p.195-2-195-12.
- [225] SAKAI, H. Study on cornering properties of tire and a vehicle. *Tire Science and Technology*, v.18, n.3, p.136-169, jul./set. 1990.
- [226] PADOVAN, J.; PADOVAN, P. Modeling tire performance during antilock braking. *Tire Science and Technology*, v.22, n.3, p.182-204, jul./set. 1994.
- [227] SHAHDANULIRWAN, M. An analytical model for the prediction of tyre-road friction under braking and cornering. *International Journal of Vehicle Design*, United Kingdom, v.14, n.1, p.78-99, 1993.
- [228] MOUSSEAU, C. W.; CLARK, K. An analytical and experimental study of a tire rolling over a stepped obstacle at low velocity. *Tire Science and Technology*, v.22, n.3, p.162-181, jul./set. 1994.
- [229] COSTA, A. L. A. Vibrational behavior of tire-suspension system for commercial vehicles regarding comfort and tread wear. Apresentado no 2^o colóquio internacional de suspensões / 1^o colóquio de implementos rodoviários – SAE Brasil, maio 2002.
- [230] SANTOS, J. M. C.; COSTA, A. L. A.; ARRUDA, J. R. F. Truck tire finite element model validation by experimental modal analysis. Apresentado na

- International Conference on Structural Dynamics Modelling, Portugal, 3-5 junho 2002.
- [231] NEGRUS, E. M.; ANGHELACHE, G.; SOROHAN, S. Tire radial vibrations at high speed of rolling. s.l.: SAE, 1998, p.75-81. (SAE Technical Paper Series, n.980260).
- [232] ZHANG, Y.; PALMER, T.; FARAHANI, A. A finite element tire model and vibration analysis: a new approach. *Tire Science and Technology*, v.26, n.3, p.149-172, jul/set. 1998.
- [233] LEMBERLE, P.; MISTRROT, P. A new tire model to predict vibration emission of counterbalance trucks. *Tire Science and Technology*, v.28, n.2, abr/jun, p.119-137, 2000.
- [234] KOCAK, S.; PIDAPARTI, R. M. Tire cord shape influence on stresses using a micromechanics model. *Tire Science and Technology*, v.28, n.2, p.106-118, abr/jun. 2000.
- [235] FUJIKAWA, T.; UCHIYAMA, Y.; YAMAGUCHI, I. Tire model to predict wear. *Tire Science and Technology*, v.27, n.2, p.106-125, abr/jun. 1999.
- [236] KOUTNY, F. A model for tire wear. *Rubber Chemistry and Technology*, v.64, n.5, 683-695, nov/dez., 1991.
- [237] WRIGHT, C.; PRITCHETT, G. L.; KUSTER, R. J.; AVOURIS, J. D. Laboratory tire wear simulation derived from computer modeling of suspension dynamics. *Tire Science and Technology*, v.19, n.3, p.122-141, jul/set. 1991.
- [238] POTTINGER, M. G.; MCINTYRE, J. E. Effects of suspension alignment and modest cornering on the footprint behavior of performance tires and heavy duty radial tires. Apresentado na *The Tire Society's 17th Annual Meeting*, 28-29 abril 1998.
- [239] POTTINGER, M. G.; MCINTYRE, J. E. Wear it's at. *Testing Technology International*, p.185-188, oct. 1999.
- [240] EBBOTT, T. G.; HOHMAN, R. L.; JEUSETTE, J. P.; KERCHMAN, V. Tire temperature and rolling resistance prediction with finite element analysis. *Tire Science and Technology*, v.27, n. 1, p.2-21, jan/mar. 1999.
- [241] BRACH, R. M. Formulation of rigid body impact problems using generalized coefficients. *International Journal of Science*, v.36, n.1, p.61-71, 1998.

- [242] MOUSSEAU, C. W.; HULBERT, G. M. An efficient tire model for the analysis of spindle forces produced by a tire impacting large obstacles. **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, v.135, p. 15–34, 1996.
- [243] JONES, N. Some phenomena in the structural crashworthiness field. **International Journal of Crashworthiness**, v.4, n. 4, p. 335–350, 1999.
- [244] JONES, N. Influence of transverse shear and rotatory inertia. In: **Structural Impact**, 1997, Cap. 6, p.216–275.
- [245] MARC Analysis Research Corporation. Current trends and future research. In: **Non Linear Finite Element Analysis of Elastomers**, BUA, 1996, Cap. 8, p.34.
- [246] BOLDEN, G. C.; SMITH, J. M.; FLOOD, T. R. Dukes of hazards. **Testing Technology International**, p.66–70, nov. 2001.
- [247] MONTEIRO, L. H. A. justificativas e definições envolvendo sistemas dinâmicos. In: **Sistemas Dinâmicos**, 2002, Cap. 2, p.39–52.
- [248] GLEISER, M. O mundo é uma máquina complicada. In: **A Dança do Universo: dos mitos de Criação ao Big Bang**, São Paulo: Companhia das Letras, 1997, Cap. 6, p. 197–250.
- [249] GEHMAN, S. D. Rubber structures and properties. In: CLARK, S. K. **Mechanics of pneumatic tires**, Washington: Department of Transportation – National Highway and Traffic Safety Administration, 1981, Cap. 1, p.1–36.
- [250] TELKING, J. T.; HANSON, R. R.; GIACOMIN, A. J. Viscoelastic properties of aircraft tire materials. **Tire Science and Technology**, v.18, n.4, p.262–281, out./dez. 1990.
- [251] CANAUD, C.; VISCONTE, L. L. Y.; NUNES, R. C. R. Propriedades mecânicas e de inflamabilidade de composições de borracha EPDM carregadas com negro de fumo e hidróxido de alumínio. **Polímeros: Ciência e Tecnologia**, v.11, n.1, p.35–40, abr./jun.2000.
- [252] SAWYER, L. C.; GRUBB, D. T. Introduction to polymer morphology. In: **Polymer Technology**, Inglaterra, 1987, Cap. 1, p.1–15.
- [253] MOFFAT, W. G.; PEARSAULT, G. W.; WULFF, J. The diffraction of X-rays by cubic crystals. In: **The Structure and Properties of Materials**, 1969, Apêndice IV, p.215–221.

- [254] JONES, N.; WIERZBICKI, T. In: *Structural Crashworthiness and Failure*, 1993.
- [255] KASHANI, M. R. A numerical approach towards understanding the mechanism of fatigue in tread vulcanizates during rolling of tires. s.l.: University of Akron, 2000. 230p. Tese (Doutorado) – The University of Akron.
- [256] LINDSLEY, N. J. A new tire model for aircraft landing gear dynamics. s.l.: University of Akron, 1999. 236p. Tese (Doutorado) – The University of Akron.