Igor Zucato

# Influência da estrutura ímpar em pneus de

lonas cruzadas ("Cross-Ply")

São Paulo 2006 **Igor Zucato** 

# Influência da estrutura ímpar em pneus de Ionas cruzadas ("Cross-Ply")

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

Orientador: Prof. Dr. Marco Stipkovic F°.

São Paulo 2006

### Folha de Aprovação

Igor Zucato Influência da estrutura ímpar em pneus lonas cruzadas ("Cross-Ply")

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

Aprovado em: 21 de novembro de 2006

Banca Examinadora		
Prof. Dr. Marco Stipkovic Filho		
Instituição: EP – USP	Assinatura :	
Prof. Dr. Gilberto Francisco Martha de Souza		
Instituição: EP – USP	Assinatura :	
Prof. Dr. Renato Barbieri		
Instituição: PUC – PR (externo)	Assinatura :	

"Nosso maior desejo na vida é encontrar alguém que nos faça fazer o melhor que pudermos." *Ralph Waldo Emerson* Fabiana, obrigado minha esposa e companheira, com todo o amor de minha vida.

### Agradecimentos

Primeiramente ao meu amigo e por acaso meu chefe, Eduardo Pinheiro, que me incentivou e apostou no desenvolvimento desse trabalho com suas sugestões e opiniões, bem como no desenvolvimento desta pós-graduação.

Ao meu orientador e amigo que teve a paciência para suportar, guiar e me ajudar durante essa caminhada.

À Pirelli Pneus S.A. pelo apoio e oportunidade de desenvolver e publicar este trabalho que reúne uma parte da minha experiência na área de pesquisa e desenvolvimento de pneus, e pelo suporte do R&D.

Ao meu grande amigo Renato Sgambati Martins que sempre esteve ao meu lado para me auxiliar e me incentivar.

Ao meu amigo Sergio Horn que teve a paciência de todos os dias me agüentar com minhas indagações.

Ao amigo Argemiro Luis de Aragão Costa que me auxiliou fornecendo materiais importantes para esse trabalho, bem como seu incentivo para com a pósgraduação *strictus sensu* na Pirelli.

Ao meu novo amigo e colega de trabalho Paulo Rogow o qual não mediu esforços para me ajudar no que fosse preciso.

Ao Heitor de Oliveira Moura que me auxiliou nos ensaios dinâmicos.

A minha esposa, amiga e companheira Fabiana Gomes Zucato, que passou por todas as fases desse trabalho me agüentando nas minhas subseqüentes fases, bem como no apoio e na revisão desse texto.

E sem esquecer, dos meus pais e irmã que nunca esqueceram de mim em nenhum momento.

"É melhor tentar e falhar, que preocupar-se e ver a vida passar; é melhor tentar, ainda que em vão, que sentar-se fazendo nada até o final. Eu prefiro na chuva caminhar, que em dias tristes em casa me esconder. Prefiro ser feliz, embora louco, que em conformidade viver ..."

Martin Luther King

### Resumo

O pneu é o único vínculo entre o veículo e o solo, é ele que transmite toda a potência e carga, e garante a dirigibilidade e condução do automóvel. A estrutura resistente de um pneu é um dos pontos de maior importância para o rendimento, tipo de aplicação e segurança. E conhecê-la é condição primária para o projeto. Pneus convencionais, via de regra, apresentam uma estrutura par de lonas cruzadas (cross-ply), dispostas em ângulos opostos, menores que 90°. Este trabalho visa avaliar as influências de uma estrutura ímpar de lonas cruzadas, em pneus convencionais. Objetiva-se com isso uma redução na matéria prima e uma otimização no tempo de processo. As influências da estrutura ímpar foram verificadas através de uma análise de elementos finitos, examinando o andamento das tensões internas na carcaça do pneu e observando a geometria da região de contato pneu/solo. Verificou-se também a variação da uniformidade utilizando-se do ensaio SAE J332 em uma máquina Akron FD90. A utilização de uma estrutura ímpar, em pneus de lonas cruzadas, acarreta numa deformação na região de contato pneu/solo, devido ao desbalanceamento de tensões nos fios da carcaça, um aumento das componentes de ply-steer e uma variação de força lateral nas componentes dinâmicas avaliadas. A utilização de uma estrutura ímpar deve ser cuidadosamente selecionada dependendo da velocidade, severidade e condições de utilização.

**Palavras-chave:** pneu, pneu convencional, lonas cruzadas, estrutura ímpar, uniformidade, elementos finitos.

### Abstract

The tire is the only bond between the vehicle and the ground, is it that transmits all the power and load, and guarantees the driven and conduction of the automobile. The resistant structure of a tire is one of the most important factors for the efficiency, type of application and security. Knowing these parameters is the primary condition to design a tire. Conventional tires, usually have a pair structure, made of crossed plies (cross-ply) in opposite angles lesser than 90°. The present work aim to evaluate the influence of an odd cross-ply structure, in conventional tires, looking forward to a material reduction and also an optimization on time process. The influence of an odd structure was evaluated through a finite element analysis, examining the cord stress at the tire carcass and the tire/ground contact region ("foot-print"). The variation of the uniformity was also verified through a SAE332 test did on Akron FD90 machine. It was observed that the use of an odd structure in cross-ply tires cause a tire/ground contact region deformation, because of the unbalance internal cord stress (at the carcass), and an increase of uniformities components (ply-steer and variation of lateral force). The use of an odd structure must be carefully selected, depending on the speed, severity and condition of use.

**Key words:** tire, conventional tire, cross-ply, odd structure, uniformity, finite element.

# Listas de figuras

Figura 1.1 – Pneu de Robert William Thomson
Figura 1.2 – Foto de John Boyd Dunlop 3
Figura 1.3 – Teste do primeiro pneumático de John Boyd Dunlop (Foto
da "Dunlop Tires") 4
Figura 1.4 – A) Trator 4x2 B) Trator 4x4 C) Trator 4x4 (four weel
drive) (Foto "johndeere.com")
Figura 1.5– Comparativo entre pneu convencional e "run-flat" 8
Figura 1.6– "Pneu" Tweel da Michelin8
Figura 2.1 – Elementos constitutivos de um pneu com estrutura
convencional ("cross-ply")9
Figura 2.2 – Característica de telas cruzadas da estrutura
convencional ("cross-ply") 11
Figura 2.3 – Elementos constitutivos de um pneu com estrutura radial
Figura 3.1 – Tecido quadro vs. tecido com trama leve
Figura 3.2 – Estrutura química do Rayon19
Figura 3.3 – Esquema químico do Nylon
Figura 3.4 – Foto do poliéster 21
Figura 3.5 – Estrutura química do Kevlar®
Figura 3.6 – Foto da aranha Araneus Diadematus 23
Figura 3.7 – Nano Tubos de Carbono

Figura 6.2 – Defasagem entre tensão e deformação, para uma
solicitação cíclica das borrachas 46
Figura 6.3 – Modelos de viscoelasticidade da borracha. t0 – tempo
inicial da aplicação da força ou deformação tf - tempo final da aplicação da
força ou deformação 47
Figura 6.4 – Ciclo de histerese típico de um elastômero
Figura 7.1 – Pneu medida 7.50-20 C/C 8PR RA45 Pirelli
(www.pirelli.com.br)
Figura 7.2 – Representação do pneu, modelado para avaliação em
MEF
Figura 7.3 – Modelo Tridimensional do pneu 7.50-20 RA45 8PR 53
Figura 7.4 – Elemento <i>rebar</i> 55
Figura 7.5 – Elemento 3d com diversas camadas de rebar para
caracterização de pneus 57
Figura 7.6 – Comparativo entre perfil experimental (vermelho) com o
perfil simulado (Malha) 61
Figura 7.7 – Comparativo entre região de contato pneu / solo
experimental (vermelho) com o perfil simulado (Malha) 62
Figura 7.8 – Esquema das forças avaliadas no ensaio SAE-J332 64
Figura 7.9 – Máquina de uniformidade Akron FD9065
Figura 7.10 – Pneu montado sob Akron FD9065
Figura 8.1 – Modelo de estrutura do pneu com a representação das
posições dos elementos 67

Figura 8.2 – Tensões na direção perpendicular da seção do fio,
existentes em cada tecido (Tex1, Tex2, Tex3 e Tex4), e a curva média dos
valores das estrutura 68
Figura 8.3 – Região de sobreposição das viradas dos tecidos 68
Figura 8.4 – Representação esquemática da tecido de 4 lonas no
elemento 1 com as tensões calculadas 69
Figura 8.5 – Deformação do modelo tridimensional do pneu 7.50-20
RA45 87PR quando submetido ao carregamento máximo real, sob uma
superfície plana70
Figura 8.6 – Pressão de contato pneu/solo da medida 7.50-20 RA45
com a estrutura par (4 Lonas)71
Figura 8.7 – Pressão de contato associado ao deslocamento ampliado
2 vezes na região contato pneu/solo da medida 7.50-20 RA45 com a
estrutura par (4 Lonas)
Figura 8.8 – Comparação da região de contato pneu/solo entre pneu
de lonas cruzadas e pneu radial72
Figura 8.9 – Vetores deslocamento na direção 1 dos eixos locais (U1)
na região contato pneu/solo da medida 7.50-20 RA45 com a estrutura par (4
Lonas)
Figura 8.10 – Vetores deslocamento na direção 2 dos eixos locais (U2)
na região contato pneu/solo da medida 7.50-20 RA45 com a estrutura par (4
Lonas)74
Figura 8.11 – Deslocamento U1 na região de contato pneu/solo da

medida 7.50-20 RA45 com a estrutura par (4 Lonas)......75

Figura 8.12 – Deslocamento U2 na região de contato pneu/solo da Figura 8.13 - Tensões na direção perpendicular da seção do fio, Figura 8.14 – Representação esquemática da tecido de 3 lonas no Figura 8.15 – Pressão de contato pneu/solo da medida 7.50-20 RA45 Figura 8.16 – Pressão de contato associada ao deslocamento ampliado 2 vezes na região contato pneu/solo da medida 7.50-20 RA45 com Figura 8.17 – Vetores deslocamento na direção principal 1 (U1) na região contato pneu/solo da medida 7.50-20 RA45 com a estrutura ímpar (3 Figura 8.18 – Vetores deslocamento na direção principal 2 (U2) na região contato pneu/solo da medida 7.50-20 RA45 com a estrutura ímpar (3 Figura 8.19 – Deslocamento U1 na região de contato pneu/solo da Figura 8.20 – Deslocamento U2 na região de contato pneu/solo da Figura 8.21 – Seções do pneu de estrutura ímpar a serem avaliadas quanto ao deslocamento na direção U1. Elemento 0 em amarelo e elemento 

Figura 8.22 – Seções inferior do pneu de estrutura ímpar (elemento 0)
com os deslocamento na direção U1 84
Figura 8.23 – Seções inferior do pneu de estrutura ímpar (elemento
36) com os deslocamento na direção U1 84
Figura 8.24 – Tensões na direção perpendicular da seção do fio.
Comparativo entre a estrutura par (valores médios) e estrutura ímpar (Tex 2).
Figura 8.25 – Deformação elementar na direção perpendicular da
seção do fio .Comparativo entre a estrutura par (valores médios) e estrutura
ímpar (Tex 2)
Figura 8.26 – Tensões na direção perpendicular da seção do fio.
Comparativo entre a estrutura par (valores médios) e estrutura ímpar (Tex 2)
na região de contato
Figura 8.27 – Sobreposição das regiões de contato pneu/solo com
uma escala de deformação de 2x. A geometria Azul corresponde a estrutura
par e a em vermelho a ímpar
Figura 8.28 – Comparação do ply-steer e força lateral para ambas as
estruturas
Figura 8.29 – Efeito no veículo decorrente ao ply-steer
Figura 8.30 – Desgaste típico de desalinhamento do veículo. Roda de
direção de caminhões

# Listas de tabelas

Tabela 4.1 – Propriedades do tecido emborrachado 30
Tabela 7.1 – Dimensões do pneu 7.50-20 8PR c/c RA45 Pirelli 50
Tabela 7.2 – Dados de emprego para condição de trator dianteiro 50
Tabela 7.3 – Discretização do pneu 3D. Número de passos e os
ângulos de cada passo 53
Tabela 7.4 – Resultados do ensaio dinâmico ISO 4664-2 59
Tabela 7.5 – Valore dos coeficientes para modelo de Mooney-Rivlen
no Abaqus 60
Tabela 8.1 – Resultado da avaliação de uniformidade (ply-steer e
força lateral) para os pneus com estrutura par
Tabela 8.2 – Resultado da avaliação de uniformidade (ply-steer e
força lateral) para os pneus com estrutura ímpar

# Lista de abreviaturas

ATV	-	Veículo para todos os terrenos (All terrain vehicle)
OTR	-	Fora de estrada (Off the road)
PA	-	Poliamida
PET	-	Polietileno Tereftalato
RFV	-	Variação da força radial (radial force variation)
RH1	-	Primeira harmônica radial (first radial harmonic)
RH2	-	Segunda harmônica radial (second radial harmonic)
RH3	-	Terceira harmônica radial (third radial harmonic)
RH4	-	Quarta harmônica radial (fourth radial harmonic)
Fx	-	Força na direção do eixo x
Fy	-	Força na direção do eixo y
Fz	-	Força na direção do eixo z
LFV	-	Variação da força lateral (lateral force variation)
CAD	-	Projeto auxiliado por computador
ABAQUS®	-	Programa de elementos finitos
ALAPA	-	Associação Latino Americana de Pneu e Aros
TEX n	-	Referência ao tecido na carcaça do pneu (1, 2, 3 ou 4)
REBAR	-	Elemento de reforço no ABAQUS® (reinforcement bar)
MEF	-	Método dos Elementos Finitos

# Lista de símbolos

θ	-	Ângulo do tecido no pneu vulcanizado
σ	-	Tensão de Cauchy ou "true stress"
τ	-	Tensão de cisalhamento
$\mathcal{E}_n$	-	Deformação logarítmica "true strain"nas <i>n</i> direções (x, y, z)
$\gamma_{nm}$	-	Deformação angular ao cisalhamento "shear strain" nas <i>n</i> direções (x, y, z)
$a_{ij}$	-	Constantes elásticas na lei de Hooke generalizada (i,j=16)
$\sigma_{n}$	-	Tensão nas n direções (x, y, z)
$ au_{nm}$	-	Tensão de cisalhamento nas <i>nm</i> direções (xy, yz, zx)
E	-	Módulo elástico "módulo de Young"
ν	-	Coeficiente de Poisson
$V_P$	-	Coeficiente de Poisson na direção do paralelo
V <sub>m</sub>	-	Coeficiente de Poisson na direção do meridiano
G	-	Módulo elástico ao cisalhamento
G <sub>n m</sub>	-	Módulo elástico ao cisalhamento nas <i>nm</i> direções (xy,yz,zx)
r	-	Coeficiente de anisotropia E <sub>x</sub> /E <sub>y</sub>
Е <sub>Р</sub>	-	Módulo elástico na direção do paralelo
Em	-	Módulo elástico na direção do meridiano
f	-	Adensamento do tecido (fios/dm)
S <sub>m</sub>	-	Solicitação global unitária na direção do meridiano
р	-	Pressão interna no pneu
у	-	Valor da altura do elemento P
b	-	Valor a altura do elemento B (ponto de largura máxima do pneu – "corda máxima")

δ'	-	Ângulo formando entre a tangente ao perfil da carcaça com o versor tensão no fio
L	-	Largura do lado do losango elementar
Т	-	Tensão no fio para um fio de área unitária
n	-	Número de telas na carcaça
i	-	Distância entre cada fio
а	-	Valor da altura até o ponto mais alto da carcaça (coroa)
F	-	Força genérica
u	-	Deslocamento da mola
K	-	Constante elástica da mola
λn	-	Alongamento
K <sub>b</sub>	-	Módulo volumétrico ou "bulk modulus"
l <sub>n</sub>	-	Invariantes de deformação na direção n (1, 2 e 3)
J <sup>el</sup>	-	Fração volumétrica (elástica)
W	-	Função de densidade de energia de deformação
C <sub>ij</sub>	-	Constantes experimentais para caracterização do material hiperelástico
E'	-	Módulo elástico a tração
E"	-	Módulo viscoso ou módulo de perda de tração
E*	-	Módulo dinâmico ou módulo complexo de tração
δ	-	Ângulo de fase entre a tensão e a deformação ou ângulo de
tan δ	-	Tangente do ângulo de perda (E''/E')
ω	-	Freqüência de excitação
U1	-	Deslocamento na direção principal 1
U2	-	Deslocamento na direção principal 2
D <sub>ijky</sub>	-	Constante elástica da matriz de rigidez (i,j,k,y=13)

# Sumário

Folha de Aprovação	II
Agradecimentos	IV
Resumo	VI
Abstract	VII
Listas de figuras	VIII
Listas de tabelas	XIV
Lista de abreviaturas	XV
Lista de abreviaturas	XV
Lista de símbolos	XVI

1. Introdução 1	
1.1. Objetivo principal	1
1.2. Histórico do Pneumático	2
1.3. Tipos de pneus e suas funções	5
1.4. Importância do pneu no Brasil	6
1.5. Pneumático na atualidade	7
2. A estrutura do pneumático9	
2.1. A primeira estrutura	9
2.1.1. Estrutura cruzada ("cross-ply")	11
2.2. A evolução da estrutura	11
2.2.1. Estrutura 90º	13
2.3. A estrutura sustentadora do pneu	15
2.3.1. Carcaça	

2.3.2. Cinturas	. 15
2.3.3. Friso	. 16
3. Materiais estruturais para pneumáticos	. 17
3.1. Origem das Fibras	. 17
3.2. Primeiro material de carcaça	. 17
3.3. Evolução dos materiais estruturais	. 18
3.4. Materiais para o futuro	. 21
4. Mecânica do Pneumático	. 24
4.1. Comportamento mecânico do tecido-emborrachado	. 24
4.2. A lamina Ortotrópica	. 26
4.3. Tensão no fio – modelo do fio inextensível	. 30
4.3.1. Equação de equilíbrio do losango elementar	. 31
5. Avaliação da uniformidade	. 35
5.1. Características ligadas à rigidez do pneu	. 36
5.2. Características ligadas às geometrias do pneu	. 38
5.3. Características ligadas ao desequilíbrio	. 40
6. Método dos elementos finitos aplicados a pneumáticos	. 42
6.1. Introdução	. 42
6.2. Complexidade da modelagem de pneumáticos	. 42
6.2.1. Não linearidade dos materiais	. 42
6.2.2. Não linearidade geométrica	. 43
6.2.3. Hiperelasticidade	. 44
6.2.4. Incompressibilidade	. 45
6.2.5. Anisotropia	. 45

6.2.6. Viscoelasticidade	46
6.2.7. Histerese	48
7. Materiais e Métodos	49
7.1. Materiais	49
7.1.1. Pneu	49
7.1.1.1. Estrutura Confronto	50
7.2. Análise MEF (Método dos Elementos Finitos)	51
7.2.1. Modelagem do pneu	51
7.2.2. Preparação da malha	54
7.2.3. Caracterização das tensões no fio	54
7.2.4. Propriedade dos materiais utilizados no modelo	59
7.2.5. Simulação do modelo	61
7.2.6. Validação do modelo	61
7.3. Análise da Uniformidade	63
7.3.1. Ensaio de uniformidade SAE-J332	63
7.3.1.1. Equipamento utilizado	64
8. Resultados e Discussões	66
8.1. Estudo em método dos elementos finitos	66
8.1.1. Estrutura Par	66
8.1.1.1. Avaliação da região de contato pneu/solo	69
8.1.2. Estrutura Ímpar	76
8.1.2.1. Avaliação da Tensão no Fio	76
8.1.2.2. Avaliação da região de contato pneu/solo	78
8.1.3. Estrutura Ímpar vs. Par	85

8.1.3.1. Avaliação da Tensão no Fio	85
8.1.3.2. Avaliação da região de contato pneu/solo	88
8.2. Uniformidade	89
8.2.1. Estrutura Par	89
8.2.2. Estrutura Ímpar	89
8.2.3. Confronto entre as estrutura	90
9. Conclusões gerais e sugestões para trabalhos futuros	92
9.1. Conclusões gerais	92
9.2. Sugestões para trabalhos futuros	93
10. Referências bibliográficas	95
11. Anexo A – SAE J332 – Testing machines for measure the uniformity	/ of
passenger car and light truck tires	99

#### 1. Introdução

#### 1.1. Objetivo principal

A partir de seu surgimento, o pneumático se tornou um dos itens de maior importância em um veículo, principalmente por ser o único vínculo entre o automóvel e o solo.

São projetados para transmitir e suportar os esforços gerados na condução do veículo em condições normais de uso. Acelerações, desacelerações, forças laterais, absorção de irregularidades do solo e impactos, são condições dinâmicas que fazem parte das solicitações diárias da estrutura do pneumático. Além de manter o veículo em contato com o solo, o pneu é quem sustenta toda a carga transportada. O entendimento da estrutura resistente é condição primordial para a aplicação e segurança.

A definição da estrutura esta intimamente vinculada ao tipo de aplicação que o pneu irá ser submetido, como: automóveis de passeio, caminhões, tratores, veículos industriais, fora de estrada, motos, ATV.

A condição de desempenho, rendimento quilométrico, ruído, desgaste, resistência à perfuração, também são fatores vinculados ao tipo de estrutura.

Desta forma, o presente trabalho tem como objetivo avaliar a influência de uma estrutura ímpar (de uma estrutura vigente par) nos pneumáticos de lonas cruzadas.

Este é um tema de grande importância, pois além de estar correlacionado com o desempenho (após vulcanizado), esbarra na otimização do processo de confecção, já que a utilização de uma estrutura

mais delgada (mantendo o aspecto de resistência) implica em ganho de tempo na linha de produção.

#### 1.2. Histórico do Pneumático

Em 1837, Charles Goodyear recebeu sua primeira patente (patente USPat # 240) para um processo que transformava a borracha em um produto mais fácil para trabalhar (GOODYEAR C., 1837), entretanto, esta não foi a patente mais conhecida. Em 1843, Goodyear descobriu que se adicionasse enxofre à borracha e a aquecesse, ela reteria sua elasticidade. Este processo ficou conhecido como vulcanização e tornava a borracha a prova d'água e a prova de neve, abrindo as portas para um mercado enorme dos bens de borracha. Em 24 de junho de 1844, foi concedido a Charles a patente USPat #3.633 para a borracha vulcanizada (GOODYEAR C., 1844), porém, Goodyear não conseguiu aproveitar do benefício de seu invento, morrendo pobre.

Robert William Thomson, um engenheiro escocês, foi o primeiro a patentear, em 1845, a idéia de um pneumático. Já se tinha objetivos claros descritos na própria patente: "funcionar como um suporte elástico para as rodas, reduzindo a força necessária para a tração do veículo, proporcionando movimentos mais suaves e menos rumorosos (figura 1.1)" (EUROPEAN RUBBER JOURNAL, 1998). Quando testados em uma carruagem, verificou-se que os pneus de Thomson ofereciam menor resistência às irregularidades da superfície das estradas em comparação com as rodas de aro de ferro ou de borracha maciça, reduzindo o esforço de tração e proporcionando um deslocamento relativamente mais confortável.

Neste instante nascia o produto que seria a base de indústrias centenárias, utilizado até hoje no mercado mundial de pneus (HISTÓRIA DOS GRANDES INVENTOS,1983).



Figura 1.1 – Pneu de Robert William Thomson

As dificuldades no processo de fabricação, que sempre acompanharam os pneumáticos, somados à falta de demanda fizeram com que a primeira patente fosse praticamente esquecida.

Decorridos quarenta anos da sua invenção, o pneu foi "reinventado" (figura 1.3) e novamente patenteado pelo veterinário de Belfast John Boyd Dunlop em 1888 (figura 1.2), que comprovadamente desconhecia a patente anterior. Dunlop montou nas rodas de madeira do triciclo de seu filho, tubos de borracha dentro de um invólucro de lona com uma banda de borracha. Os tubos de borracha eram inflados com ar através de uma válvula de retenção.



Figura 1.2 – Foto de John Boyd Dunlop

Esse pneu primitivo era fixado à roda de madeira através de pregos e de uma cola à base de borracha (figura 1.3). A partir deste momento, o pneu passou a ser um sucesso comercial juntamente com o advento das bicicletas que o popularizou. Os veículos de transporte da época, movidos a vapor, eram muito pesados para usarem pneumáticos.



Figura 1.3 - Teste do primeiro pneumático de John Boyd Dunlop (Foto da "Dunlop Tires")

Por volta de 1890 o pneu já havia evoluído para o método moderno de montagem em aro com bordo de retenção saliente e curvo, ajustando-se firmemente à roda quando inflado. Os irmãos André e Édouard Michelin foram os primeiros a produzir pneus para charretes em 1894 e para os primeiros automóveis em 1895. No final de século XIX as empresas européias Dunlop (1889), Pirelli (1890), Michelin (1891) e Continental (1891) bem como as norte-americanas B. F. Goodrich(1895), Goodyear (1898) e Firestone (1903) começaram a produzir os seus pneus. (PINHEIRO E., 2001)

Os pneumáticos progrediram muito desde o início do século passado, para um custo dez vezes menor e uma durabilidade cem vezes maior (EUROPEAN RUBBER JOURNAL, 1998). A potência transmitida e as velocidades atingidas aumentaram de uma ordem de grandeza nos últimos anos. Ocorreu uma revolução estrutural no pneumático que nem sempre é observável externamente, como é o caso da introdução do pneu radial metálico, um dos marcos na indústria de pneumáticos. Pneus com altura de seção menor e mais largos, permitiram o transporte de cargas maiores a velocidades maiores. As borrachas sintéticas, a partir da segunda grande guerra, resolveram o problema do volume de produção e trouxe benefícios que a borracha natural sozinha não seria capaz proporcionar (COSTA, A, 2000).

#### 1.3. Tipos de pneus e suas funções

Os tipos de pneus podem ser classificados conforme o tipo de emprego a que é submetido. A classificação principal inclui automóveis, caminhões, fora de estrada (OTR), agrícolas, aeronáuticos e corrida. Uma outra classificação incluem bicicletas, motocicletas e veículos industriais. (BHOWMICK; HALL; BENAREY, 1994)

- Pneus para automóveis variam conforme o tamanho, forma, capacidade de carga e índice de velocidade. Seus tipos incluem pneus para inverno, todas as estações, verão e alta performance.
- Pneus para caminhão são também classificados como baixa, media e alta carga. Devido seu custo operacional, a longevidade, resistência, possibilidade de recapagem são a chave para o sucesso.
- Pneus fora de estrada são utilizados para movimento de terra, construção de rodovias e mineração. Necessitam ter uma alta resistência ao corte, laceração e alta capacidade de carga.
- Pneus agrícolas devem ter uma boa relação entre compactação do solo e tratividade, associado à alta resistência a cortes e laceração.
- Pneus aeronáuticos incluem aqueles para aeronaves de vôo comercial, particular e militar. Os principais requisitos são quanto a

alta capacidade de carga, alto índice de velocidade com reduzida dimensão.

- Pneus de corrida requerem alto índice de velocidade, alta aderência em curvas e resistência a condições de alta aceleração e frenagem.
- Pneus militares devem apresentar uma alta resistência estrutural bem como poder rodar em vazio.

#### 1.4. Importância do pneu no Brasil

No Brasil são produzidos aproximadamente 550.000 toneladas de pneumáticos por ano <sup>1</sup>, que englobam os veículos de transporte, de passeio, motocicletas, bicicletas, agricultura, e outros. Quase metade desta produção, é de pneus de transporte, caminhões e ônibus, os quais cruzam as estradas brasileiras movimentando passageiros e os mais variados tipos de carga.

Na agricultura, o governo brasileiro vem implementando incentivos fiscais (programa moderfrota) para que o agricultor possa adquirir/atualizar seu parque de máquinas (tratores, colheitadeiras, plantadeiras, implementos agrícolas), impactando diretamente no aumento de pneus agrícolas no mercado, chegando ao ponto de considerado-los *comodities*.

Desde a implementação do programa, a potência média da frota de tratores saltou de 90cv para 105cv, deixando de ser um trator 4x2 (pneu trativo atrás e direcional à frente) e passando a ser 4x4 (ambos os pneus

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Fonte: ANIP – Associação Nacional das Indústrias de Pneumáticos

trativos), bem como a queda nas vendas de tratores de baixa potência (até 90cv) (figura 1.4)<sup>2</sup>.

Essa transição para tratores de maior potência, e maior carga, impacta diretamente no desenvolvimento de pneus mais robustos, com sua estrutura para suportar essa nova condição.



Figura 1.4 – A) Trator 4x2 B) Trator 4x4 C) Trator 4x4 (four weel drive) (Foto "johndeere.com")

#### 1.5. Pneumático na atualidade

O pneu vem sofrendo alterações ao longo do tempo, porém atualmente chegou-se em um nível em que a invocação está na eletrônica embarcada. Encontra-se em desenvolvimento pneus que interagem juntamente com o sistema de controle de estabilidade do veículo melhorando sua segurança e direção. (HEEPS, G.,2005).

Um dos maiores desenvolvimento está também em produtos "run-flat" (figura 1.5) que consiste em pneus que podem rodar vazio (condição extremamente severa devido ao grande aquecimento gerado pelo excesso

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Seminário de Carlos Coga – Consultoria Agroeconômica – ministrado a Pirelli Pneus

de carga a baixa pressão). Esse pneu apresenta um flanco com uma rigidez superior, possível de sustentar a carga durante um período.



Figura 1.5- Comparativo entre pneu convencional e "run-flat" <sup>3</sup>

Apesar de não poder ser considerado um pneumático, está em desenvolvimento um "pneu" que não utiliza o ar como forma de sustentação de carga. Neste produto, a estrutura sustentadora é substituída por lamelas de poliuretano ligando a rodagem (anel rígido) ao cubo da roda (figura 1.6). Essa concepção reduz significativamente o número de componentes de um pneu, otimizando a uniformidade, além de ser resistente a perfurações.



Figura 1.6– "Pneu" Tweel da Michelin<sup>4</sup>

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Foto do Pneu "run-flat" - www.pirelli.com

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup> Projeto do pneu "Tweel" - www.michelin.com

### 2. A estrutura do pneumático

### 2.1. A primeira estrutura

Basicamente toda a carga aplicada sob o pneu é sustentada pelo ar confinado internamente à estrutura, parecendo muito a um vaso de pressão. Quanto maior a carga aplicada, maior a pressão para sustentá-la, conseqüentemente mais resistente deverá ser a estrutura.

A primeira estrutura criada para produção em larga escala, foi uma estrutura têxtil disposta em várias camadas cruzadas (carcaça) (figura 2.1), conhecida como estrutura "cross-ply" ou convencional.



Figura 2.1 - Elementos constitutivos de um pneu com estrutura convencional ("cross-ply").

A carcaça é a responsável por determinar a geometria do pneu inflado, bem como, suportar a pressão do ar confinado e conseqüentemente a carga aplicada.

O *friso* esta localizado na região do talão. Tem o papel de manter a carcaça solidária ao aro transferindo os esforços de momento.

Para conter o ar internamente ao pneu utiliza-se um "liner" de borracha butílica (figura 2.1), que por sua grande impermeabilidade, garante a estanqueidade.

A banda de rodagem (figura 2.1) é a parte mais externa do pneu, onde apresenta o desenho dos sulcos e determina as propriedades de tração e aderência no molhado. Juntamente com a estrutura, são os elementos que definem o seu emprego, podendo variar de um pneu agrícola a um de automóvel.

A definição do desenho da banda de rodagem é uma das tarefas mais árduas do projetista, pois deve-se atender a diferentes requisitos competitivos: aderência no seco e molhado, conforto, resistência a abrasão e laceração, tração, bem como apresentar um alto rendimento quilométrico. Por exemplo, quando melhora-se a resistência à abrasão aumentando-se a dureza do composto, piora-se o conforto, ou quando melhora-se a aderência, utilizando-se compostos mais histeréticos, aumenta-se, por conseguinte, a geração de calor, prejudicando a durabilidade da carcaça e a resistência ao rolamento. A histerese pode ser definida como sendo a perda de energia através da geração de calor que ocorre em repetidos ciclos de deformação e relaxação (COSTA, A, 2000).

#### 2.1.1. Estrutura cruzada ("cross-ply")

O pneu convencional é normalmente constituído de uma carcaça formada de pares de telas simetricamente cruzadas (respectivamente com um ângulo  $\theta$  e - $\theta$  entre telas, igual em toda a carcaça) (figura 2.2)



Figura 2.2 - Característica de telas cruzadas da estrutura convencional ("cross-ply").

Pela condição ortotrópica, é fundamental dispor o cruzamento do tecido de forma simétrica afim de formar uma resultante no sentido radial do pneu mantendo a simetria elástica (figura 4.2b) (ROBECCHI E., 1970).

Por definição, materiais ortotrópicos têm ao menos dois planos ortogonais da simetria, onde as propriedades materiais são independentes do sentido dentro de cada plano.

#### 2.2. A evolução da estrutura

Em 1913, Christian Hamilton Gray e seu assistente Thomas Sloper, de uma companhia de borracha indiana (Gutta Pecha and Telegraph Company of Silvertown), desenvolveram em 1914 um pneu com estrutura radial, porém após conseguir a patente, iniciou-se a Guerra Mundial, impedindo o progresso do invento, levando ao esquecimento a descoberta. Em 1940, Marius Mignol, um auxiliar no departamento de exportação da Michelin, desenvolveu uma teoria sobre deslizamento, como fuga para seu trabalho frustrante. Edouard Michelin, percebendo a geniosidade da teoria, transferiu Mignol para o departamento de experimentação. (L.J.K SETRIGHT, 2003)

O novo departamento tinha a necessidade de um método para medir a energia dissipada pela rodagem. Marius desejando eliminar as outras influências, sugeriu criar um pneu "sem" flanco, substituindo as laterais do pneu por alguns fios de aço paralelos, revestido de borracha, distanciados de 15mm cada. O cientista concluiu que a maior parte da energia não dissipava na rodagem e sim no flanco.

Porém observou-se que o pneu não apresentou rigidez direcional devido à estrutura ter ficado frouxa.

Mignol solucionou o problema adicionando cinturas cruzadas (20°) abaixo da rodagem (acima da carcaça), e em 1946 a Michelin patenteia o primeiro pneu radial do mundo (desconhecendo a patente indiana anterior), comercializando-o em junho de 1949 com o nome de "pneu X", divulgando a excelente manobrabilidade, resistência ao desgaste, baixo consumo de combustível e aderência <sup>5</sup>.

A estrutura radial desenvolvida pela Michelin é uma particularidade da estrutura convencional. Compreende em manter os fios do tecido

<sup>&</sup>lt;sup>5</sup> "Michelin: A História" disponível no: <www.michelin.com>

emborrachado perpendicular a linha longitudinal do pneu, ou seja, o valor do ângulo  $\theta$  do tecido no pneu passa a ser 90° (figura 2.3).

#### 2.2.1. Estrutura 90°

Robecchi (1970) afirma que os pneus radiais têm em sua estrutura duas partes bem definidas:



Figura 2.3 – Elementos constitutivos de um pneu com estrutura radial

A) A *carcaça radial* (figura 2.3), constituída de telas ancoradas ao redor do friso. Esta estrutura esta disposta à 90° ( $\theta$ =90°), constante ao longo de todo o perfil. Cada fio da carcaça vai de um friso ao outro (direita à esquerda), estando no mesmo plano meridional, o plano radial.

B) A *cintura* tem elevada rigidez segundo o paralelo longitudinal, disposta perpendicular em relação ao ângulo da carcaça na zona da coroa (topo do pneu) e com largura limitada à largura da rodagem. A carcaça à 90° somente garante a rigidez no sentido radial, praticamente executando a função estrutural de garantir a resistência quanto à aplicação da carga. As cinturas fazem o papel de garantir a rigidez no sentido longitudinal, promovendo o complemento final da resistência estrutural do pneu radial.

Cada fio da estrutura convencional (ângulo  $\theta \neq 90^{\circ}$ ) absorve componentes de esforços radiais e longitudinais, já cada fio da estrutura radial absorve somente um única componente. Desta forma, para uma mesma pressão a estrutura radial pode ser mais delgada. (ROBECCHI E.,1970).

A carcaça do pneu radial é responsável pela transmissão de todas as forças que passam entre o veículo e a superfície do pavimento. Fatores como conforto, frenagem, acelerações laterais e durabilidade, sob condições normais ou emergenciais de direção, estão intimamente ligadas a especificação e performance da carcaça.

Mudanças mínimas ou aparentemente sem importância na construção ou no projeto da carcaça, impactam fortemente na performance combinada do veículo/pneu. Desta forma, a seleção correta da carcaça, bem como dos materiais envolvidos são de suma importância para o sucesso do pneu. (POMIÈS F. AND BURROWS J., 1997).
## 2.3. A estrutura sustentadora do pneu

### 2.3.1. Carcaça

Pode ser de Nylon, poliester, Rayon e cordas metálicas, e tem por função conferir resistência estrutural aos pneumáticos, delimitando o seu volume. Está associada à capacidade de carga do pneumático.

As carcaças estão ligadas aos frisos num ângulo de 90 graus nos pneus radiais e menores que 90° nos convencionais. Quando o pneu é inflado, a carcaça assume um perfil característico, de uma curva hiperelítica, conhecido como perfil de equilíbrio ou "*ply-line*" (COSTA, A, 2000).

A geometria da "*ply-line*", isto é, sua inclinação com relação às cinturas e friso, com os respectivos pontos de tangência, vão determinar como os flancos do pneu trabalham à flexão, influindo no comportamento do pneumático, nas pressões de contato e, por fim, no desgaste.

### 2.3.2. Cinturas

As cinturas metálicas, introduzidas comercialmente em 1948 pela Michelin, junto aos pneus radiais de carcaça metálica, revolucionaram o mercado de pneumáticos (figura 2.3).

As cinturas metálicas restringem o movimento das carcaças radiais, mantem a rodagem plana, minimiza os movimentos relativos com o solo e aumenta a resistência da rodagem à flexão e torção. O flanco do pneu trabalha independentemente da rodagem flexionando-se mais facilmente, gerando menos calor. O advento do pneu radial com cinturas metálicas promoveu os seguintes avanços:

- Duplicou o rendimento quilométrico, quando comparado com os pneus convencionais, de lonas cruzadas.
- Atingiu 10% de melhora no consumo de combustível, baixando a resistência ao rolamento.
- Apresentou uma grande melhora na tração durante acelerações e frenagens.
- Melhorou consideravelmente a dirigibilidade dos veículos.

## 2.3.3. Friso

É o componente onde a carcaça esta ancorada, composto geralmente por fios metálicos, emborrachados ou não (figura 2.3). O friso "recolhe" as tensões das carcaças e os transmite para o talão e o aro, garantindo a estabilidade da montagem. O posicionamento do friso acaba influindo no perfil da carcaça e conseqüentemente no comportamento do pneu.

### 3. Materiais estruturais para pneumáticos

### 3.1. Origem das Fibras

Matthews (1947) relata que é extremamente difícil de saber qual é a mais antiga fibra têxtil. Na época pré-histórica, os homens usavam alguns tipos de arbustos, urtigas, gravetos flexíveis, e outros vegetais, com o propósito de construir cestos, armadilhas, redes, e até chapéus para caça. Essa aplicação percorreu diversos anos até a primeira utilização da fibra como tecido.

Provavelmente o linho foi o primeiro tecido a ser manufaturado nos idos pré-históricos, pois foram diversas vezes encontrados em muitos sambaquis. É um material tão antigo, que no Egito, onde o linho era usado desde 6000 a.C., era considerado a primeira coisa criada pelos Deuses para o povo da terra. Essa espécie de linho é de certa forma, o mesmo tipo da cultivada atualmente.

Os materiais foram evoluindo tanto na sua origem como na sua utilização e manufatura, indo de peles de animais, lã, linho, algodão e a seda, até processos complexos de tecelagem.

#### 3.2. Primeiro material de carcaça

No âmbito dos pneumáticos, o algodão foi primeiro material utilizado para confecção da parte estrutural (carcaça).

Os pneus inicialmente eram confeccionados com diversas camadas de tecido quadro de algodão tratado, revestidas com borracha (figura 3.1).

Foi desta primeira estrutura que se originou a expressão: "consumir até a Iona" (LINDENMUTH, 2005).



Figura 3.1 – Tecido quadro vs. tecido com trama leve

## 3.3. Evolução dos materiais estruturais

Em 1918, um novo tipo de tecido para pneumático foi introduzido, onde os filamentos cruzados do tecido quadro (figura 3.1), foram substituídos por algumas cordas leves de algodão chamadas de trama. Estes filamentos são dispostos somente para garantir a posição dos fios até que o tecido seja emborrachado no processo de calandragem. Desta forma, promovendo uma melhora na penetração da borracha evitando problemas de adesão com o grupo têxtil (LINDENMUTH, 2005).

Em 1938, o algodão foi substituído por uma fibra sintética chamada Rayon (embora ainda utilizado em pneus de alta velocidade). Apresenta uma melhor aderência evitando descolamentos entre as lonas internas do pneu.

O Rayon (figura 3.2) é criado transformando a polpa da madeira (celulose) em uma forma líquida. Essa solução é empurrada através de um dispositivo contendo diversos furos. Quando o líquido entra em contato com o ar esse se solidifica em um composto sintético. Originalmente foi nomeado de seda artificial ou seda da madeira (WIEBECK e HARADA, 2005 ; COOK, 1984).



Figura 3.2 – Estrutura química do Rayon.

Por volta de 1958 o Rayon foi substituído pelo Nylon gerando grandes reduções de custo. Devido ao seu alto módulo de resistência, foi possível reduzir o número de telas dos pneus de lonas cruzadas, na maioria dos casos passando de 4 para 2 lonas. Por esse motivo iniciou-se a utilização do termo "Ply rating" (taxa de lonas) e não mais número de lonas.

O Nylon representa uma família de polímeros sintéticos, um material termoplástico, inventado em 1935 por Wallace Carothers da DuPont. É feito de repetidas unidades de carbono unidas por ligações peptídicas comumente referidas como poliamida (PA). O Nylon foi o primeiro polímero comercialmente bem sucedido e a primeira fibra sintética a ser feito inteiramente dos ingredientes: carvão, água e ar. Desenvolvida para ser utilizada nos pára-quedas dos Estados Unidos durante a segunda guerra mundial, substituindo a seda. Os tipos mais comuns são os Nylon 6 e Nylon 6,6, onde a numeração representa posições da cadeia polimérica (figura 3.3) (WIEBECK e HARADA, 2005 ; TROSSARELLI, 2002 ; GAINES, 2001).



Figura 3.3 – Esquema químico do Nylon.

O surgimento do poliéster foi em 1980. Apresenta um melhor fator resistência/custo do que o Nylon, mas nos estágios iniciais a sua utilização em pneumáticos apresentou problemas de aderência ao composto de borracha, gerando falhas catastróficas devido ao superaquecimento e o rompimento da estrutura.

O poliéster é uma categoria de polímeros, ou mais especificamente, polímeros da condensação (figura 3.4). Contêm o grupo funcional do éster em sua corrente principal. Existe uma grande família de poliésteres sintéticos (plásticos), que inclui o policarbonato e o polietileno tereftalato (PET), um dos mais importantes polímeros termo-plástico (WIEBECK e HARADA, 2005; KADOLPH, 2002).

Atualmente também se utiliza tecido formado de cabos de aço, onde geralmente são utilizados na carcaça de pneus de caminhão e nas cinturas dos pneus radiais. Estes cabos consistem em muitos filamentos finos torcidos do fio de aço revestido com bronze. A função do revestimento não é para proteger da oxidação, mas sim para promover a ligação do metal com a borracha, através de ligações cruzadas no processo de vulcanização (LINDENMUTH, 2005).



Figura 3.4 – Foto do poliéster.

## 3.4. Materiais para o futuro

Os veículos caminham, tecnicamente, para o aumento da velocidade e segurança, bem como para o aprimoramento da estabilidade/dirigibilidade. Portanto o único vínculo com o solo também tem que acompanhar tal evolução.

Nos pneus, um dos grandes limitantes dinâmico à estrutura é a força centrípeta, gerada no movimento de rotação. A velocidade máxima alcançada por um pneu é determinada quando o tempo de relaxamento da deflexão é maior que o período completo de giro, causando uma ressonância, destruindo sua estrutura.

Para aumentar o limite de velocidade, criaram-se novas estruturas, bem como a utilização de novos materiais. A fibra de aramida (poliamida aromática "poli-parafenileno teraftalamida") (figura 3.5), desenvolvida em 1961 pela Dupont e patenteada com o nome de Kevlar®, foi durante muito tempo uso exclusivo das forças armadas e atualmente vem tomando força em diversos nichos tecnológicos, dentre eles o pneumático (KADOLPH, 2002). É uma fibra sintética construída de cadeias de para-aramidas, onde apresenta resistência até cinco vezes maior que o mesmo peso em aço, porém, muito mais flexível, leve e confortável.



Figura 3.5 – Estrutura química do Kevlar®.

Com a utilização da aramida associada a uma estrutura própria, pode adicionar novos limites de carga e velocidade, especialmente para pneus de competição.

A utilização das fibras de aramidas propicia uma estrutura mais simples (devido à alta resistência), reduzindo matéria em peso e conseqüentemente um ganho (custo) no processo (JELSMA B., 1997).

A busca por novas fibras é um processo incessante. Atualmente cientistas japoneses estão clonando uma espécie de aranha (Araneus Diadematus) (figura 3.6) para produzir teia e utilizar como fibra, que poderia

ser empregada em estruturas de pneu. Tais fibras são extremamente resistentes comparadas com seu peso molecular (ROGERS K. 2001).



Figura 3.6 – Foto da aranha Araneus Diadematus .

Da mesma forma, existe o desenvolvimento de uma estrutura sintética conhecida como nanotubos de carbono, que são cadeias carbônicas em forma de tubo de dimensões nanométricas (aproximadamente 1nm de diâmetro) (figura 3.7). Apresentam uma altíssima resistência, cerca de 52 vezes maior que a do aço (63GPa), sendo hoje uma das estrutura mais resistente já criada pelo homem, porém ainda não disponível em escala industrial (IIJIMA, 1991).



Figura 3.7 – Nano Tubos de Carbono

## 4. Mecânica do Pneumático

## 4.1. Comportamento mecânico do tecido-emborrachado

O tecido emborrachado é caracterizado como um material compósito, pois ao menos dois materiais diferentes estão vinculados e apresentam propriedades superiores a qualquer um dos constituintes individuais.

Os compósitos mais comuns para as aplicações estruturais são aqueles que têm fibras contínuas ou cortadas, encaixadas em uma matriz. Os compósitos particulados, partículas dispersadas em uma matriz, são também geralmente usados e podem ser combinados em uma escala microscópica ou nano-escala, dando forma a um composto bifásico. Como, por exemplo, a borracha preenchida com negro de fumo (CHRISTENSEN, R. M., 1979).

Esses diversos compostos podem ser classificados conforme sua homogeneidade ou heterogeneidade:

- Isotrópicos, quando as propriedades do material em um ponto da estrutura não é função da direção ou sentido. Conseqüentemente, todos os planos que passam através desse ponto são simétricos quanto à propriedade do material.
- Anisotrópicos, quando as propriedades do material em um ponto é uma função da direção e sentido. Por exemplo, a rigidez na direção 1 ao longo dos cabos é muito maior do que a rigidez na direção 2, transversal aos cabos(figura 4.1).



Figura 4.1 – Diagrama de um espécime típico de tecido-emborrachado.

- Anisotropia completa, onde nenhuma suposição a respeito da simetria ou direção é feita, é complexa e pode requerer muitas propriedades para descrever um comportamento, este tipo de análise não é geralmente executada.
- Ortotrópicos são os materiais que têm três planos mútuos da simetria, tais como os planos 1-2, 1-3 e 2-3 (figura 4.1). As propriedades em um ponto ainda são funções da orientação, mas a análise é simplificada. Intuitivamente pode-se ver que uma força aplicada em 1, 2 ou no sentido 3 da figura 4.1 criará tensões normais, mas nenhuma tensão de cisalhamento. Os sentidos 1, 2 e 3 neste caso são chamados direções principais dos materiais ou naturais. Para o material completamente anisotrópico, uma força no sentido 1 criaria uma tensão normal e tensões de cisalhamento, ambas acopladas (ASSAAD M. C., EBBOTT T. G. AND WALTER J. D., 2005).

Em aplicações de pneu, os compostos de borracha frequentemente são isotrópicos, e os compostos do tecido-emborrachado são ortotrópicos, pois as fibras estando orientadas determinam um sentido de rigidez (figura 4.2). Tal abordagem é utilizada para criar o modelo mecânico do tecido emborrachado. Vale lembrar que a composição em sucessivas camadas de tecido dispostas em ângulo irá gerar uma estrutura anisotrópica.



Figura 4.2 – Características estruturais do tecido emborrachado. a) Orientadas na direção x b) orientadas em um ângulo em relação a x

# 4.2. A lamina Ortotrópica

A tela empregada na construção do pneumático é formada de um estrado de cordas emborrachadas, dispostas sob uma única direção (urdume fixado por uma trama (figura 4.3)).



Figura 4.3 – Esquema representativo de uma trama de tecido têxtil.

No estudo de pneus se considera o tecido emborrachado como uma estrutura homogênia, cuja característica elástica global é equivalente ao do tecido.

A hipótese do estrado fino considera válida a hipótese do estado plano de tensão, onde a correlação entre tensão ( $\sigma$ ,  $\tau$ ) e deformação ( $\epsilon$ ,  $\gamma$ ), é expressa através da lei de Hooke generalizada (equação 4.2) (obtida através da lei de Hooke generalizada para estado triplo de tensão (equação 4.1)) (TIMOSHENKO .S P. and GOODIER J. N., 1951).

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{x} \\ \varepsilon_{y} \\ \varepsilon_{z} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} & a_{15} & a_{16} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} & a_{25} & a_{26} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} & a_{35} & a_{36} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} & a_{45} & a_{46} \\ a_{51} & a_{52} & a_{53} & a_{54} & a_{55} & a_{56} \\ a_{61} & a_{62} & a_{63} & a_{64} & a_{65} & a_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_{x} \\ \sigma_{y} \\ \sigma_{z} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \\ \tau_{xy} \end{bmatrix}$$
(4.1)

$$\varepsilon_{x} = a_{11} \sigma_{x} + a_{12} \sigma_{y} + a_{16} \tau_{xy}$$
  

$$\varepsilon_{y} = a_{21} \sigma_{x} + a_{22} \sigma_{y} + a_{26} \tau_{xy}$$
  

$$\gamma_{xy} = a_{61} \sigma_{x} + a_{62} \sigma_{y} + a_{66} \tau_{xy}$$
  
(4.2)

Da existência de um potencial elástico a bibliografia demonstra que

$$a_{ii} = a_{ii} \quad (i, j = 1, \dots 6)$$
 (4.3)

E, portanto, se tem 6 constates elásticas distintas.

Por se tratar de um corpo ortotrópico,

$$a_{16} = a_{61} = a_{26} = a_{62} = 0 \tag{4.4}$$

Assim, a lei de Hooke generalizada assume a equação.

$$\varepsilon_x = a_{11} \sigma_x + a_{12} \sigma_y$$
  

$$\varepsilon_y = a_{21} \sigma_x + a_{22} \sigma_y$$
  

$$\gamma_{xy} = a_{66} \tau_{xy}$$
(4.5)

Lembrando que  $a_{12}=a_{21}$  (equação 4.3) é possível dizer que é necessário somente quatro constantes elásticas para a solução do sistema.

Incorporando as propriedades dos materiais (E, v, G e r, onde r é o coeficiente de anisotropia determinado pela razão entre os módulos de rigidez de cada diração x e y)) obtemos a seguinte equação matricial (equação 4.7) (ROBECCHI E., 1970).

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{x} \\ \varepsilon_{y} \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E} & \frac{-\nu}{E} & 0 \\ \frac{-\nu}{E} & \frac{r}{E} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{G} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_{x} \\ \sigma_{y} \\ \tau_{xy} \end{bmatrix}$$
(4.7)

Os valores das variáveis na matriz de rigidez serão constante somente se o matéria for isotrópico resultando *E*=*cte*, v = cte, e portanto *r*=1.

Como o tecido emborrachado é uma estrutura laminar ortotrópica, existe 2 direções distintas para as propriedades do material textil, portanto é conveniente adotar como direção de referência. No caso de pneus adota-se a direção do plano paralelo (Figura 4.4).



Figura 4.4 – Representação do tecido emborrachado com lonas cruzadas. p- direção do paralelo m- direção do meridiano

Desta forma os valores sem índice referem-se à direção do paralelo das propriedades:

$$E = E_p$$

$$V = V_p$$

$$r = r_p$$
(4.8)

E onde:

$$v = v_P = -\left(\frac{\varepsilon_m}{\varepsilon_P}\right)_{\sigma_P}$$
(4.9)

$$r = r_{P} = \frac{E_{m}}{E_{P}} = \frac{\nu_{m}}{\nu_{P}}$$
(4.10)

Robecchi (1970), apresenta a correlação entre as propriedades dos materiais (E,  $\nu$ , G e r) do tecido não emborrachado, do elastômero e do tecido emborrachado (Tabela 4.1)



Tabela 4.1 - Propriedades do tecido emborrachado

Neste sentido, portanto, é possível determinar a tensão existente no tecido emborrachado. Porém, Robecchi e Amici (1970) aplicam o conceito do modelo de fio inextensível para determinar a tensão existente no fio.

## 4.3. Tensão no fio – modelo do fio inextensível

O modelo mais simples de uma estrutura de pneumático é aquele representado de pares de tecidos cruzados ("cross-ply") com o mesmo ângulo e constituído por fios de módulo de rigidez infinito, portanto, inextensível.

Todos os demais compostos elastoméricos não representam função estrutural significativa no pneumático.

# 4.3.1. Equação de equilíbrio do losango elementar

Sob a região da carcaça do pneu faz-se um corte ao redor de um ponto "P" qualquer (figura 4.5a), na direção do meridiano e na direção do paralelo.



Figura 4.5 – Losango elementar observado na posição P. a. pneu de lonas cruzadas com posição do losango elementar b. discretização do losango elementar c. Diagrama de corpo livre no losango elementar

Retira-se um losango elementar composto por um par de fios cruzados submetidos ao carregamento da pressão interna.

As pressão "p" atua sob a curvatura PB, figura 4.6, gerando a solicitação global unitária, sendo essa função de  $f_{SM} = f(y, b, p, \delta')$ .

As componentes de solicitação global unitária relativa ao meridiano S<sub>m</sub> são correspondentes à ação da pressão sob uma região do toróide do pneu (figura 4.6).



Figura 4.6 - Componentes de solicitação global unitária relativa ao meridiano "Sm"

Através das equações do equilíbrio obtemos a função de  $S_m$  (equação 4.11).

$$S_m = p \cdot \frac{y^2 - b^2}{2 \cdot y \cdot \cos \delta'} \tag{4.11}$$

Sobre o plano tangente ao ponto P, analisando na direção do meridiano (figura 4.5c) obtém-se a componente resultante do carregamento S<sub>m</sub> no losango elementar (equação 4.12).

$$2.L.\cos\theta.S_m \tag{4.12}$$

Aplicando as equações do equilíbrio sobre o nó P temos que: as componentes das tensões no plano paralelo são equivalentes e se anulam por um motivo de simetria. No sentido do meridiano obtemos a equação 4.13.

$$2.L.\cos\theta.S_m = 2.T.sen\theta \tag{4.13}$$

Como estrutura é composto de *n* pares de tecidos, à tensão no fio fica caracterizada por (equação 4.14):

$$T = \frac{S_m \cdot L}{\frac{n}{2} \cdot tg\theta}$$
(4.14)

Considerando o adensamento de fios f (fios por decímetro), à distância *i* entre cada fio (figura 4.7) é dada por:



Figura 4.7 – Detalhe do losango elementar observado na posição P.

$$i = \frac{1}{f} \tag{4.15}$$

E portanto a largura L do losango elementar fica (figura 4.7):

$$L = \frac{1}{f.sen2\theta} \tag{4.16}$$

Substituindo a equação 4.16 na equação 4.14 obtemos a tensão no fio (equação 4.17).

$$T = \frac{S_m}{n.f.sen2\theta} \tag{4.17}$$

A tensão no fio em função da pressão interna é obtida substituindo a equação 4.11 na equação 4.17.

$$T = p \cdot \frac{y^2 - b^2}{y \cdot \cos \delta' \cdot n \cdot f \cdot sen 2\theta \cdot tg\theta} = p \cdot \frac{y^2 - b^2}{2 \cdot y \cdot \cos \delta' \cdot n \cdot f \cdot sen^2\theta}$$
(4.18)

Aplicando-se as condições de contorno do ponto A (ponto de máxima tensão) para um fio de área unitária temos (equação 4.19):

Ponto A: 
$$y_A = a \cos \delta' = 1$$
  
 $T = b^2$ 

$$T = p.\frac{a^2 - b^2}{2.a.n.f.sen^2\theta}$$
(4.19)

## 5. Avaliação da uniformidade

Um pneu é dito uniforme se ele é "extremamente" redondo. Tecnicamente, todas as partes do pneu devem ser homogêneas em termos dimensionais, de resistência e rigidez. Como o processo de fabricação é complexo e as características intrínsecas da borracha são heterogêneas e de comportamento sensível a influências ambientais, faz-se muito difícil à existência de um produto totalmente uniforme. (ITW AKRON STANDARD, 2001).

As características de uniformidade do pneu dividem-se em três grupos fundamentais:

- Ligadas a rigidez
- Ligadas a geometria
- Ligadas a distribuição de massa

Para medir as variáveis de uniformidade, a indústria utiliza um sistema de eixos que bi-secciona o pneu (figura 5.1).



Figura 5.1 – Sistema de eixos de medição

## 5.1. Características ligadas à rigidez do pneu

Os problemas ligados às forças derivam das variações de rigidez encontradas ao redor do pneu. Quando o pneu está sob compressão (carga) e em movimento, estas alterações de rigidez geram subseqüentes flutuações nas forças de reação normal e transversal no contato entre o pneu e o solo. Estas flutuações, por sua vez, induzem vibrações mecânicas que são transmitidas ao veículo.



Figura 5.2 – Montagem do pneu sob "roda estrada" para avaliação de uniformidade ligadas a rigidez

Para fazer o levantamento destas características, uma máquina de medição de uniformidade aplica uma carga no pneu inflado e coloca-o em movimento (figura 5.2). Neste momento, mede-se a força de reação radial (Fz), lateral (Fy) e tangencial (Fx) captada pelos sensores (figura 5.3). Desta maneira, pode-se identificar o valor da rigidez para cada ponto do pneu e a diferença entre eles.



Figura 5.3 - Forças Medidas a) Força Tangencial. b) Força Lateral . c) Força Radial

A distribuição das forças mensuradas ponto-a-ponto ao redor do pneu, gera sinais periódicos (figura 5.4). Aplicando-se o Teorema de Fourier podese decompor a distribuição nas suas componentes harmônicas, e analisá-las separadamente.



Figura 5.4 – Harmônicas a) Forma da onda gerada pela máquina. b) Harmônica por Fourier.

A 1<sup>a</sup> harmônica, também chamada de fundamental, é a principal componente, e da forma à distribuição. Por sua importância, será analisada em todas as outras variáveis de uniformidade.

As variáveis correspondentes às forças são:

- a) Forças induzidas no sentido radial do pneu que geram vibrações mecânicas no pneu no sentido vertical (RFV).
- b) 1<sup>a</sup>, 2<sup>a</sup>, 3<sup>a</sup> e 4<sup>a</sup> harmônica da distribuição de variação da força radial (RH1, RH2, RH3, RH4) (figura 5.4).
- c) Forças induzidas no sentido lateral do pneu que geram vibrações mecânicas (transversal em relação ao sentido de rotação do pneu) (LFV).
- d) 1<sup>a</sup> harmônica da distribuição da variação da forças lateral (LH1).
- e) Força lateral decorrente ao "plysteer", avalia o efeito causado pelo ângulo das cinturas ou da carcaça (figura 5.5). A alteração do sentido de giro altera a direção da força.



Figura 5.5 - PLY-STEER

## 5.2. Características ligadas às geometrias do pneu

ligados à geometria Os problemas do pneu derivam do distanciamento do formato do pneu real ao formato do pneu ideal. Este distanciamento faz com que o pneu deixe de se comportar como um cilindro perfeito quando em movimento, induzindo vibrações mecânicas que são transmitidas ao veículo. Esta falta de planaridade e paralelismo entre os planos do pneu, geram um aspecto visual como se estivesse girando fora do eixo.

As variáveis correspondentes às geometrias são:

- a) Excentricidade radial, é entendida como sendo a ovalização do pneu.
- b) 1ª harmônica da distribuição da excentricidade radial.
- c) 1<sup>a</sup> harmônica da excentricidade lateral (Fora Plano) do lado superior.
   Problema causado pela falta de planicidade e paralelismo entre os planos definidos pelas laterais do pneu.
- d) 1<sup>a</sup> harmônica da excentricidade lateral (Fora Plano) do lado inferior.
   Problema causado pela falta de planaridade e paralelismo entre os planos definidos pelas laterais do pneu.
- e) Achatamento localizado no sentido radial. É entendido como sendo uma pequena região do pneu que deixou de ser circular ("Radial Runout") (figura 5.6a).
- f) O "serpenteamento" da banda de rodagem que ocorre quando existe uma combinação entre a excentricidade lateral do plano superior e inferior do pneu ("Lateral Runout") (figura 5.6b).
- g) 1<sup>ª</sup> harmônica da distribuição do wobble.



Figura 5.6 - "Run out" a) Radial. b) Lateral.

 h) Conicidade é a alteração geométrica devido a diferença de diâmetros dos ombros do pneu, acarretando uma força lateral. A mudança de rotação não altera a direção, sentido e módulo da força (figura 5.7).



# 5.3. Características ligadas ao desequilíbrio

Os problemas ligados ao desequilíbrio derivam de uma distribuição irregular de massa ao redor do pneu que gera uma força centrífuga quando o pneu está em movimento, Por sua vez, geram vibrações mecânicas que são transmitidas ao veículo.

O desequilíbrio pode ser decomposto em duas componentes vetoriais:

• Componente Estática (radial): gera vibrações no sentido radial

• Componente Dinâmica (torcional): gera vibrações no sentido lateral.

O desequilíbrio também pode ser representado pela colocação de uma massa equivalente à distribuição irregular em cada uma das laterais do pneu (figura 5.8).

As variáveis correspondentes do desequilíbrio são:

- a) Componente radial do desequilíbrio. (ESTÁTICO)
- b) Componente torcional do desequilíbrio. (DINÂMICO)
- c) Transformação da combinação do desequilíbrio estático e dinâmico em uma massa concentrada na lateral superior do pneu. (SUPERIOR)
- d) Transformação da combinação do desequilíbrio estático e dinâmico em uma massa concentrada na lateral inferior do pneu. (INFERIOR)



Figura 5.8 – Representação do desequilíbrio do pneu. a) Representa a posição das componentes estáticas (S) e dinâmicas (Fc). b) Representa a forma como é decomposta a componente estática (S/2). c) Representa a reação das componentes a partir de suas combinações (F1 = superior e F2 = inferior)

## 6. Método dos elementos finitos aplicados a pneumáticos

## 6.1. Introdução

A aplicação industrial do método dos elementos finitos no Brasil iniciou-se por volta de 1970. Devido ao alto custo computacional os modelos eram planos e utilizava elementos triangulares, porém já incorporavam a anisotropia e o conceito de não-linearidade. Por volta da mesma época, iniciou a utilização do método em pneumáticos (ROBECCHI E., G. TAVAZZA, E. CERVI, 1980).

Nos últimos anos observou-se uma evolução do método, passando para modelos tridimensionais e a utilização de formulações complexas para diversos tipos de elementos.

Análises como desgaste em pneumáticos (COSTA, A ,2000), avaliação do grau de vulcanização (PINHEIRO, E, 2001) são exemplos de aplicações na industria do pneumático e mostra a constante busca de novas soluções e conhecimentos nessa área.

Conforme já apresentado por Costa (2000) e por Pinheiro (2001), este capítulo abrange as influências na modelagem através de elementos finitos aplicado a pneus.

### 6.2. Complexidade da modelagem de pneumáticos

### 6.2.1. Não linearidade dos materiais

Materiais com comportamento linear são aqueles que obedecem à lei de Hooke (equação 6.1), ou seja, pode-se dizer que para pequenos deslocamentos a força *F* aplicada é diretamente proporcional ao seu deslocamento *u* multiplicado pela rigidez do material *K*.

$$F = K.u \tag{6.1}$$

Porém, quando aplicado uma força sobre um espécime de borracha, esse não se deforma linearmente. Observa-se um comportamento não-linear da força **F** em relação ao seu alongamento  $\lambda$ , que é definido como a relação entre o comprimento final **L** e o comprimento inicial **L**<sub>0</sub> (equação 6.2).

$$\lambda = L / L_0 = (L_0 + u) / L_0 = 1 + u / L$$
(6.2)

A figura 6.1 apresenta a comparação entre os comportamentos linear e não linear.



Figura 6.1 – Comparação entre comportamento linear e não linear dos materiais.

# 6.2.2. Não linearidade geométrica

O pneu apresenta a forma de um toróide. Por esse motivo, quando submetido a um carregamento ele se deforma como uma viga curva biapoiada, apresentando um comportamento não-linear. A resolução de problemas não lineares é complexa e o programa de elementos finitos tem que ser capaz de resolver tal característica.

### 6.2.3. Hiperelasticidade

Materiais hiperelásticos são caracterizados por terem diferentes funções densidade de energia e de deformação **W**. No caso da borracha, as funções densidade de energia disponíveis são escritas utilizando-se os três invariantes de deformação (equação 6.3, 6.4 e 6.5), os quais são funções da "relação de deformação"  $\lambda$ , definida anteriormente (equação 6.2).

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2$$
 (6.3)

$$I_{2} = \lambda_{1}^{2}\lambda_{2}^{2} + \lambda_{2}^{2}\lambda_{3}^{2} + \lambda_{3}^{2}\lambda_{1}^{2}$$
(6.4)

$$I_3 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2 \tag{6.5}$$

A função densidade de energia mais simples é o modelo "Neo-Hookean" (equação 6.6).

$$W = C_{10}(I_1 - 3) \tag{6.6}$$

Este modelo apresenta um módulo de cisalhamento constante e mantém uma boa correlação com os dados experimentais até 40% de deformação em testes de tração.

Outro modelo que pode ser utilizado para representar os elastômeros é o de Mooney-Rivlin, onde apresenta uma boa correlação com os ensaios de tração até 100% de deformação (equação 6.7).

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) + \frac{1}{D_1}(J^{el} - 1)^2$$
(6.7)

No ABAQUS® existem diversas formas de funções densidade de energia, como: Arruda-Boyce, Marlow,Mooney-Rivlin, neo-Hookean, polinomial, polinomial reduzida, Yeoh, Van der Waals e de Ogden, que pode representar o comportamento dos elastômeros até uma deformação de 700%.

#### 6.2.4. Incompressibilidade

Um material é caracterizado como incompressível quando seu volume não varia sob uma pressão hidrostática, esses materiais apresentam o coeficiente de Poisson igual a 0,5. Valores típicos de coeficiente de Poisson para borrachas vão de 0,49 a 0,49999. A utilização de um software de elementos finitos que não esteja preparado para resolver problemas de incompressibilidade pode acarretar erros numéricos e a não convergência da solução.

Um modo de entender o problema numérico é examinar a relação entre módulo volumétrico  $K_b$  e o módulo de cisalhamento G na equação 6.8. Quando o coeficiente de Poisson se aproxima de 0,5 a relação entre o módulo volumétrico e o módulo de cisalhamento se torna muito grande, sendo incapaz de determinar as tensões.

$$\frac{K_b}{G} = \frac{2(1+\nu)}{3(1-2\nu)}$$
(6.8)

### 6.2.5. Anisotropia

Materiais anisotrópicos são aqueles que apresentam propriedades diferentes segundo direções diferentes e são complexos de se modelar para resolução em elementos finitos. No pneu, os elementos estruturais (carcaça e cintura), apresentam fios como elementos reforçantes envolvidos em borracha com uma variação angular no andamento da seção do pneu, tornando um compósito anisotrópico. Dessa forma, proporcionam propriedades diferentes em direções diferentes e não-homogênea, ou seja, com propriedades diferentes em pontos diferentes.

O friso é outro componente anisotrópico, pois, possui módulo bastante diferente nos sentidos circunferencial e transversal.

## 6.2.6. Viscoelasticidade

Quando a borracha é submetida a tensões cíclicas, sua resposta é a combinação de um comportamento elástico e viscoso, conhecido como viscoelasticidade.

O comportamento viscoelástico provoca uma defasagem entre a tensão aplicada e a deformação resultante (figura 6.2), o ângulo de fase entre a tensão e a deformação é denominado de  $\delta$ . O valor da deformação vai depender da freqüência de excitação  $\omega$ , e da temperatura em que se faz o ensaio.



Figura 6.2 – Defasagem entre tensão e deformação, para uma solicitação cíclica das borrachas.

Quando se aplica à borracha uma força constante, ela sofre uma fluência, ou *creep*, que resulta em uma deformação plástica permanente, o *permanent-set*. No caso da ação de uma deformação constante, a tensão

diminuirá com o tempo, este fenômeno é conhecido como relaxamento da tensão (stress relaxation).

Dentre os diversos modelos que representam a viscoleasticidade, Maxwell, Kelvin-Voigt e Modelo de Sólido Linear são um dos mais utilizados, onde são propostas associações em paralelo e em série de molas e amortecedores. A figura 6.3 apresenta os três modelos com suas características. Na função da fluência observa-se o tempo gasto para o modelo responder com valor equivalente à aplicação de uma força constante. Já na função de relaxamento, observa-se a diminuição da força em função do tempo, para uma deformação constante.



Figura 6.3 – Modelos de viscoelasticidade da borracha. t0 – tempo inicial da aplicação da força ou deformação tf - tempo final da aplicação da força ou deformação.

47

### 6.2.7. Histerese

Devido o seu comportamento viscoelástico, a borracha durante deformações cíclicas tem como conseqüência a histerese, isto é, a perda de energia por geração de calor, resultante do atrito viscoso entre moléculas. A perda de energia por histerese nas borrachas chega a ser 20 vezes maior que nos metais

Na figura 6.4 é mostrado o ciclo de histerese típico de um elastômero. Pode-se definir algumas grandezas importantes na caracterização das borrachas: *E'* como sendo o módulo elástico à tração, *E"* o módulo viscoso à tração e *E*\* como sendo o módulo dinâmico, ou módulo complexo, à tração. A área da elipse é proporcional à perda por histerese.



Figura 6.4 – Ciclo de histerese típico de um elastômero.

## 7. Materiais e Métodos

O objetivo deste trabalho é investigar a influência de uma estrutura ímpar em pneus de lonas cruzadas.

Para tanto, foram confeccionado 10 pneus protótipos da medida 7.50-20 8PR C/C modelo RA45 (figura 7.1) modificando a composição da carcaça (ímpar versus par).

As tensões oriundas da modificação estrutural foram avaliadas através da análise de elementos finitos, utilizando-se o programa ABAQUS®.

As influências dinâmicas das composições estruturais foram analisadas através do ensaio SAE J332, na máquina de uniformidade Akron FD90.



Figura 7.1 - Pneu medida 7.50-20 C/C 8PR RA45 Pirelli (www.pirelli.com.br)

# 7.1. Materiais

# 7.1.1. Pneu

Foi utilizado um pneu para trator (dianteiro) da medida 7.50-20 8PR RA45 C/C, pois apresenta uma estrutura tipo "cross-ply" de matérias têxteis poliméricos, e apresenta uma rodagem plana facilitando as medições de uniformidade.

As dimensões do pneu vulcanizado e os dados da condição de emprego para trator dianteiro podem ser observado nas tabelas 7.1 e 7.2. (MANUAL TÉCNICO DE PNEUS PARA AGRICULTURA, 2002).

MEDIDA	DIMENSÕES	
	Largura Seção [mm]	Diâmetro externo [mm]
7.50-20 8PR RA45	207	899

Tabela 7.1 – Dimensões do pneu 7.50-20 8PR c/c RA45 Pirelli

MEDIDA	Condição de Pressão e Carga	
	Pressão [kPa]	Carga Máx [N]
7.50-20 8PR RA45	386	9663

Tabela 7.2 – Dados de emprego para condição de trator dianteiro

# 7.1.1.1. Estrutura Confronto

Para averiguar a influência de uma estrutura ímpar, serão confeccionados 2 tipos de pneus estrito confronto, variando somente a composição da carcaça:

- a) Carcaça composta por 4 lonas de Nylon 6.6 com título de 1400g por 10km de fio, com densidade de 90 fios/dm e área de 3.36<sub>x</sub>10<sup>-4</sup>m<sup>2</sup>
- b) Carcaça composta por 3 lonas de Nylon 6.6 com título de 1400g por 10km de fio, com densidade de 90 fios/dm e área de  $3.36_{x}10^{-4}m^{2}$ .

As características dos demais itens (rodagem, friso, flanco, liner) se manterão idênticas para ambos os pneus.
## 7.2. Análise MEF (Método dos Elementos Finitos)

### 7.2.1. Modelagem do pneu

A primeira etapa da avaliação do pneu através do método de análise por elementos finitos foi sob a condição de pneu inflado. Modelou-se uma seção bidimensional aplicando-se uniformemente a pressão interna *P* de norma (tabela 7.2). Como o modelo é anisotrópico surgem esforços circunferenciais ao modelo, portanto foi utilizado elementos axissimétricos. (ROBECCHI E., G. TAVAZZA, E. CERVI, 1980).

Como existe uma simetria vertical, discretizou-se somente metade do pneu, aplicando restrições aos nós do centro da seção, quanto ao deslocamento e ao momento (rotação) na direção principal 2.(figura 7.2).

O aro foi considerado como uma superfície rígida e indeformável, que se desloca na direção 2 contra o pneu (as demais direções são fixas) (figura 7.2). Utilizou-se o elemento de contato entre o aro e o pneu, garantindo a interação e a não interpenetração de cada geometria.

A figura 7.2 apresenta o pneu discretizado nos seus diversos elementos, onde cada cor representa os tipos de borracha e tecido.



Figura 7.2 - Representação do pneu, modelado para avaliação em MEF .

Para avaliar a condição de pneu sob carga e conseqüentemente a região de contato pneu/solo, utilizou-se um modelo tridimensional devido a não uniformidade das condições de contorno. Como o processo de criação do modelo tridimensional foi a partir da rotação do modelo axissimétrico (elementos quadrangular CGAX), o elemento gerado foi o tipo *brick* (hexaedros C3D8).

Da mesma forma que o aro, a "estrada" foi caracterizada como uma superfície rígida e indeformável, que se desloca na direção do eixo 1 (as demais direções são fixas) contra o pneu sob a carga de norma (tabela 7.2).

Utilizou-se um adensamento (passo menor) (figura 7.3) na região onde ocorre o contato com pneu/solo (região verde da tabela 7.3), devido a necessidade de uma melhor resolução dos resultados.

Região	Nº de Passos	Graus por região	Grau por passo	Total grau p/ 1/2 Pneu	Total de passo
1	1	1	1	1	1
2	4	9	2,25	10	5
3	6	6	1	16	11
4	5	10	2	26	16
5	20	154	7,7	180	36

Tabela 7.3 – Discretização do pneu 3D. Número de passos e os ângulos de cada passo.

A tabela 7.3 apresenta os números de elementos rotacionados para cada ângulo de passo do pneu, lembrando que existe um adensamento na região de contato.



Figura 7.3 – Modelo Tridimensional do pneu 7.50-20 RA45 8PR.

### 7.2.2. Preparação da malha

A construção do modelo discretizado, bem como a seleção do tipo de elemento a utilizar vai da perícia do projetista, o qual deve ter consciente o objetivo do estudo bem como as condições de contorno.

Utilizando um software CAD ("Computer Aided Design"), define-se a geometria do pneu e as regiões para cada material. Priorizou-se elementos quadrangulares, evitando elementos triangulares que apresentam baixa ordem.

A conversão do desenho CAD para os grupos de nós e elementos, bem como a aplicação das características dos materiais e das condições de contorno (pré processador) foi desenvolvido em software interno da Pirelli (ferramenta facilitadora da geração do *input* para o ABAQUS®).

Utilizou-se o ABAQUS® como programa de elementos finitos, que se trata de um software de caráter genérico, ou seja, ele pode ser utilizado para o cálculo de diversas estruturas para diversas naturezas, tais como, edifícios, carros, etc. O programa foi desenvolvido especialmente para cálculos nãolineares e permite a utilização de materiais hiperelásticos, como é o caso da borracha.

### 7.2.3. Caracterização das tensões no fio

Atualmente, engenheiros que trabalham com estruturas têm a possibilidade de combinar diversos materiais formando novos compósitos com diversas propriedades. Podem também, avaliar esses materiais dentro de programas de elementos finitos, investigando todas as combinações (SPRENGER W. E WAGNER W., 1997).

Nos anos 70, criou-se uma metodologia dentro de programas de elementos finitos para a resolução de problemas de compósitos. Iniciou-se na engenharia civil, avaliando a estrutura do cimento juntamente com os vergalhões de aço. Consistia na modelagem, através de elementos específicos, dos vergalhões e da matriz de cimento, conseguindo, portanto, determinar as tensões existentes nos reforços e sua influência dentro da matriz de rigidez final da estrutura.

Originou-se, a formulação do elemento *rebar ("reinforcement bar")* e foi logo assimilada não somente pelos engenheiros de estruturas civis, mas sim por todos aqueles que utilizavam compósitos laminares com elementos de reforço, como por exemplo indústria de pneumático.

O conceito do *rebar* é baseado na combinação de materiais de reforço através de um único elemento, como observado na figura 7.4.



Figura 7.4 - Elemento rebar.

A localização da fibra, bem como o tipo de material, podem ser precisamente determinada, da mesma forma que para a matriz que o engloba (SPRENGER W. E WAGNER W., 1997).

De acordo com Helnwein et al (1993), a utilização de uma discretização separada, representando a matriz de borracha por elemento tridimensional e as cordas utilizando elementos de barra já foi proposta, porém apresenta as seguintes deficiências comparada com o método do *rebar*.

- Como neste método os elementos de barras devem estar solidários a nós do seu elemento matriz, tornar-se um vínculo para a criação da malha do produto.
- Simular camadas discretas de barras orientadas ao longo dos cantos dos elementos tridimensionais, provoca em erro desnecessário de discretização.
- Somente uma camada de reforço (fibras) pode ser representada para cada elemento tridimensional.

No ABAQUS®, o elemento *rebar,* utiliza-se do conceito de elemento "embedded" (encaixado), onde ele deve estar orientado preferencialmente sob um elemento de membrana, casca ou superfície.

Neste trabalho, foi utilizado o elemento de membrana devido sua simplicidade matemática e dos parâmetros envolvidos. Considerou-o somente como um suporte para o posicionamento do *rebar* (necessidade do ABAQUS®), impondo um módulo de elasticidade próximo de zero e um coeficiente de Poisson igual à zero, eliminando a influência do elemento

membrana na discretização do reforço. Seria possível utilizar os outros dois tipos de elementos (superfície e casca), porém adicionariam uma maior complexidade na definição, para obter o mesmo resultado desejado.

Geralmente considera-se a área do fio (reforço) como unitária (adotada neste trabalho), dessa forma a resposta é numericamente igual à força de tração do fio. Para a criação dos gráficos de tensão dividiu-se a resposta obtida (área unitária) pela área real do fio.

É possível utilizar uma ou mais camadas de membrana de reforço, proporcionando para cada uma um nome, a seção, o espaçamento, o posicionamento, o material, a orientação angular e a direção isoparamétrica de cada *rebar*, como observado no exemplo de aplicação para pneu na (figura 7.5).



Figura 7.5 – Elemento 3d com diversas camadas de rebar para caracterização de pneus.

A formulação do *rebar* (no ABAQUS®) pode ser utilizada para definir reforços uniaxiais, definir barras de reforço individuais, ser utilizada como acoplamento entre deslocamentos e temperatura (não contribuindo na alteração da condutividade ou calor específico). Apresenta propriedades

únicas distinta do elemento que o rodeia e não contribui com massa no modelo. Porém não pode ser utilizado como elemento de transferência de calor e não pode ser utilizado em elementos planos triangulares (membrana ou casca) ou sólidos triangulares (prismas e tetraedros) (ABAQUS THEORY MANUAL, 2005).

O elemento *rebar* aceita a formulação de hiperelasticidade, utilizando, por exemplo, o modelo de Ogden, ou sua simplificação, o modelo de Mooney-Rivlin. Porém, dentro das condições de utilização e carregamento dos pneus, e o conhecimento do comportamento do elemento de refoço em questão (Nylon), considerou-se a formulação linear elástica (ROBECCHI E., 1970).

Dessa forma, D<sub>1111</sub> é a única constante elástica válida da matriz constitutiva de uma formulação genérica e anisotrópica (equação 7.1). Portanto somente existe a componente de tensão normal à seção do fio  $\sigma_{11}$  e a correspondente deformação na direção da tensão  $\varepsilon_{11}$ .

$$\begin{cases} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \tau_{12} \\ \tau_{13} \\ \tau_{23} \end{cases} = \begin{bmatrix} D_{1111} & D_{1122} & D_{1133} & D_{1112} & D_{1113} & D_{1123} \\ D_{1122} & D_{2222} & D_{2233} & D_{2212} & D_{2213} & D_{2223} \\ D_{1133} & D_{2233} & D_{3333} & D_{3312} & D_{3313} & D_{3323} \\ D_{1112} & D_{2212} & D_{3312} & D_{1212} & D_{1213} & D_{1223} \\ D_{1113} & D_{2213} & D_{3313} & D_{1213} & D_{1323} \\ D_{1123} & D_{2223} & D_{3323} & D_{1223} & D_{1323} & D_{2323} \\ \end{cases} \cdot \begin{cases} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \gamma_{12} \\ \gamma_{13} \\ \gamma_{23} \end{cases} \cdot \begin{cases} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \gamma_{12} \\ \gamma_{13} \\ \gamma_{23} \end{cases} \cdot \begin{cases} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \gamma_{12} \\ \gamma_{13} \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{23} \end{cases} \cdot \begin{cases} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \gamma_{23} \\ \varepsilon_{33} \\ \varepsilon_{33$$

O confronto entre o modelo de tensão analítica (equação 4.19) e a resposta de tensão no *rebar* (modelo discreto) será apresentado no item "validação do modelo".

## 7.2.4. Propriedade dos materiais utilizados no modelo

Para a caracterização da propriedade hiperelástica da borracha utilizada, realizou-se o ensaio dinâmico baseado na ISO 4664-2.

Os dados obtidos através do ensaio (módulo elástico, módulo viscoso e tangente  $\delta$ ) se encontram na tabela 7.4.

Ensaio ISO 4664-2						
Temperatura [ºc]	Módulo Elástico E' [MPa]	Módulo Viscoso E'' [MPa]	<b>Ταηδ</b> (E''/E')			
0	7,63	2,43	0,319			
23	6,35	1,83	0,288			
70	4,48	1,02	0,227			

Tabela 7.4 – Resultados do ensaio dinâmico ISO 4664-2.

Utilizou-se o modelo de Mooney-Rivlin para a caracterização da propriedade hiperelástica da borracha no modelo matemático. São necessário os valores das constantes  $C_{10}$ ,  $C_{01}$ ,  $D_1$  e temperatura como parâmetros desse modelo. (equação 6.7) (ABAQUS THEORY MANUAL, 2005).

Abaixo segue a sequência para determinação dos valores de  $C_{10}$ ,  $C_{01}$  e  $D_1$  a partir das propriedades obtidas em laboratório.

De acordo com Abaqus theory Manual, 2005, o módulo de cisalhamento e o módulo volumétrico ("bulk modulus") são escrito conforme equação 7.2 e 7.3.

$$G = 2.(C_{10} + C_{01}) \tag{7.2}$$

$$K_b = \frac{2}{D1} \tag{7.3}$$

Sabendo que para a borracha o modulo elástico é 3 vezes o valor do módulo de cisalhamento (Tabela 4.1), e que considerou-se a borracha como isotrópico ( $C_{10} = C_{01}=C$ ) obtêm-se:

$$E' = 6.(2C)$$
 (7.4)

Substituindo a relação entre módulo volumétrico  $K_b$  e o módulo de cisalhamento *G* (equação 6.8) na equação 7.3, obtêm-se:

$$D_1 = \frac{3(1-2\nu)}{G(1+\nu)}$$
(7.5)

E portanto substituindo a relação entre o módulo elástico e módulo de cisalhamento:

$$D_1 = \frac{9(1-2\nu)}{E'(1+\nu)}$$
(7.6)

Onde o coeficiente de Poisson utilizando foi 0,4995.

A tabela 7.5 apresenta os valore dos coeficientes utilizados no input do abaqus.

Temperatura	<b>C</b> <sub>10</sub>	<b>C</b> <sub>01</sub>	D <sub>1</sub>
0	0,635833	0,635833	0,000787
23	0,529167	0,529167	0,000945
70	0,373333	0,373333	0,001340

Tabela 7.5 – Valore dos coeficientes para modelo de Mooney-Rivlin no Abaqus.

Para o Nylon foi utilizado o módulo de elasticidade E=685 MPa obtido através do ensaio dinamométrico (BISFA, 1995).

Para o aço do friso foi utilizado o módulo de elasticidade E=160 GPa e Poisson 0,3 obtido através de ensaio dinamométrico (ASTM D4975, 2004).

# 7.2.5. Simulação do modelo

No modelo em questão, foi utilizada a pressão de inflação de norma (tabela 7.2), aro de montagem 5.5" – 20" recomendado (ALAPA, 2005), e verificou-se as tenções existentes nos elementos do tipo "*rebar*" (tecido), para cada uma das camadas existentes (4 para o pneus par e 3 para o pneu ímpar), bem como a influência da estrutura e região de contato pneu/solo quando submetido ao carregamento (carga) máximo por norma.

## 7.2.6. Validação do modelo

Para validação do modelo foram feitas análises laboratoriais com pneu novo, como perfilômetro e região de contato com pneu solo, confrontando com o modelo matemático.



Figura 7.6 - Comparativo entre perfil experimental (vermelho) com o perfil simulado (Malha).

Na figura 7.6 observa-se a sobreposição do perfil experimental do pneu inflado (vermelho), com o perfil gerado pela simulação, apresentando uma excelente correlação entre os resultados.



Figura 7.7 – Comparativo entre região de contato pneu / solo experimental (vermelho) com o perfil simulado (Malha).

Na figura 7.7 observa-se a sobreposição do perfil experimental da região de contato pneu/solo (vermelho), com o perfil gerado pela simulação (região de contato pneu/superfície rígida), apresentado uma excelente correlação dos resultados.

Para obter a curva experimental, o pneu é pintado com uma tinta apropriada e submetido ao carregamento contra um anteparo, resultando na marca da "pegada" do pneu. A curva da região de contato pneu/solo é a linha delimitante da pegada.

Com o intuito de validar o modelo do reforço utilizado na discretização, fez-se um confronto entre a tensão máxima calculada analiticamente (equação 4.19) e da resposta do modelo utilizando *rebar*. Dados os valores das condições de contorno:

- Pressão: p= 386106,4Pa (56psi)
- Ordenada do fio TEX1 no elemento1 (ponto A) em relação ao centro de giro do pneu: a=0,420m
- Ordenada da largura máxima do pneu em relação ao centro de giro do pneu: b=0,366m
- Densidade de fios no ponto A (pneu vulcanizado): 780 fios/m
- Ângulo da carcaça no pneu vulcanizado: θ=38°

Substituindo na equação 4.19, obtém uma tensão de T=16,75MPa para uma área unitária. Considerando a área do fio igual a  $3.36_{x}10^{-4}m^{2}$ , obtem-se a tensão igual a 45,42MPa.

O valor de resposta do *rebar* para a tensão no fio, para as mesmas condições de contorno e na mesma posição (tensão máxima), é de 46,28MPa. Observa-se que o modelo de *rebar* apresenta uma excelente correlação com a formulação analítica conhecida.

### 7.3. Análise da Uniformidade

Para verificar a influência das estruturas nas solicitações dinâmicas, serão confrontados os valores de força lateral e "ply-steer", as demais variáveis de uniformidade não serão abordadas nesse trabalho.

## 7.3.1. Ensaio de uniformidade SAE-J332

Para avaliação da variação da força lateral e "ply-steer" seguiu-se o ensaio SAE J-332. São adquiridas 4 componentes de força (figura 7.8) para montar as componentes de uniformidade:

- a) Variação na força radial
- b) Variação na força lateral
- c) Variação da força trativa
- d) Compontente constante da força lateral



Figura 7.8 – Esquema das forças avaliadas no ensaio SAE-J332.

Para o ensaio (de acordo com a norma) utilizou-se uma carga de 837kg (85% da carga de norma - tabela 7.2) à uma pressão de 45psi (especificada na SAE-J332) (Anexo A).

# 7.3.1.1. Equipamento utilizado

Para a avaliação dinâmica foi utilizada a máquina de uniformidade Akron FD90 (figura 7.9).



Figura 7.9 – Máquina de uniformidade Akron FD90.

O equipamento pressiona o pneu 7.50-20 RA25 inflado contra um tambor rígido, onde diversas células de carga e leitores ópticos instalados no dispositivo adquirem as informações para a avaliação da uniformidade do pneu (figura 7.10).



Figura 7.10 – Pneu montado sob Akron FD90.

## 8. Resultados e Discussões

No presente trabalho foi avaliado a tensão no fio da carcaça de um pneu "cross-ply" de estrutura ímpar a estrito confronto a uma estrutura par.

Foi avaliada também a influência da estrutura no contato pneu/solo quando submetido a carga máxima por norma.

Estas avaliações foram verificadas com a utilização de software de elementos finitos ABAQUS®.

Para avaliar a influência dinâmica da utilização de uma estrutura ímpar em pneu *cross-ply* utilizou-se o ensaio SAE J-332 realizado na máquina de uniformidade Akron FD90.

Primeiramente serão apresentadas análises através de elementos finitos e posteriormente a avaliação de uniformidade (SAE J-332).

### 8.1. Estudo em método dos elementos finitos

### 8.1.1. Estrutura Par

A figura 8.1 apresenta o modelo utilizado para verificação das tensões existentes no fio da carcaça. A numeração crescente no pneu identifica os elementos da região da coroa (centro) à região do talão.

A figura 8.2 apresenta os valores de tensão  $\sigma_{xx}$  perpendicular à seção do fio (ordenada), existente em cada elemento do tipo *rebar* referido pelo número do elemento (abscissa). Para cada elemento existem 4 tecidos com formação cruzada (Tex 1...4).

Para a análise foram considerados somente os elementos até a região do talão (elemento 45), pois aqueles que estão entre o pneu e o aro

sofrem uma grande compressão, gerando uma distorção no gráfico de tensão e poluindo o interesse desta análise.



Figura 8.1 – Modelo de estrutura do pneu com a representação das posições dos elementos.

Na figura 8.2, observa-se que as tensões são equivalentes para cada fio em cada elemento, deste modo, cada dupla de fios no mesmo sentido (TEX 1 e TEX 3 com 38°) apresentam aproximadamente os mesmos valores de tensão. O mesmo ocorre com o outro par de tecido (TEX 2 e TEX 4 com -38°).

Devido à variação angular do primeiro elemento (38°) para a região do talão (cerca de 60°) ocorre uma diminuição da tensão no fio (indo de 1 a 45). De acordo com Robecchi e Amici (1970) a máxima tensão sempre ocorre na região de coroa (elemento 1), decrescendo em função da variação angular, como observado na figura 8.2.



Figura 8.2 – Tensões na direção perpendicular da seção do fio, existentes em cada tecido (Tex1, Tex2, Tex3 e Tex4), e a curva média dos valores das estrutura.

A perturbação na região entre os elementos 25 à 30, que se propaga mais levemente até o talão (elemento 45), pode ser decorrente a sobreposição dos 4 tecidos após a virada na região do friso (figura 8.3).



Figura 8.3 – Região de sobreposição das viradas dos tecidos.

A figura 8.4 representa o grupo de 4 lonas existente no elemento 1 (estrutura par), onde se observa o cruzamento entre os fios com os respectivos ângulos, bem como as tensões normais existentes.



Figura 8.4 - Representação esquemática da tecido de 4 lonas no elemento 1 com as tensões calculadas.

# 8.1.1.1. Avaliação da região de contato pneu/solo

A análise da região de contato pneu/solo é de extrema importância, pois fornece informações para as condições reais de utilização, tais como tensões e pressões de contato, previsão de ruído e escoamento de fluídos (MCDONALD,1993).

Com o intuito de avaliar as influências da estrutura em uma condição de utilização do pneu, fez-se um modelo tridimensional colocando-o sob carregamento máximo real de utilização.

Observa-se na figura 8.5 a deformação na região do contato pneu/solo, decorrente ao carregamento imposto (tabela 7.2).



Figura 8.5 – Deformação do modelo tridimensional do pneu 7.50-20 RA45 87PR quando submetido ao carregamento máximo real, sob uma superfície plana.

A figura 8.6 apresenta os valores de pressão de contato com pneu/solo, observada através da variável CPRESS no resultado do ABAQUS® (pressão de contato entre o modelo e a uma superfície em MPa) (ABAQUS ANALYSIS USER'S MANUAL, 2005). Somente a superfície discretizada que está sujeita ao contato com o solo foi analisada.



Figura 8.6 – Pressão de contato pneu/solo da medida 7.50-20 RA45 com a estrutura par (4 Lonas).

A pressão de contato na região do ombro é maior, devido à tendência do centro se afastar do solo. Podemos verificar esse fenômeno dobrando a escala de deformação (ordem de 2x), onde a tendência do alivio do contato no centro se torna evidente (figura 8.7).



Figura 8.7 – Pressão de contato associado ao deslocamento ampliado 2 vezes na região contato pneu/solo da medida 7.50-20 RA45 com a estrutura par (4 Lonas).

De acordo com Michelin (2001), pneus convencionais (cross-ply) quando submetidos ao carregamento, provocam uma distorção da geometria de contato pneu/solo. Existe uma tendência de aproximação do centro e afastamento das bordas, fenômeno que não ocorre em pneus radiais.

A figura 8.8 apresenta a comparação da região de contato pneu/solo entre pneu de lonas cruzadas e pneu radial. Observa-se claramente a distorção característica do pneu convencional.



Figura 8.8 - Comparação da região de contato pneu/solo entre pneu de lonas cruzadas e pneu radial.

Devido à deformação observada na figura 8.6, gerou-se a figura 8.9 e figura 8.10 que apresenta os vetores deslocamento nas direções principais 1 e respectivamente 2.

Observa-se uma tração na região do ombro (afastamento na direção 1 da lateral do contato) e uma compressão na região central (figura 8.9). Apesar da ocorrência dessa distorção, existe uma simetria em ambos os eixos.



Figura 8.9 – Vetores deslocamento na direção 1 dos eixos locais (U1) na região contato pneu/solo da medida 7.50-20 RA45 com a estrutura par (4 Lonas).

Da mesma forma, a figura 8.10 apresenta uma tração na região do ombro (afastamento na direção 2 da lateral do contato) e uma compressão na região central, onde existe a mesma simetria.



Figura 8.10 – Vetores deslocamento na direção 2 dos eixos locais (U2) na região contato pneu/solo da medida 7.50-20 RA45 com a estrutura par (4 Lonas).

Devido a geometria toroidal do pneu, os vetores nas direções 1 e 2 que apontam para o centro do contato, promovem uma força de compressão afastando essa região do solo. Desta forma, verifica-se que o efeito observado na figura 8.7 esta associado aos deslocamentos U1 e U2.

Apesar dos valores de deslocamento serem altos nas regiões laterais, esses não se encontram em contato com o solo, não ocasionando alteração de pressão de contato (figura 8.7).

Podemos observar os valores de deslocamento na direção 1 e 2 nas figura 8.11 e figura 8.12.



Lonas).

Existe uma simetria dos valores, que estão localizados preferencialmente na região de entrada (direita) e saída (esquerda) de contato pneu/solo.



Figura 8.12 – Deslocamento U2 na região de contato pneu/solo da medida 7.50-20 RA45 com a estrutura par (4 Lonas).

# 8.1.2. Estrutura Ímpar

#### 8.1.2.1. Avaliação da Tensão no Fio

Da mesma forma, fizeram-se as avaliações estruturais para a composição ímpar. Para tanto, retirou-se do modelo o último tecido (mais externo ao pneu – TEX 4) e se manteve as demais condições da simulação.

A figura 8.13 representa graficamente os valores de tensão  $\sigma_{xx}$  perpendicular a seção do fio (ordenada), existente em cada elemento do tipo *rebar*, referido pelo número do elemento (abscissa). Para cada elemento existem 3 tecidos com formação cruzada (TEX.3).

Assim como na análise para a condição par, considerou-se somente os elementos até a região do talão (elementos até do número 45).

Na figura 8.13, diferentemente da análise anterior, os fios não estão com as tensões igualmente distribuídas.

O par de tecido TEX 1 e TEX3, (dispostos paralelamente com o mesmo ângulo de +38°), apresentaram tensões aproximadamente iguais, já o tecido TEX2 (sozinho posicionado a -38°), apresentou tensão dobrada em relação aos par TEX1/TEX3. Isso ocorre porque cada componente do carregamento é distribuída uniformemente para cada par de tecido. O conjunto de duas lonas recebe a metade do carregamento, e o tecido sozinho recebe a outra metade. Como os tecidos são constituídos do mesmo material, o fio que está sozinho apresenta o dobro da tensão.



Figura 8.13 – Tensões na direção perpendicular da seção do fio, existentes em cada tecido (Tex1, Tex2, Tex3).

A figura 8.14 representa o grupo de 3 lonas existente no elemento 1 (estrutura par), onde se observa o cruzamento entre os fios com os respectivos ângulos, bem como as tensões normais existentes.



Figura 8.14 - Representação esquemática da tecido de 3 lonas no elemento 1 com as tensões calculadas.

# 8.1.2.2. Avaliação da região de contato pneu/solo

A figura 8.15 apresenta os valores de pressão de contato com pneu/solo e observado através da variável CPRESS no resultado do ABAQUS® (pressão de contato entre o modelo e uma superfície em MPa).



Figura 8.15 – Pressão de contato pneu/solo da medida 7.50-20 RA45 com a estrutura ímpar (3 Lonas).

A pressão de contato na região do ombro é igualmente maior devido a mesma tendência observada na estrutura par.

A figura 8.16 apresenta os valores de pressões de contato associados ao deslocamento da geometria (escala de 2x), verificando o mesmo tipo de fenômeno ocorrido na estrutura par.



Figura 8.16 – Pressão de contato associada ao deslocamento ampliado 2 vezes na região contato pneu/solo da medida 7.50-20 RA45 com a estrutura par (4 Lonas).

Com o intuito de verificar as componentes do deslocamento decorrente do amassamento do pneu no solo, foi gerada a figura 8.17 e figura 8.18.

A figura 8.17 apresenta os vetores deslocamentos na direção 1 (U1) na região do contato pneu/solo de uma estrutura ímpar. Observa-se, diferentemente da estrutura par, que os vetores não estão simétricos em relação a vertical, apresentando uma tendência de giro (momento) no sentido horário.

Essa tendência de giro modifica a geometria de contato, tornando-a assimétrica, o que desfavorece uma região de contato uniforme.

U, U1

Figura 8.17 – Vetores deslocamento na direção principal 1 (U1) na região contato pneu/solo da medida 7.50-20 RA45 com a estrutura ímpar (3 Lonas).

A figura 8.18 apresenta os vetores deslocamentos na direção 2 (U2) na região do contato pneu/solo de uma estrutura ímpar. Os vetores U2 não estão simétricos em relação a horizontal, da mesma forma apresentando uma tendência de giro (momento) no mesmo sentido horário.



Figura 8.18 – Vetores deslocamento na direção principal 2 (U2) na região contato pneu/solo da medida 7.50-20 RA45 com a estrutura ímpar (3 Lonas).

Podemos observar os valores de deslocamento na direção 1 e 2 nas figura 8.19 e figura 8.20.



Pode ser observada uma assimetria das regiões, promovendo a tendência de um momento.



Figura 8.20 – Deslocamento U2 na região de contato pneu/solo da medida 7.50-20 RA45 com a estrutura ímpar (3 Lonas).

Essa alteração na geometria de contato pneu/solo gera movimentos relativos no pneu, promovendo prováveis desgastes irregulares na rodagem e debilitando a vida útil do produto (COSTA A., 2000).

É evidente que essa assimetria acarretará numa força de momento, que por menor que possa ser, promoverá uma tendência natural de giro no eixo longitudinal do pneu. Dessa forma, o pneu irá introduzir uma força lateral impondo um movimento de deriva no veículo. Tal fenômeno obrigará o condutor a impor uma correção na rota, fazendo com que o veículo se movimente arrastando o pneu (DIJKS A., 1981).

Com a intenção de verificar a existência da assimetria dos esforços ao longo de todo o pneu, analisou-se os vetores deslocamentos na direção 1 (U1) de duas seções com estrutura ímpar, uma na região do contato (elemento 0) e outra defasada de 180º (elemento 36) (figura 8.21).



Figura 8.21 – Seções do pneu de estrutura ímpar a serem avaliadas quanto ao deslocamento na direção U1. Elemento 0 em amarelo e elemento 36 em vermelho

A figura 8.22 apresenta a seção inferior (elemento 0) com os vetores na direção U1.



Figura 8.22 – Seções inferior do pneu de estrutura (mpar (elemento 0) com os deslocamento na direção U1.

A figura 8.23 apresenta a seção superior (elemento 36) com os vetores na direção U1.



Figura 8.23 – Seções inferior do pneu de estrutura ímpar (elemento 36) com os deslocamento na direção U1.

Em ambos os casos existem a tendência de giro do pneu, mesmo fora da região de contato pneu/solo. Tal efeito tende a girar cada talão em oposição ao outro, distorcendo a geometria do pneu e alterando o perfil externo. A funcionalidade direcional deste tipo de pneu será prejudicada se utilizado em eixo direção.

# 8.1.3. Estrutura Ímpar vs. Par

### 8.1.3.1. Avaliação da Tensão no Fio

Comparando a média dos valores da tensão no fio da estrutura par (figura 8.2) com o valor da tensão do fio sozinho (TEX2 na figura 8.13) ressalta que a estrutura ímpar apresenta valores dobrados de tensão em relação à estrutura par (figura 8.24).



Figura 8.24 – Tensões na direção perpendicular da seção do fio. Comparativo entre a estrutura par (valores médios) e estrutura ímpar (Tex 2).

A formulação do elemento *rebar* adotada é linear elástica (pode ser regida pela lei de Hooke (equação 8.1)), portanto dividindo todos os valores

de tensão obtidos (figura 8.24) pela rigidez utilizada do fio, obtém-se o gráfico de deformação (figura 8.25).

$$\sigma = E.\varepsilon \tag{8.1}$$

Verifica-se que o fio na direção sozinha (ímpar) apresenta o dobro de deformação em relação ao grupo par. Esse desbalanceamento gera a deformação da estrutura visualizada pelos vetores U1 na figura 8.23 e figura 8.22.

Portanto, se utilizarmos um material com o dobro de resistência (dobro do módulo de rigidez) obter-se-á a mesma deformação da composição par, e possivelmente minimizaria o efeito de distorção da região de contato pneu/solo.



Figura 8.25 – Deformação elementar na direção perpendicular da seção do fio .Comparativo entre a estrutura par (valores médios) e estrutura ímpar (Tex 2)

Com o intuito de certificar que o efeito do aumento da tensão no fio (da estrutura ímpar - TEX2 na figura 8.13) ocorre em todo o desenvolvimento
do pneu, fez-se a análise do andamento das tensões na região do pneu amassado (elemento 0 do pneu tridimensional).

É evidente que o padrão das tensões se alterou, porém para ambas as estruturas. Observa-se que a estrutura ímpar prevalece com o valor dobrado (figura 8.26), mantendo a coerência com a hipótese anterior.

A alteração do andamento das tensões no fio é devido à aplicação da carga sob o pneu, deformando a estrutura e transferindo os esforços ao longo dos fios para a região do talão (região de ancoramento da estrutura resistente).

A estrutura que era originalmente solicitada somente pela pressão e proporcionava apenas tensões de tração (figura 8.24), acaba recebendo esforços de compressão, decrescendo a resultante final (trativa). A figura 8.26 apresenta a comparação entre o valor médio das tensões da estrutura par com o valor da tensão do fio sozinho (da estrutura ímpar - TEX 2).



Figura 8.26 – Tensões na direção perpendicular da seção do fio. Comparativo entre a estrutura par (valores médios) e estrutura (mpar (Tex 2) na região de contato.

#### 8.1.3.2. Avaliação da região de contato pneu/solo

Sobrepondo-se ambas as regiões de contato pneu/solo (par e impar) e impondo uma escala de deformação da ordem de 2x, observa-se claramente a influência da estrutura na alteração da geometria de contato (figura 8.27).



Figura 8.27 – Sobreposição das regiões de contato pneu/solo com uma escala de deformação de 2x. A geometria Azul corresponde a estrutura par e a em vermelho a ímpar.

Novamente, fica evidente que a geometria da estrutura ímpar se deforma em um movimento de giro horário em relação a geometria simétrica da estrutura par.

Tal deformação na região de contato pneu/solo (estrutura ímpar), pode estar diretamente ligada a maior deformação da corda sozinha, tornando a carcaça uma estrutura de rigidez assimétrica, ou seja, uma lâmina não ortotrópica (ASSAAD M. C., EBBOTT T. G. AND WALTER J. D., 2005; ROBECCHI E., 1970).

### 8.2. Uniformidade

Foram confeccionados 10 pneus da medida 7.50-20 RA45 8PR C/C, sendo 5 com estrutura de 4 lonas (par) e 5 com estrutura de 3 lonas (ímpar). Todos os pneus foram submetidos à avaliação dinâmica de uniformidade utilizando o ensaio SAE J332.

## 8.2.1. Estrutura Par

A tabela 8.1 apresenta os valores obtidos de *ply-steer* e variação da força lateral através do ensaio SAE J332 realizada na máquina Akon FD90 para a estrutura par.

Esturura	Pneu	Análise de Uniformidade			
		Ply-steer [kgf]	Variação da força lateral [kgf]		
	1	6,9	14,2		
~	2	6,6	15,0		
AF	3	5,7	10,9		
ш	4	6,9	11,2		
	5	7,1	15,1		
Média		6,6	13,3		
Desvio Padrão		0,6	2,1		

Tabela 8.1 – Resultado da avaliação de uniformidade (ply-steer e força lateral) para os pneus com estrutura par.

## 8.2.2. Estrutura Ímpar

A tabela 8.2 apresenta os valores obtidos de *ply-steer* e variação da força lateral através do ensaio SAE J332 realizada na máquina Akon FD90 para a estrutura ímpar.

Esturura	Pneu	Análise de Uniformidade			
		Ply-steer [kgf]	Variação da força lateral [kgf]		
	1	18,3	22,6		
ц	2	17,1	18		
Ч	3	17,5	19,3		
Σ	4	18,9	23,1		
	5	17,5	21,1		
Média		17,9	20,8		
Desvio Padrão		0,7	2,2		

Tabela 8.2 – Resultado da avaliação de uniformidade (ply-steer e força lateral) para os pneus com estrutura ímpar.

Para os dados acima mencionados fez-se a validação estatística. Os valores apresentaram variâncias iguais, e através de um teste t de Student verificou-se a existência de uma diferença significativa da variação da força lateral e do ply-steer com a alteração do número de lonas, com uma confiança de 99,99%.

#### 8.2.3. Confronto entre as estrutura

A figura 8.28 apresenta a comparação das variáveis *ply-steer* e variação de força lateral entre ambas as estruturas (par e ímpar).



Figura 8.28 – Comparação do ply-steer e força lateral para ambas as estruturas.

Observa-se que o *ply-steer* aumenta mais que o dobro e a variação da força lateral sofre um grande incremento quando se retira uma lona da estrutura par.

Ambos os incrementos estão diretamente ligados à mudança da composição da carcaça, fenômeno provocado pela alteração das tensões nos fios, e conseqüentemente, do desbalanceamento da rigidez da estrutura.

Conforme Walters (1993), os vetores deslocamentos na região de contato pneu/solo estão diretamente ligados ao fenômeno de desgaste do

pneu (trabalho de abrasão). Desta forma, a presença da rotação da região de contato (desbalanceamento dos vetores direção U1 e U2 observada na figura 8.27), que responde à sensível mudança dinâmica das componentes laterais (ply-steer e variação da força lateral), podem gerar desgastes irregulares.

Conforme Dijks (1981), o *ply-steer* provoca a alteração da rota de direção de um veículo (figura 8.29), e o motorista para corrigi-la, adiciona um ângulo de direção. Tal ação provoca o arrastamento do pneu gerando desgastes irregulares.



Figura 8.29 – Efeito no veículo decorrente ao ply-steer. a. veículo fora da direção da via devido ao ply-steer b. correção da direção do veículo.

A figura 8.30 apresenta o desgaste irregular típico decorrente ao desalinhamento da direção do veículo, que pode ser decorrente das forças devido ao ply-steer e variação de força lateral (RADIAL TIRE CONDITIONS ANALYSIS GUIDE, 1994).



Figura 8.30 – Desgaste típico de desalinhamento do veículo. Roda de direção de caminhões.

### 9. Conclusões gerais e sugestões para trabalhos futuros

#### 9.1. Conclusões gerais

Mostraram-se nesse trabalho os principais conceitos envolvidos na estrutura resistente de pneus de lonas cruzadas (tensão no fio da carcaça), bem como os materiais empregados para sua construção.

O trabalho em questão avaliou a influência de uma estrutura ímpar (comparando com estrutura par) em pneus de lonas cruzadas, verificada através da análise de elementos finitos e da análise da uniformidade pelo ensaio SAE J332.

A utilização de uma estrutura ímpar mostrou grandes implicações na questão das tensões e rigidez estrutural.

Na estrutura par (4 lonas) pôde-se observar que as tensões apresentam praticamente os mesmos valores e variaram da mesma forma ao longo dos fios que compõem a carcaça. Na estrutura ímpar (3 lonas), o fio sozinho apresentou o dobro do carregamento dos demais.

Tal efeito acarretou numa alteração da rigidez da estrutura, deixandoa desbalanceada, que se pôde verificar através do contato com pneu/solo. Na estrutura ímpar, a marca do contato apresentou uma distorção, observando uma tendência de giro decorrente a um binário de deslocamentos, Na estrutura par o contato se apresenta bem comportado e uniforme.

Tais variantes de tensão e rigidez da estrutura ímpar poderam ser observadas através da avaliação de uniformidade onde constatou-se um aumento de 169% da força lateral decorrente ao *ply-steer* e um aumento de 57% da variação da força lateral. Implicações essas que podem estar diretamente ligadas a fenômenos como o desgaste irregular.

A implementação de uma estrutura impar, além de ser uma forte voz de redução de custo de matéria prima, também é uma voz de otimização do tempo de processo na confecção do pneu.

Com as informações observadas nesse trabalho, a utilização de uma estrutura ímpar de lonas cruzadas em pneus de alta empenhatividade (ciclo de trabalho) e alta velocidade, pode provocar efeitos de desgaste irregular e/ou vibrações, podendo não ser uma solução viável devido ao comprometimento da uniformidade. Porém, pode ser viável para produtos de baixo empenho (ciclo de trabalho) e baixa velocidade, onde para certos níveis a uniformidade não é fator limitante.

#### 9.2. Sugestões para trabalhos futuros

Esse trabalho abre portas para novas avaliações, tais como:

- Analisar uma estrutura ímpar, utilizando um fio de maior resistência naquele que recebe a carga dobrada, verificando se ocorrerá um aumento de ply-steer, variação da força lateral, bem como a alteração da região de contato pneu/solo.
- Analisar a influência da variação dos ângulos de uma estrutura ímpar de lonas cruzadas, verificando a uniformidade e a região de contato pneu/solo. Propondo inclusive a utilização de procedimentos de otimização estrutural para atingir a melhor solução, bem como o conceito de projeto experimento.

- Promover um ensaio *indoor* de desgaste em pneus com estrutura ímpar, verificando o consumo de energia e correlacionar com o trabalho de abrasão. Da mesma forma, analisar em um ensaio *outdoor*, colocando os pneus em frotas conhecidas e que trabalhem para um objetivo comum.
- Correlacionar a tipologia do desgaste com a mudança de estrutura do pneumático.
- Aplica o estudo de Costa A. (2000), para uma estrutura impar, verificando através do método matemático o desgaste vinculado com a estrutura desbalanceada.
- Analisar as mesmas influências em uma estrutura radial, onde se avaliará a composição (ímpar ou par) das cinturas, a fim de correlacionar com possíveis implicações dinâmicas.

### 10. Referências bibliográficas

- Abaqus Analysis User's Manual. Volume V: Prescribed conditions, Constrains & Interaction. Section 21. HKS, ver. 6.5. 2005
- Abaqus Theory Manual, HKS, ver. 6.5. 2005
- ALAPA Associação latino Americana de pneus e aros. 2005
- Assaad M. C., Ebbott T. G. and Walter J. D. Chapter4: Mechanics of Cord-Rubber Composite Materials, In: The Pneumatic Tire. Gent, A. N. e Walter J. D., The University of Akron. NHTSA Washington DC. 2005
- ASTM D4975-04, Standard Test Methods for Single-Filament Tire Bead Wire Made from Steel. Book 07.02, 2004
- Bhowmick, A. K.; Hall M. M.; Benarey H. A., Rubber products manufacturing techology. New York. Marcel Dekker, Inc. 1994
- BISFA The international Bureau for the Standardisation of Man-made Fibers. Cap 7, Proc. A, Belgium, 1995.
- Christensen, R. M., **Mechanics of Composite Materials**, Chapter II, John Wiley, 1979.
- Cook, G. Handbook of Textile Fibres:II. Man-made Fibres, 5th edition, Merrow Publishing Co., Durham, England, 1984, p.9.
- Costa, A. L. de A., Estudo de Desgaste de Pneus de Caminhões e Ônibus Utilizando-se o Método dos Elementos Finitos. Dissertação de Mestrado apresentada à EPUSP. São Paulo, 2000.
- Dijks A., Measurement of tire properties Tire Nonuniformities. In: Mechanics of Pneumatic Tires, S. K Clark, ed., University of Michigan, US Department of Transportation, National Highway Traffic Safety Administration, Washington, DC, 20590, 1981. Cap 8. p.543-720.

European Rubber Journal - World Tyre Report, dezembro de 1988.

- Gaines A. Wallace Carothers and the Story of Dupont Nylon (Unlocking the Secrets of Science) Mitchell Lane Publishers Hockessin, 2001
- Goodyear, C. Improvement in the processo f divesting caoutchouc, gum-elastic, or india-rubber of its adhesive properties, and also of bleaching the same, and thereby adapting it to various useful pourposes. USPat. 240, June 17<sup>th</sup>, 1837.

- Goodyear, C. Improvement in India-rubber fabrics. USPat. 3633, June 15<sup>th</sup>, 1844.
- Heeps G.,I'ts good to talk: Real-time update remains some way off, but the long job of getting tires ans stability control software to interact with each other is beginning to show results. **Tire Technology International,** UK & Intenational Press, Dorking, p.59-60, Dec. 2005
- Helnwein P., Liu C. H., Meschke G. and Mang H. A., A new 3-D finite element model for cord-reinforced rubber composites—Application to analysis of automobile tires Finite Elements in Analysis and Design, Volume 14, Issue 1, August 1993, Pág. 1-16
- História dos Grandes Inventos. Ed. Seleções, **Readerr´s Digest. Portugal**,1983.
- lijima, S. Helical microtubules of graphitic carbon, Nature London, vol.354 7, Nov 1991
- ISO 4664-2 Rubber, vulcanized or thermoplastic Determination of Dynamic properties – Part 2: Torsion pendulum method at low frequencies. Iso Standards, USA, 2006
- ITW Akron Standard. **Tire Uniformity**. Model B, Rev 1., January 2001. Disponível em: <a href="http://secure02.ecommercesoftware.com/cgi-bin/ncommerce3/ExecMacro/RQP/dspFrameSet.dw/report?document">http://secure02.ecommercesoftware.com/cgi-bin/ncommerce3/ExecMacro/RQP/dspFrameSet.dw/report?document</a> =UniformityTheory.pdf>. Acesso em: 19 fev. 2006.
- Jelsma, B., Designing new technology with aramide fibre. Tire Technology International – The annual review of tire material and tire manufacturing techology, UK & Intenational Press, Dorking, p.59-60, Annual 1997
- Kadolph, Sara J. Anna L. Langford. **Textiles**, Ninth Edition. Pearson Education, Inc 2002. Upper Sadddle River, NJ
- Lindenmuth B E. Chapter1: A Review of tire technology, In: The Pneumatic Tire. Gent, A. N. e Walter J. D. , The University of Akron. NHTSA Washington DC. 2005
- McDonald P., **Tire Imprint Evidence**. CRC Press. Akron-Ohio Jan 1, Cap.2. 1993.

Manual técnico de pneus para agricultura. Pirelli. São Paulo, Jun. 2002

- Matthews J. M., **Textile Fibers.** Their physical, Microscopical, and Chemical Properties. John Wiley & Son, Fifth edition, 1947.
- Michelin, Technical Information Earthmover tyres for vehicles used on contruction sites roadworks and in mines, Edition 11, 1991

- Pinheiro, E., Modelos Numéricos Aplicados à Vulcanização de Pneus. Dissertação de Mestrado apresentada à EPUSP, São Paulo, 2001.
- Pomiès F. and Burrows J., Improving the tire carcass for better performance. Tire Technology International – The annual review of tire material and tire manufacturing techology, UK & Intenational Press, Dorking, p.46-51, Annual 1997
- Radial Tire conditions analysis guide. A comprehensive review of tread wear and tire condition. - The Maintenance Council (TMC) of the American Trucking Associations, Alexandria, 1994
- Robecchi E., Meccanica del pneumatico. il pneumático gonfiato e in rotazione: il modello laminare. Pirelli. Milan. 1970
- Robecchi E., Amici L., Meccanica del pneumatico. **il pneumático gonfiato**. Pirelli. Milan. 1970
- Robecchi, E.; Tavazza, G.; Cervi, E. Finite elements techniques to design tires. In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON AUTOMOTIVE TECHNOLOGY & AUTOMATION, Turin, Italy. ISATA 80: proceedings v.1, p. 277-295, 1980.
- Roger K., Search the web Spider silk is just one of the possibilities our experts highlighted when asked about the future of cords. **Tire Technology International**, UK & Intenational Press, Dorking: p.44-47, Sep. 2001
- SAE J332. Testing machines for measure the uniformity of passenger car and light truck tires. Surface Vehicle Recommended Practice. Issued: 1969-01. Revised: 1981-08. USA
- Setright L. J. K., Inner strength How the radial-ply tire could have been very different, if only small matters such as patents and the Great War hadn't got in the way. **Tire Technology International,** UK & Intenational Press, Dorking: p.20-22, Sep. 2003
- Sprenger W. and Wagner W., On the formulation of geometrically nonlinear 3D-Rebar-elements using the enhanced assumed strain method **Engineering Structures**, Volume 21, Issue 3, March 1999, Pág.209-218
- Timoshenko .S P. And Goodier J. N. **Theory of Elasticity**. Mc Graw Hill New York. 1951
- Trossarelli L., The History of Nylon In: Nylon and Ropes for mountaineering and Caving, March 8/9 2002 Turin.
- Walters M. H., **Uneven Wear of Vehicle Tires,** Tire Science and Techology, TSTCA, Vol. 21, N.4, October-December, 1993, p. 202-219.

Wiebeck H. e Harada J., **Plásticos de engenharia –** Tecnologia e Aplicações, Artliber Editora – São Paulo. 2005

# 11. Anexo A – SAE J332 – Testing machines for measure the

# uniformity of passenger car and light truck tires

SAF The Engineering Society For Advancing Mobility Land Sea Air and Space INTERNATIONAL BECOMMENDED	<b>SAE</b> , J332	REV. AUG81
400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA 15096-0001	Issued 1969 Revised 1987	9-01 1-08
Submitted for recognition as an American National Standard	Superseding 1332	JAN69
TESTING MACHINES FOR MEASURING THE UNIFORM PASSENGER CAR AND LIGHT TRUCK THRES	LTY OF	2
Foreword—This Document has not changed other that to put it into the new s Format.	SAE Technical Stand	Jards Board
<ol> <li>Scope—In recent years the comfort and fatigue of passengers in vehicles to consideration. Among the many factors involved are vibratory and auditory among other elements of the vehicle, in exciting vibrations and noises. Furth forces leading to lateral drift of the vehicle.</li> </ol>	as become a major disturbances. Tires lemnore, tires also m	engineering participate, ay generate
This recommended practice describes the design requirements of equipm characteristic excitations of passenger car and light truck trees which may cau kinds of excitations treated result from nonuniformities in the structure of the vehicle bearing the tire travels on a smooth road.	nent for evaluating s use disturbance in ve tire and have their e	some of the ehicles. The ffect when a
This recommended practice also describes some broad aspects of the precautionary measures that have arisen out of current experience.	use of the equipme	ent and lists
The intention underlying these recommendations is to establish the best stand the engineering community that our present state of knowledge allows.	dardized measureme	nt for use by
There is considerable body of evidence that supports the statistical relevance equipment and the procedures described. However, the mechanical inst responding to the effects of temperature, storage conditions, and surface previous history of usage, etc., all produce variations in vibratory excita measurements of individual tires are often cloaked in a degree of uncertainty vibratory excitations are usually well identified, and statistical evaluations of t property the quality and production lots of tires.	of data obtained fror ability of the materi- e contamination, as ations. For these r y. Nevertheless, larg the data usually serv	m the type of als of a tire well as the easons, the ger values of re to indicate
Criteria of quality which hight be based on measurements made under this re the needs of individual engineering applications and are consequently not su here.	ecommended practic ufficiently general to	e follow from be specified
2. References—There are no referenced publications specified herein.		

SAE Technical Standards Board Rules provide that: "This report is published by SAE to advance the state of technical and engineering sciences. The use of this report is entirely voluntary, and its applicability and suitability for any particular use, including any patent infringement arising therefrom, is the sole responsibility of the user."

SAE reviews each technical report at least every five years at which time it may be reaffirmed, revised, or cancelled. SAE invites your written comments and suggestions.

QUESTIONS REGARDING THIS DOCUMENT: (412) 772-8512 FAX: (412) 776-0243 TO PLACE A DOCUMENT ORDER; (412) 776-4970 FAX: (412) 776-0790 SAE WEB ADDRESS http://www.sae.org

#### SAE J332 Revised AUG81

3. Basic Form of Measurement—The measurement detects the variations in force components produced by a mounted and inflated tire while the tire runs unsteered against a smooth road drum at constant axle height over that drum and at a constant speed.

The varying and constant force components of the tire requiring evaluation are generally four in number. These components of force, as illustrated in Fig. 1, are termed:

- a. The variation in radial force.
- b. The variation in lateral force.
- c. The variation in tractive force.
- d. The constant component of the lateral force.

#### 4. Apparatus

- 4.1 General—The equipment is essentially an axle or spindle supporting a rim on which tires may be readily mounted, a means for loading the tire against a drum at a specified load and for holding a fixed fire-to-drum center distance during measurements, and a system for measuring the excitation forces equivalent to those at the tire's spindle as the tire and drum are rotated at prescribed speeds. Notation can be accomplished by driving either the tire or the drum. There should be provisions for both clockwise and counterclockwise directions of rotation to account for use of tires on left and for control of indiation pressure during rotation.
- 4.2 Structure—The supporting structure and components of the machine must be sufficiently rigid to insure that natural frequencies of the machine assemblies (which may be ultimately detected in the measurement of forces) are above 40 times the wheel rotational frequency used in the measurement. For special types of instrumentation that are matched to machine resonances, this requirement may be waived. The drum and wheel spindles are to be rigidly supported with no lash in radial, axial, or tractive directions.

The structure and rims are to accept tires of 22–36 in (559–914 mm) in diameter and 5–13 in (127–330 mm) in section width. The equipment is to be capable of rotating tires at a speed in the range of 15–60 rpm during the measuring operation and with the option of 300–400 rpm for stabilization before measurement. The design should be based on a maximum force between tire and drum of 2000 lb (8.9 kN) in the radial direction, 500 lb (2.22 kN) laterally, and 500 lb (2.22 kN) in the tractive direction.

4.3 Drum, Axles and Rims—The dum is to be standardized at 38.625 ± 0.100 in (854.1 ± 2.5 mm) in diameter. The total indicator runout of this member as measured at a reference band is to be less than 0.001 in (0.025 mm). The maximum acceptable unbalance is 1 in-lb (0.113 N·m). The drum should feature a high-friction, textured surface, such as provided by knurling, sprayed tungsten carbide, adhered tungsten carbide crystals, etc. The surface texturing, however, must be sufficiently uniform so that the average radius of the drum per 2.9 in (51 mm) of circumfeence meets the specifications for runout. The parallelism of the rim axis and the drum axis while under 2000 b (8.9 kN) of radial load and 100 lb (445 N) of lateral load should be within a tolecance of one partin 4000 (0.063 in/ft (0.25 mm/m)).

The machine should be adaptable for accommodating different sizes of tires. This is best accomplished through interchangeable rins. Rins for force variation measurement should be based on the recommended contour of the Tire and Rin Association for that size and type tire. Some modifications to this contour may be required to facilitate mounting, dismounting, and proper seating of the bead for repeatable data. These modifications will depend upon tire bead dimensions, mounting technique, and warmup procedure. The inner spacing between flanges (for both passenger cars and light truck tires) should be the Tire and Rim Association design rim width  $\pm 0.5$  in ( $\pm 13$  mm).



	SAE J332 Revised AUG81
	Errors in measurement of lateral force due to mechanical interaction from the radial force shall be less than 0.1% of the radial force. Spurious components of radial force due to mechanical interaction from the lateral force shall be less than 1% of the lateral force. Addition removal of interaction, where required, shall be accomplished in the signal processing circuitry or other instrumentation.
	The mechanical isolation of the machine or of the force measuring system shall be such that vibratory interferences from exterior and internal sources will not exceed 0.5 lb (2.2 N) root mean square in any of the force component measuring systems.
	A matching calibration system is required for use with the force measuring system. The resolution of the loads applied by the calibrating system should be within 0.25 lb (1.1 N) for both lateral and tractive force components. The calibration system for the mean radial force measurement requires tare loads up to 2000 lb (8.9 kN) with resolutions of applied force of 10 lb (44 N). There should as well be an additional provision for calibrating radial force variations from the tare load with forces up to 2000 lb (890 N) and with resolutions of applied force within 0.25 lb (1.1 N).
	The measuring system shall contain a position marker to indicate the angular orientation of the tire relative to the force signals that it produces.
6.	Instrumentation—Instrumentation shall be provided to convert the vaciations in force components into analog signals or into a numerical form suitable for engineering evaluation. This subsystem shall have such properties as to enable the uniformity testing machine to produce data within the specifications under the paragraph on Ranges and Accuracies of the Uniformity Testing Machine.
	The instrumentation should contain an integral means for testing (both statically and dynamically) its scaling and the interaction among channels.
6.1	Optional Instrumentation—According to the usage intended several kinds of auxiliary instrumentation may be provided with the Uniformity Measuring Machine. Two types that have found considerable application are listed below:
	a. Equipment for indicating peak-to-peak measurements and time averages of components of force variations.
	D. Equipment for measuring the amplitude and phase of the first ten harmonics of components of force variation. Phase is designated by the angular orientation of the rotating tire.
7.	Ranges and Accuracies of the Uniformity Testing Machine
7.1	The machine is to provide output signals corresponding to the following ranges of force components:
	Mean radial load from 8 to +2008 to (0 to 8.9 kN). Mean lateral force from -260 to +200 lb (-890 to +890 N). Mean tractive force from -200 to +200 lb (-890 to +890 N). Radial force variation from -100 to +100 lb (-445 to +445 N). Lateral force variations from -160 to +100 lb (-445 to +445 N). Tractive force variations from -100 to +100 lb (-445 to +445 N).
7.2	The complete machine shall be capable of measuring the various force variations to within $\pm 1/2$ lb (2.2 N) and to measure and set the mean radial force to within 5% of the prescribed value.
7.3	Error in the measurement of force components due to the presence of other components of force (applied in other transducer channels) shall be less than 0.5% of full-scale reading of that channel.
7.4	Output impedances shall be at the 600 ohm level or less.

	SAE J332 Revised AUG81
7.5	Random errors in force measurements for any varying component shall be less than ±1 lb (4.4 N) over the frequency range from zero to the tenth harmonic of wheel rotation frequency.
7.6	The frequency response of the total measurement relative to input force shall be within $\pm 2\%$ of the static response at 100 lb (445 N) peak to peak of excitation force from the first to the tents namonic. The maximum allowable phase shift for frequency contents over this range is given by the quantity $\theta$ . It is required that $\theta$ be less than $\pm 6$ , where $\theta$ is defined as phase shift in degrees of the signal frequency divided by the harmonic number of the frequency.
8.	Operating Schedule—The schedule consists of the following key steps. Numerous auxiliary actions are not listed.
	<ul> <li>a. Tire mounting and inflation of the tire.</li> <li>b. A warmup procedure which insures that distortions in the structure of the tire due to packaging and shipping are reduced to an acceptable level.</li> <li>c. The adjustment of the inflation pressure and the rotation of the tire at a constant angular velocity for measurement.</li> <li>d. The adjustment of the axle-to-axle spacing of the rolling tire and drom to provide a predetermined value of mean radial load.</li> <li>e. The measurement of the force components generated by rotating the the.</li> <li>f. Where desired, the reversal of the direction of rotation and a repeated measurement of force components.</li> </ul>
8.1	Precautions and Conditions - Specific precautions and conditions that are recommended for the various phase of operation are as follows: a. Care should be taken that both the tine and drym are tree of surface contamination such as labels oil
	<ul> <li>and dirt.</li> <li>Proper bead seating should be assured by use of a suitable lubricant and/or low friction bead surface, by suitable mounting methods, and by the subsequent warmup procedure.</li> <li>A suitable warmup procedure is required to insure that local distortions due to packaging and shipping have been removed from the tire. This procedure consists of rolling the tire against the drum at some combination of speed, inflation pressure, mean radial load, and running time. The particular dombination of conditions has to be etablished for each plant or location and typical state of the tires. The warmup procedures is considered sufficient when it guarantees that the change in peak-to-peak force/variations for a groop of 20 tires elected at random when run against the drum for an additional time period at the "meminal" conditions of load and inflation specified for that size and type tire is less than 1.5 the (6.67 NJ) from the value measuring operation are found in Table 1. The allowable valuation in inflation pressure during the measuring operation is ±0.02 psi (0.14 kPa).</li> </ul>

÷

		SA	E J332 Revised	HAUG81		
	TABLE 1-TIRE LOAD AND INFLATION PRESSURE					
	Passenger C:	ar		Light T	virek (1)	
<b>.</b>	Passenger Car			Bias Radia		
	Alpha-Numeric	"P"-Metric	Load Range B	Loed Range Crand Greater	Lead Range B	Load Range C and Greater
Load	85% of T&RA 24 psi (166 kPa) Rated	85% of T&RA 26 psi (180 kPa) Rated	85% of T&RA 30 psi Single Rated	85% of T&RA 45 psi Single Rated	85% of T&R# 35 psi Single Rated	85% of T&RA 50 psi Single Rated
Inflation	28 ± 0.5 psi (193 ± 3.45 kPa)	30 ± 0.5 psi (205 ± 3.45 kPa)	30 ± 0.5 psi (205 ± 3.45 kPa)	45 ± 0.5 ρsi (310 ± 3.45 kPa)	$35 \pm 0.5$ psi (240 ± 3.45 kPa)	50 ± 0.5 psi (345 ± 3.45 kPa)
1. For p bias ty	urposes of this practi pes and 50 psi for rac	ce, light truck tires a dial types does not e	re defined as those exceed 2000 lb. Jf th	where 85% of the T& ase loads exceed 21	SRA siggle rated los 200 tb. this prastice	does not apply.
Margina areas wh	Indicia—The ch ere technical rev	ange bar (I) loc isions have beer	ated in the left i	naigin is for the	convenience of	f the user in locating
of the do	cument title indic	ates a complete	revision of the r	eport		
			$\mathcal{N}\mathcal{O}$	$\mathcal{M}\mathcal{N}$	$\searrow$	
		$\langle \dot{c} \rangle$	18 /	$\langle \rangle \rangle \rangle$	$\overline{}$	
		$\land \land$		$\sim \sim \sim$	$\checkmark$	
			(U)	$\sim$	I.	
			///			
	$\sim$	$\frown$		$\sim$		
PREPA	RED BY THE SA	E HIGHWAY TI	RE COMMITTE	E AND VEHICLI	E DYNAMICS C	OMMITTEE
	$\sim$	$\langle \rangle \rangle$	$\times$	$\sum$		
$\wedge$		///	$\sim$	$\checkmark$		
		$\sim ///$	$\langle \mathcal{O} \rangle \rangle$			
$\frown$		///				
	$\sum \langle n \rangle$	/ / /	$\searrow$			
	$\nearrow$		$\sum$			
		$\mathcal{N}\mathcal{N}$	$\prec$			
	//	$\mathcal{N}$ ,				
		$2 / \sim$	$\rightarrow$			
		$\langle \rangle$				
		$\smile$				

	SAE J332 Revised AUG81
Rat	ionaleNot applicable.
Re	ationship of SAE Standard to ISO Standard-Not applicable.
Ар	plication—In recent years the comfort and fatigue of passengers in vehicles has become a majo engineering consideration. Among the many factors involved are vibratory and auditory disturbances Tires participate, among other elements of the vehicle, in exciting vibrations and noises. Furthermore tires also may generate forces leading to lateral drift of the vehicle.
	This recommended practice describes the design requirements of equipment for evaluating some of the characteristic excitations of passenger car and light truck tires which may cause disturbance in vehicles. The kinds of excitations treated result from nonuniformities in the structure of the tire and have their effect when a vehicle bearing the tire travels on a smeoth head.
	This recommended practice also describes some broad aspects of the use of the equipment and lists precautionary measures that have arisen out of current experience;
	The intention underlying these recommendations is to establish the best standardized measurement for use by the engineering community that our present state of knowledge allows.
	There is considerable body of evidence that supports the statistical relevance of data obtained from the type of equipment and the procedures described. However, the mechanical instability of the materials of a tire responding to the effects of temperature, storage conditions, and surface contamination, as well as the previous history of usage, etc., all produce variations in vibratory excitations. For these reasons, the measurements of individual tires are often cloaked in a degree of uncertainty. Nevertheless, large values of vibratory excitations are usually well-identified, and statistical evaluations of the data usually serve to indicate properly the quality and production lots of tires.
De	Criteria of quality which might be based on measurements made under this recommended practice follow from the needs of individual engineering applications and are consequently not sufficiently generate to be specified here.
ĸe	repence Section - there are no referenced publications specified herein.
eve	loped by the SAE Highway the Committee and Vehicle Dynamics Committee
por	sored by the SAE Vehicle Bynamics Committee and Tire Committee