

IMPACTO EM PNEUS AUTOMOTIVOS – ANÁLISE EXPERIMENTAL E SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Renato Ramirez Viana Neves

Renato.neves@poli.usp.br

Marcílio Alves

maralves@usp.br

Resumo. Um dos pontos cruciais do projeto de um pneu automotivo refere-se à resistência ao impacto, a qual necessita de um modelo numérico adequado e devidamente balizado por dados experimentais. Esse último, ainda é extremamente carente na literatura e por isso, o levantamento de dados específicos e confiáveis é fundamental. Um aparato experimental foi especialmente desenvolvido para a realização de ensaios de impacto em pneus automotivos simulando o choque de um pneu em um obstáculo. Uma massa em queda livre foi arremessada sobre o pneu engastado em uma configuração geométrica de interesse. Os equipamentos principais envolvidos no ensaio são: um Martelo de Impacto, uma Câmera de alta velocidade e um Laser para medição dos deslocamentos do identador. Em seguida é abordada a formulação de um modelo numérico do pneu 175/65R14 sob pressão interna para a análise dinâmica do fenômeno experimental, utilizando-se o software ABAQUS/Explicit 6.7-1. A malha foi discretizada em praticamente todos os componentes do pneu, a menos da roda e os reforços do talão, essas representadas por condições de contorno apropriadas. Os resultados obtidos pela modelagem da pressão interna foram satisfatórios e condizentes com a literatura. As simulações de impacto demonstraram boa correlação com os dados experimentais, comparados através das imagens extraídas da filmagem, resultados da velocidade e de aceleração da massa de impacto. Por fim, foi analisada a sensibilidade da massa e da pressão interna no fenômeno de impacto. A redução de pressão ou ao aumento da massa de impacto reduzem a energia dissipada pelo pneu, ao mesmo tempo que diminuem sua rigidez estrutural.

Palavras chave: impacto em pneus, experimento, falha em pneus, método dos elementos finitos.

1. Introdução

O comportamento e o funcionamento dos pneus são essenciais para segurança do automóvel de acordo com (van Schoor O., et al, 2000), posto que esse é o único componente do automóvel em contato com a pista. No uso cotidiano do automóvel o impacto do conjunto roda-pneu em obstáculos é freqüente, a exemplo do choque em objetos deixados na pista, buracos, sinalizadores de trânsito ou a própria guia da calçada. No entanto, a avaliação da resistência do pneumático sob impacto não encontra nenhum requisito definido por norma.

Outro dado relevante apontado por (van Schoor O., 2000) refere-se ao número bastante expressivo de automóveis que circulam com pneus cuja pressão interna está abaixo da especificada pelo fabricante. Isto prejudica a performance dos mesmos pois a forma e o tamanho da área de contato são alteradas (Sharma & Pandey, 1996). Como a baixa pressão interna do pneu aumenta a área de contato dele com o solo, as propriedades mecânicas de elasticidade são alteradas, implicando em um aumento da perda de energia por histerese. Esse mesmo efeito é observado quando se aumenta o carregamento vertical sobre o mesmo (Grappe et al, 1999). Além disso, sob baixa pressão e alto carregamento, a força lateral gerada pelo pneu na realização de curvas é reduzida, implicando em perda na estabilidade do automóvel. Estes efeitos são exacerbados a uma velocidade elevada, conforme discutido em (Tönük & Ünlüsoy, 2001).

O cenário de teste envolve a colisão de uma guia em queda livre contra o conjunto roda-pneu engastado, Figura 1 (a), situação representativa da realidade patente na Figura 1 (b). Devido à grande incidência de falhas, buscou-se maior incidência do elemento impactante (identador) na região da parede lateral do pneu, Figura 1 (c). Uma das principais características diferenciadoras dos casos reais e os aqui descritos é a restrição de liberdade na rotação do conjunto roda/pneu e a ausência de um mecanismo absorvedor de impacto.

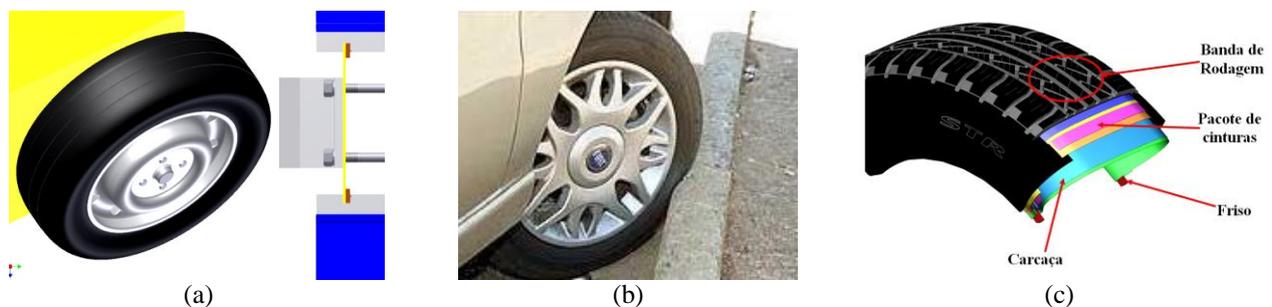


Figura 1 – (a) Configuração representativa de teste; (b) caso de real de colisão do pneu; (c) componentes principais e nomenclatura básica de um pneu automotivo

O pneu é um composto formado por várias camadas de reforços paralelos de cabos, como polyester, nylon, aço etc., com diferentes orientações espaciais, impregnados em uma matriz de borracha, combinados em um laminado toroidal com diferentes propriedades em cada uma das principais direções, segundo (Helnwein et al., 1993).

A princípio, sabe-se que o comportamento de deformação de um composto de borracha-cordas, do qual o pneu é fabricado, não possui uma descrição simples devido ao comportamento não-linear deste composto e também devido às grandes deformações (Rao, Daniel, & Gdoutos, 2004). A borracha possui um comportamento mecânico que depende da taxa de deformação e uma quase incompressibilidade, de acordo com (Zamzamdeh M, 2007). E para o tratamento de deformações que não excedam 50%, a teoria de Mooney revela-se como a de maior aplicabilidade no caso de simulações numéricas em elementos finitos, para as borrachas. Além disso, os materiais que compõem as cordas (nylon, aço, polyester) também exibem um comportamento não-linear em grandes deformações (Helnwein, Liu, Meschke, & Mang, 1993).

A aplicação do MEF na análise estrutural dos pneus tem sido intensamente utilizada. Além disso, o desenvolvimento de ferramentas avançadas de aplicação do MEF têm sido um grande avanço para a redução de vultuosos recursos em experimentação e validação de protótipos. Porém, ainda são necessários esforços para validação dos modelos numéricos, utilizando-se para isso de experimentos realizados em laboratório e em condições controladas afim de refutar seus resultados (Tan K. S., 2006).

A análise do fenômeno através do MEF concentrou-se no estudo do comportamento do conjunto roda-pneu sob impacto sem considerar a falha do composto, diante da ausência de propriedades mecânicas específicas.

O martelo de impacto é o objeto principal à concretização dos ensaios, cujo princípio de funcionamento baseia-se na queda livre de uma massa sobre o conjunto roda-pneu. Um suporte de fixação garante o engastamento da roda e, também, liberdade de rotação no plano horizontal de sua base. Uma câmera especial precisa eventos com taxas de aquisição acima de 10E3 frames/s. Um sistema de aquisição de sinais a laser computa o deslocamento, a velocidade e a aceleração do identador durante o fenômeno de impacto.

Os parâmetros de influência que delinearão a realização desse estudo foram a velocidade, a massa de impacto, e a pressão interna do pneu, variáveis também destacados por (Tan K. S., 2006).

O ângulo de incidência ótimo foi predefinido após sucessivas tentativas, objetivando-se um impacto com características de escorregamento entre a parede lateral do pneu e o aro, como resultado de uma abordagem mais realista do fenômeno. Dessa forma, sua influência não foi avaliada e analisada metodologicamente.

Os testes foram conduzidos com aumento progressivo da velocidade até obter-se a falha por perda de pressão do pneu, mantendo-se as demais variáveis constantes. O impacto entre o pneu e o identador foi realizado em posições diferentes a cada queda com intuito de descartar interdependência entre os testes.

2. Aparato experimental

Um conjunto roda/pneu comercial foi instalado em um suporte rigidamente fixado a base do martelo de impacto. Foram estabelecidas duas rotações sobre os eixos principais do pneu, de tal forma que o conjunto permaneceu engastado. Adotou-se uma rotação de 30° com a vertical, buscando-se maior incidência sobre a região da parede lateral, Figura 2 (a). No plano da base, foi adicionada uma rotação de 35°, Figura 2 (b), de forma que o conjunto assumiu a configuração final de teste apresentada na Figura 2 (c). Esta rotação, selecionada a partir de testes iniciais que também compreenderam os ângulos de 0°, 30° e 45°, a escolha específica do ângulo de 35° recai na particularidade de solicitação mecânica das fibras radiais do pneu, respeitando um nível máximo de carga lateral no equipamento de teste.

O identador (massa de impacto) apresenta um ângulo de ataque de 90° e raio de arredondamento de 10 mm, Figura 2 (c). Raios de 2 e 20mm também foram testados inicialmente e optou-se pela configuração descrita a partir do balanço entre um efeito de guilhotina, ou seja, falha com pouca deformação (raio de 2mm), e um efeito de grande deformação sem falha (raio de 20mm). O conjunto pode ter uma massa mínima de 47,24 kg (entre os elementos de fixação, duas placas auxiliadoras de posicionamento e o próprio identador) e máxima que pode ultrapassar os 200 kg (massas auxiliares). O identador se desloca através de dois trilhos verticais do martelo, Figura 3, e tem uma altura máxima de queda de 7m.

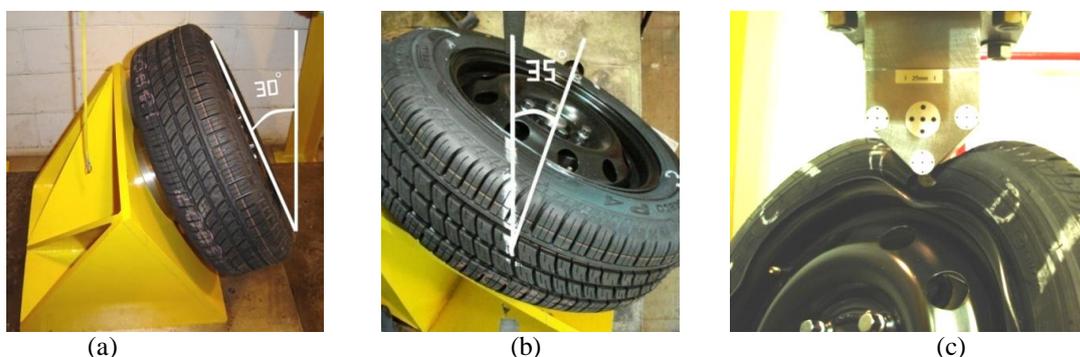


Figura 2- Configuração de impacto dos ensaios, em (a) é mostrada a rotação de 30° com a vertical; em (b) a rotação de 35° no plano da base; (c) configuração final do teste.

O Laser Polytec modelo OFV-323 de efeito Doppler foi utilizado para obter a velocidade de queda do identador. O deslocamento e a aceleração foram calculados, respectivamente, pela integração e derivação numérica do sinal no

programa MATLAB 2007. O princípio de funcionamento do aparelho baseia-se na variação da frequência e da fase da onda emitida e refletida. A montagem completa do sistema de obtenção dos dados inclui: um Controlador OFV-3020, um Amplificador Fylde FE-351-UA, um Filtro Analógico Fylde FE-301 SF, uma Placa de Aquisição National Instruments modelo PCI-6110 e um Computador.

Os dados obtidos pelo Laser servirão de comparação e validação dos resultados numéricos provenientes do modelo em elementos finitos. O aparato experimental incluindo o Laser está esquematizado na Figura 3 (a), com exceção dos aparelhos auxiliares do sistema de aquisição de dados.

Um adesivo dotado de uma superfície reflexiva especial foi colado sobre a placa superior do conjunto de fixação do identador, como é mostrado na Figura 3. Isso permite que o sinal emitido pelo Laser seja refletido adequadamente, consistindo da primeira etapa do seu funcionamento. O posicionamento perpendicular do feixe luminoso que incide sobre tal superfície é fundamental para a realização da medição, sob o risco de perda de dados.

Uma Câmera de alta velocidade modelo Photron Fastcam-APX RS foi utilizada para filmagem do fenômeno de impacto a 10E3 frames/s. O posicionamento da câmera é representado na Figura 3 (b).

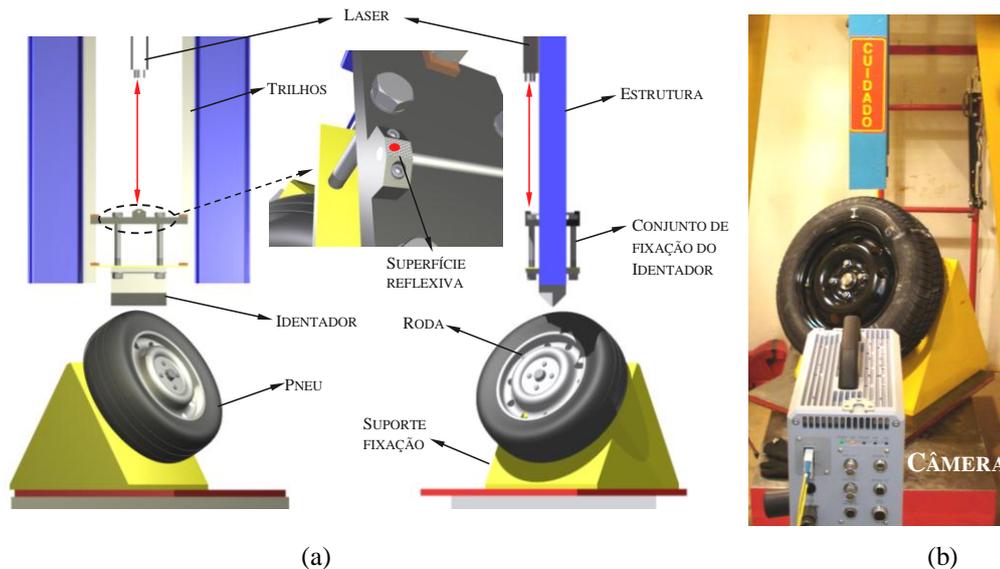


Figura 3 – (a) Representação do aparato experimental incluindo o Laser; (b) imagem demonstrando o posicionamento da câmera de alta de velocidade.

3. Modelo de elementos finitos

O pneu automotivo 175/65R14 foi modelado usando o software ABAQUS 6.7-1 - *Explicit*. Um modelo explícito tridimensional do pneu foi utilizado para simular numericamente o fenômeno de impacto testado. A formulação da malha baseou-se na representação individual dos diferentes componentes do pneu através do conceito de “*rebar-layers*”. Desse modo, foi possível adotar propriedades mecânicas específicas para cada constituinte individualmente, fundamental na análise numérica de compostos, a exemplo do pneu.

Ao longo de uma seção transversal do pneu são utilizados diferentes tipos de borracha com comportamento mecânico distinto (Clark, 1981). Por simplificação, foram adotadas propriedades constantes aos 27540 elementos sólidos (C3D8R) que a compõem. O comportamento não-linear e isotrópico da borracha foi definido através do modelo hiperelástico e incompressível regido pela equação de Mooney-Rivlin. As características visco-elásticas da borracha foram desprezadas. A forma da equação polinomial do potencial de energia de deformação utilizado é (ABAQUS, 2003):

$$U = \sum_{i+j=1}^N C_{ij} \cdot (\bar{I}_1 - 3)^i \cdot (\bar{I}_2 - 3)^j + \sum_{i=1}^N \frac{1}{D_i} (J_{el} - 1)^{2i} \quad (1)$$

Onde: U é o potencial de energia de deformação, J_{el} é a taxa de variação de volume elástico, \bar{I}_1 e \bar{I}_2 são medidas da distorção do material, C_{ij} descreve o comportamento do material sob cisalhamento, D_i descreve a incompressibilidade e é um parâmetro do material.

Se o material for incompressível, o valor de D_i é zero. E, para um número de termos N igual a um, chega-se a expressão de Mooney-Rivlin para materiais hiperelásticos e incompressíveis:

$$U = C_{10}(\bar{I}_1 - 3) + C_{01}(\bar{I}_2 - 3) \quad (2)$$

Esses parâmetros foram obtidos através de (Bolarinwa & Olatunbosun, 2004) e estão transcritos na Tabela 1.

Tabela 1 – Propriedades mecânicas da borracha.

Material	C_{10} N/m ²	C_{01} N/m ²	D_1 N/m ²	Densidade kg/m ³
Borracha	1,00E+06	0	0	940

Tabela 2 – Propriedades geométricas dos reforços.

Material	Área da Seção m ²	Espaçamento m	Orientação graus
REF_AÇO-1	1,9630E-07	1,28E-03	20
REF_AÇO-2	1,9630E-07	1,28E-03	-20
REF_NYLON	4,2084E-07	1,19E-03	0
CARCAÇA	4,2084E-07	1,00E-03	90

As duas camadas de reforços de aço foram modeladas com comportamento elasto-plástico seguindo duas curvas lineares. Os reforços poliméricos de Nylon e a carcaça de Poliéster foram tratados com comportamento de plásticos perfeitos. Em todos, adotou-se um modelo homogêneo e ortotrópico (unidirecional). As propriedades utilizadas (Bolarinwa & Olatunbosun, 2004) para esses materiais assim como as densidades de cada material estão reunidas na Tabela 3. A disposição dos reforços na seção transversal do pneu está representada na Figura 4 (a), ao lado está ilustrado um corte transversal do pneu Figura 4 (b).

Tabela 3 – Propriedades mecânicas dos materiais de reforço.

Material	Módulo de Elasticidade N/m ²	Poisson	Tensão de Escoamento N/m ²	Tensão de Ruptura N/m ²	Deformação de ruptura	Densidade kg/m ³
Aço ref. e talão	2,00E+11	0,3	3,50E+08	4,20E+08	0,10	7850,0
Aço A36 - Aro	2,00E+11	0,3	2,20E+08	-	0,23	7850,0
Nylon	3,00E+09	0,3	6,60E+07	-	0,21	1140,0
Poliéster	9,50E+09	0,3	1,30E+08	-	0,16	1250,0

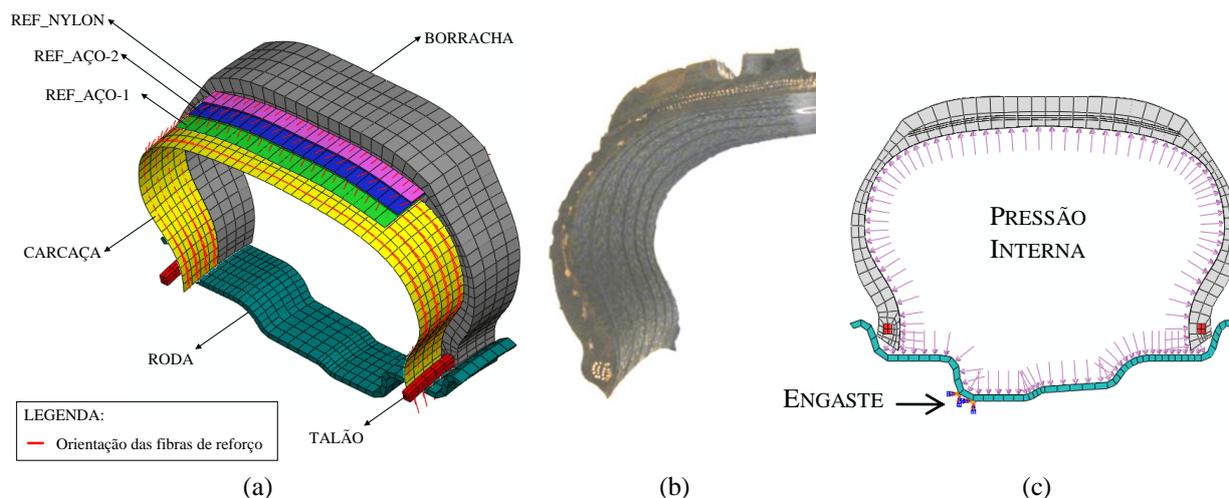


Figura 4 – (a) Seção do pneu destacando os reforços, a orientação do material e a disposição de cada reforço; (b) seção transversal do pneu; (c) condições de contorno e carregamento.

Os materiais de reforço foram definidos como elementos de superfície do tipo SFM3D4R. Os reforços REF_AÇO-1, REF_AÇO-2 e REF_NYLON possuem cada um 3600 elementos. A CARCAÇA foi discretizada em 11880 elementos. Para acoplar os nós dos elementos de reforço à borracha foi utilizada a restrição “embedded-element” em cada “rebar-layer”.

As camadas de reforço de aço REF_AÇO-1e REF_AÇO-2 são compostas por 4 fios em cada feixe. No qual cada conjunto de 4 fios possui espaçamento constante. Por isso a área da seção utilizada para efeitos do modelo corresponde a área total composta pelos 4 fios de cada feixe. A orientação angular nos reforços REF_AÇO-1e REF_AÇO-2 são espelhadas, vide Tabela 2.

O reforço de nylon (REF_NYLON) está orientado na direção circunferencial, ou seja, no mesmo sentido de deslocamento do pneu. A CARCAÇA assume uma orientação radial cobrindo o pneu de um lado ao outro, Figura 4.

A área da seção, o espaçamento e a orientação dos fios de cada material foram reunidos na Tabela 2.

O TALÃO (1440 elementos C3D8R)– anel que ancora a carcaça em ambas as extremidades do pneu – é formado por um feixe de 16 fios de aço enrolados, com um diâmetro total de aproximadamente 6,4mm. Por simplificação esse componente foi modelado como um conjunto maciço cuja seção resistente é equivalente. Definiu-se para esse componente uma lei de material elasto-plástica bilinear cujas propriedades estão declaradas na Tabela 3. Por tratar-se de

um componente totalmente ligado a borracha das paredes do pneu, aplicou-se o contato *TIE em todas as superfícies limítrofes entre esse material e a borracha.

A RODA (9720 elementos C3D8R) fabricada em aço por um processo de estampagem possui as propriedades patentes na Tabela 3. Em relação ao material, foi adotado um modelo sem efeito de encruamento, portanto, assumindo um comportamento elasto-plástico perfeito.

A geometria dada ao identador foi suprimida a superfície inferior de contato com o pneu respeitando o raio de arredondamento utilizado no ensaio. Essa caracterização é suficiente para representar o componente de maneira verossímil e otimizar o processamento dos resultados. O identador foi definido com 360 elementos rígidos R3D4 onde a massa foi acoplada em um ponto de referência. As translações foram restringidas com exceção da direção de queda vertical e todas as rotações foram fixadas.

O conjunto roda-pneu teve as translações e rotações restringidas conforme a Figura 4 (c). A aceleração de $9,23\text{m/s}^2$ foi aplicada ao modelo para representar a gravidade, valor corrigido devido aos efeitos de fricção nas guias do martelo. O identador foi lançado em queda livre a partir de uma altura específica previamente ensaiada. No intervalo de tempo entre a queda do identador e o impacto a pressão foi aplicada linearmente, Figura 4 (c).

Propriedades de contato foram aplicadas nos pares de superfície de interesse. O contato entre o identador e o pneu foi definido como “surface-to-surface”, com propriedades na direção normal de “hard-contact”. Na direção tangencial um coeficiente de atrito estático de 0,6 foi adotado com decréscimo exponencial para 0,3 no caso dinâmico.

As malhas em elementos finitos do conjunto roda-pneu e do identador estão ilustradas na Figura 5.

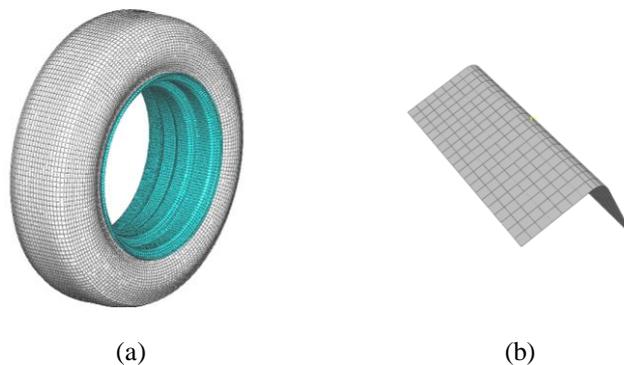


Figura 5 – (a) Vistas da malha do pneu e (b) massa de impacto.

4. Resultados

4.1 Caso A

Os parâmetros fixados para o Caso A são: massa total do identador de 47.24kg, pressão interna de 206.8kPa e velocidade de 2.35m/s. O intervalo de tempo de 0.25 a 0.35s retrata todo o evento do primeiro impacto e paralelamente a Figura 6 ilustra uma seqüência de imagens extraídas do vídeo e da simulação nos mesmos instantes. Os resultados numéricos e experimentais do deslocamento e velocidade estão representados na Figura 7.

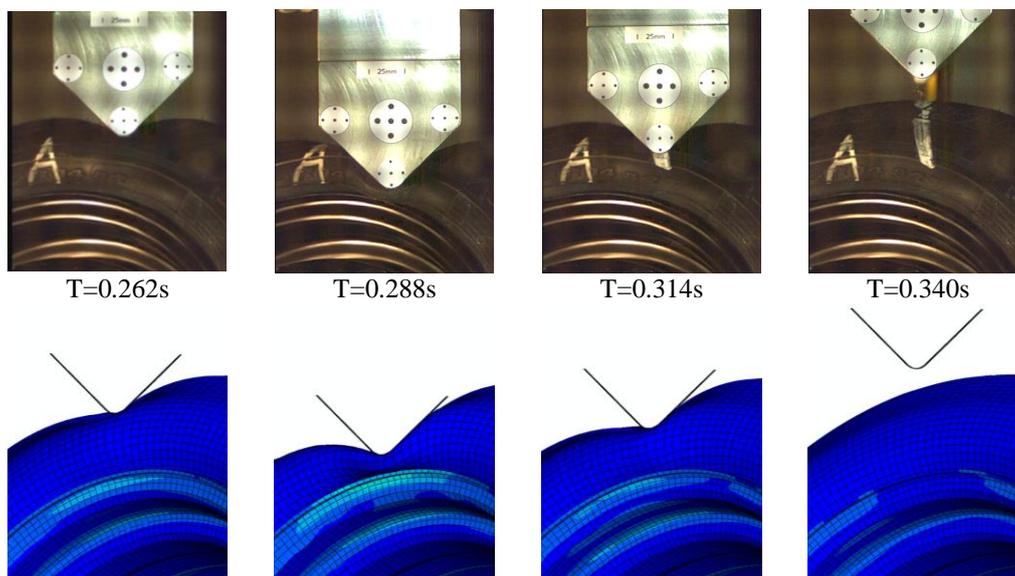


Figura 6 – Comparação entre as imagens dos vídeos e da simulação em mesmos instantes – Caso A

Na Figura 7 (a) a velocidade de retorno computada numericamente é 0.24m/s maior do que o valor obtido pela média experimental (2.00m), um desvio de aproximadamente 12%. A forma descontínua da curva numérica da força é um traço característico do contato cinemático adotado no modelo, Figura 7 (b). Pelo que se pode perceber as curvas experimentais possuem um pico mais alto, 6.20kN, contra os 5.31kN fornecido pela simulação, o que significa uma divergência de -14.37%.

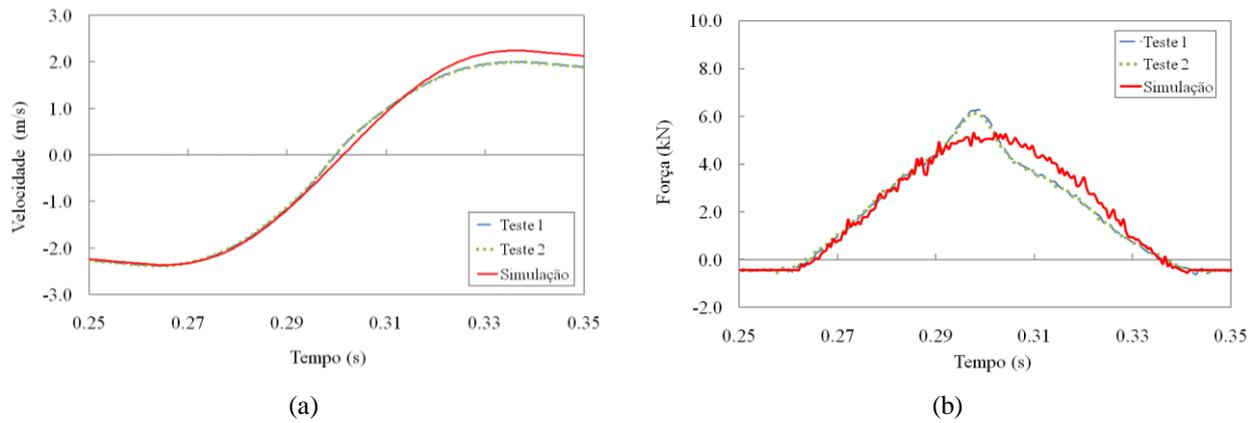


Figura 7 – Resultados da (a) velocidade e (b) força do identador - Caso A

4.2 Caso B

No Caso B, pretendeu-se avaliar a influência de uma redução de 20% da pressão nominal (30psi para 24psi) mantendo todos os demais parâmetros constantes do Caso A. A princípio, o deslocamento real do identador no ponto de máxima deformação do pneu assume o valor de -0.366m contra -0.364m para o resultado numérico, um desvio de 0.44%. O resultado obtido é ≈ 2 mm menor do que aquele observado para os valores de pressão nominal, observado simultaneamente na análise experimental e numérica. Essa constatação demonstra o balizamento adequado do modelo de elementos finitos. Além disso, do ponto de vista qualitativo, é possível inferir que o pneu sob baixa pressão sofre maiores deformações, visualizar Figura 8.

A diferença entre as velocidades de retorno no episódio experimental e numérico são de 0.34m/s, o que significa que a medida simulada numericamente é de 17.58% maior, Figura 9 (a). Os valores de pico da força de impacto são os pontos de maior divergência nas curvas apresentadas pela Figura 9 (b). A força máxima medida experimentalmente é da ordem de 7.57kN, 2.01kN maior que o valor previsto pelo modelo de elementos finitos, isso equivale a um desvio de -26.49%.

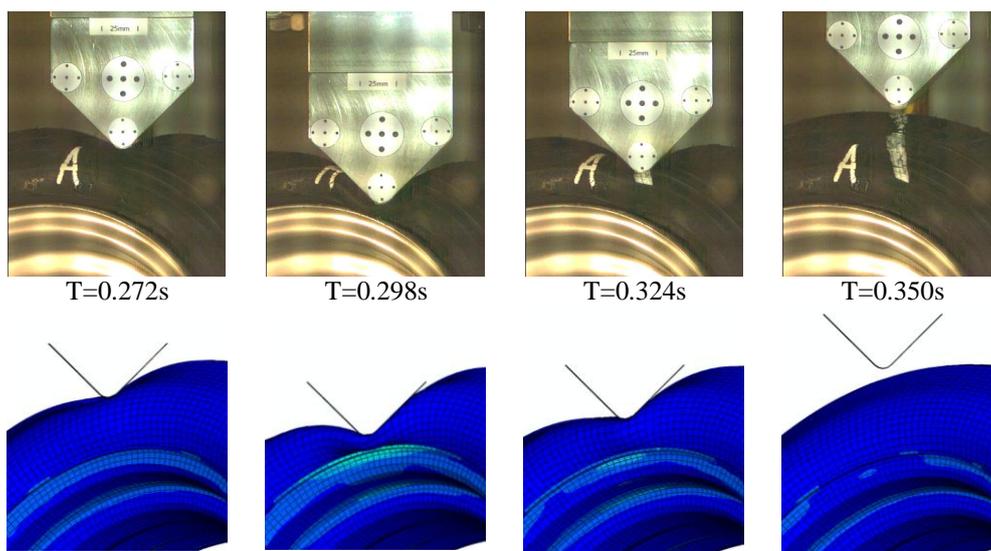


Figura 8 – Comparação entre as imagens dos vídeos e da simulação em mesmos instantes – Caso B

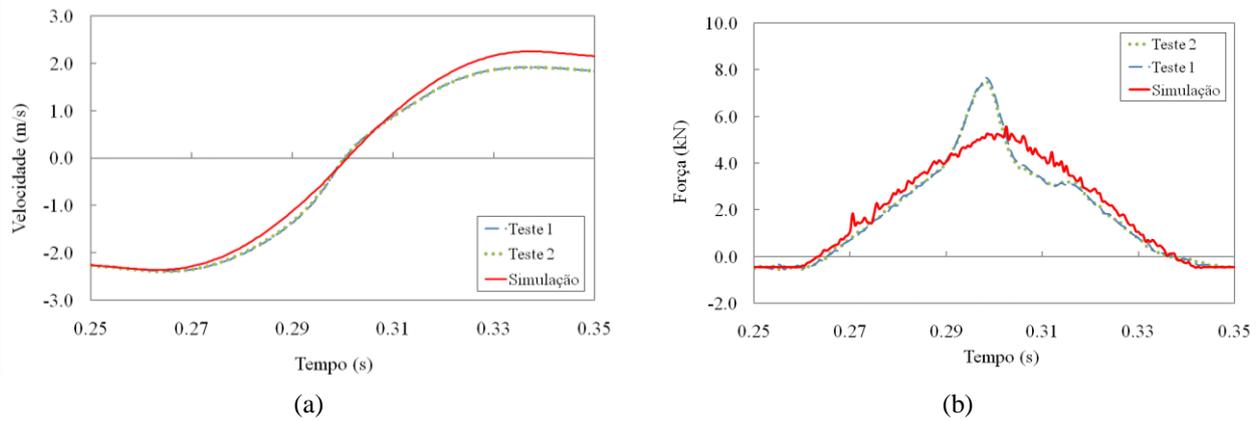


Figura 9 – Resultados da (a) velocidade e (b) aceleração do identador - Caso B

4.3 Caso C

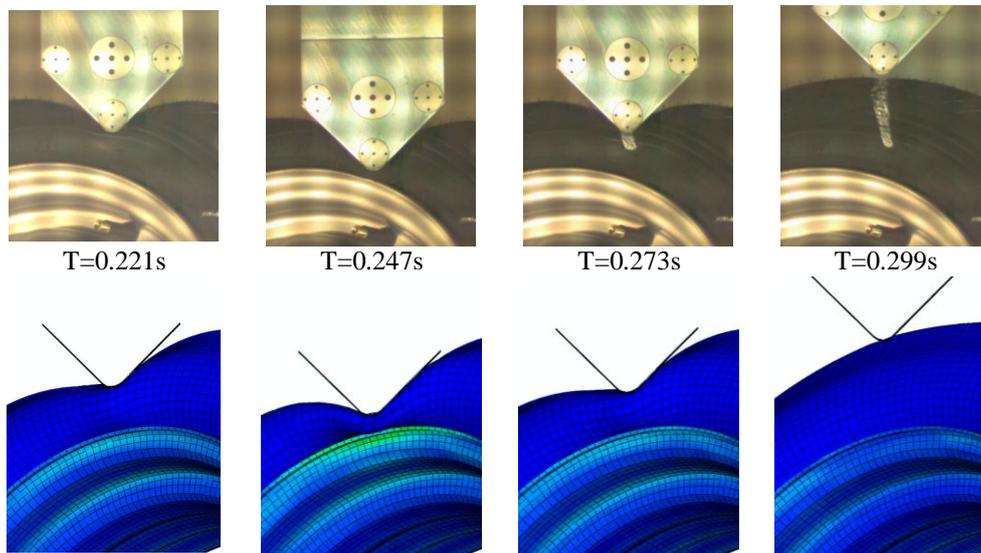


Figura 10 - Comparação entre as imagens dos vídeos e da simulação em mesmos instantes – Caso C

Aumentando a massa (47.24kg para 74.64kg) e diminuindo a velocidade de impacto (2.35m/s para 1.87m/s), obtém-se a mesma energia total do Caso A ($\approx 139\text{J}$) e configura-se o cenário de teste estudado no Caso C. A semelhança observada pelo deslocamento do identador é confirmado pela comparação das imagens experimentais e numéricas, Figura 10. As curvas de velocidade da Figura 11(a) também retratam boa correlação entre os resultados experimentais e numéricos. Quanto à velocidade de retorno do identador o desvio é de 12.37%, alcançando 1.83m/s numericamente e 1.63m/s experimentalmente. Os desvios obtidos para a força de impacto foram maiores no Caso C, inclusive a diferença entre os dois testes experimentais foi significativa, principalmente nos valores de pico. A força máxima avaliada experimentalmente foi de 8.38kN, 41.59% maior do que o resultado numérico de 5.92kN, Figura 11(b).

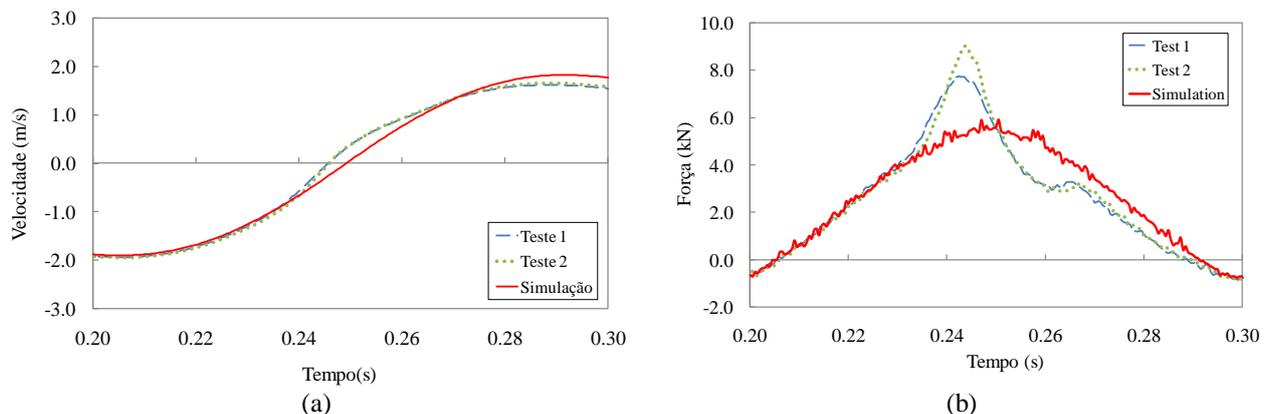


Figura 11 – Resultados de (a) deslocamento e (b) velocidade do identador - Caso C

5. Análise

A análise da influência das variáveis de estudo (pressão, velocidade e massa de impacto) foi desempenhada sob o foco da tensão máxima no aro, avaliado como uma medida da intensidade ou severidade do impacto em um evento cotidiano. Os valores de tensão são uma medida indireta do prejuízo no conforto ou na segurança dos passageiros e cargas, posto que quanto maior a importância dessa unidade maior é a força transmitida a estrutura do veículo sem sofrer dissipação pelo pneu. Ademais, em se tratando de segurança, os resultados experimentais mostram que o mecanismo de falha dos pneus está intrinsecamente relacionado com a compressão do elemento pneumático contra a flange do aro.

Os resultados numéricos sob condições de massa e velocidade constantes, 47.24kg e 2.35m/s (8.47km/h), respectivamente, foram analisados em quatro estados de pressão interna, 18, 24, 30 e 36psi, cujos resultados estão plotados na Figura 12 (a). A conclusão sugerida pela tendência da curva é um crescimento exponencial da tensão associado à redução da pressão. Sob a pressão de 18psi, os resultados numéricos já indicam a ocorrência de escoamento do aro na zona de impacto. Enquanto a 24psi a tensão máxima é reduzida a ≈ 143 MPa, e para pressões maiores, observa-se pequeno decréscimo da tensão.

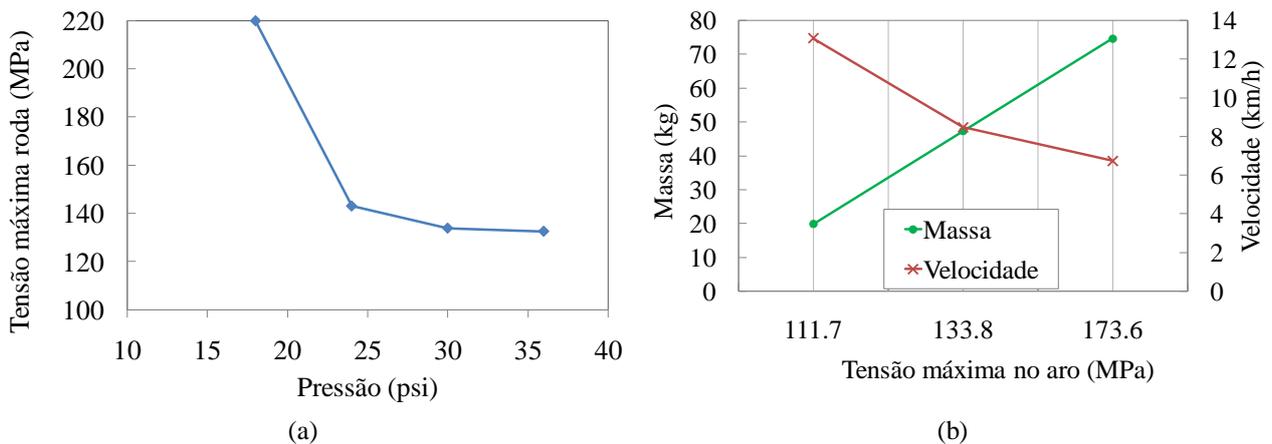


Figura 12 – (a) Efeito da pressão interna dos pneus na tensão máxima exibida no aro; (b) influência da quantidade de movimento na tensão máxima no aro.

Não é possível estabelecer uma relação simples sobre a baixa pressão e a incidência de falhas do pneu, de acordo com os dados experimentais obtidos neste projeto. Porém, é possível prever que os danos na roda e a iminência de falha do elemento pneumático tornam-se tanto mais factíveis quanto mais baixos são os níveis de pressão dos pneus. Portanto, destaca-se a importância da aferição e manutenção periódica da pressão interna dos pneus de acordo com as recomendações do fabricante.

Tabela 4 – Condições avaliadas de massa e velocidade de impacto

Tensão máxima na roda		Massa	Velocidade	Energia total
MPa	Δ	kg	km/h	J
111,7	-17%	19,84	13,07	130,81
133,8	0	47,24	8,47	130,81
173,6	30%	74,64	6,74	130,90

Mantendo a pressão e a energia total de impacto constante foram analisadas três condições distintas de massa e velocidade apontadas na Tabela 4. Os resultados demonstram que para a mesma energia total o efeito do aumento da massa é proporcionalmente mais severo ao conjunto roda-pneu do que o aumento da velocidade. Isso fica claro através da Figura 12 (b) onde para a menor massa (58% menor do que a padrão, 47.24kg) e sob “alta velocidade” (13.07km/h) a tensão atinge 111.7MPa, enquanto o aumento da massa na mesma proporção (58% maior do que a padrão) e a diminuição da velocidade (6.74km/h) a tensão máxima na zona de impacto alcança 173.6MPa.

6. Conclusões

A representação completa dos componentes estruturais de um pneu automotivo foi realizada com sucesso utilizando-se o método dos elementos finitos. Além do pneu, o aro e as interações entre as duas partes foram desenvolvidas para o estudo idealizado do impacto de uma guia no conjunto roda-pneu.

O cenário de impacto criado experimentalmente e submetido à análise numérica forneceu subsídios para a discussão do efeito da variação dos parâmetros – velocidade, massa e pressão interna – na resposta global do conjunto roda-pneu. E, de acordo com a verossimilhança entre a simulação e os experimentos, é possível inferir que:

- A baixa pressão dos pneus conduz a um aumento exponencial dos danos a roda e indiretamente a iminência de falha dos pneus. Isso reforça a prerrogativa de responsabilidade do motorista sobre a correta regulagem da pressão interna dos pneus;
- O aumento da massa impactante tem efeito mais crítico do que o aumento de velocidade para valores constantes de energia. Conseqüentemente avalia-se que o impacto do pneu em um buraco ou obstáculo na pista com o veículo sobrecarregado é potencialmente mais arriscado do que o tráfego em velocidades superiores e menor carga total, considerando a mesma hipótese de quantidade de movimento constante.

A pequena divergência dos resultados numéricos e experimentais pode ser atribuída sobremaneira à ausência de propriedades reais do composto, as quais foram adaptadas da literatura.

7. Referências

ABAQUS. (2003). ABAQUS user's manual version 6.4. Abaqus Inc.

Bolarinwa, E. O., & Olatunbosun, O. A. (2004). Finite element simulation of tire burst test. *Proc. Instn Mech. Engrs* , 218, 1252-1258.

Clark, S. K. (1981). *Mechanics of Pneumatic Tires*. Washington, D.C.: U.S. Department of Transportation National Highway Traffic Administration, U. S. Government Printing Office.

Grappe, F., Candsu, R., Barbier, B., Hoffman, M. D., Brlli, A., & Rouillon, J.-D. (1999). Influence of tyre pressure and vertical load on coefficient of rolling resistance and simulated cycling performance. *Ergonomics* , 10, 1361-1371.

Helnwein, P., Liu, C. H., Meschke, & Mang, H. A. (1993). A new 3-D finite element model for cord reinforced rubber composites - Application to analysis of automobile tires. *Finite Elements in Analysis and Design* , 14, 1-16.

Mackerle, J. (1998). Rubber and rubber-like materials, finite-element analyses and simulations: a bibliography (1976-1997). *Modelling Simulation Material Science Engineering* , 6, 171-198.

Orengo, F., Ray, H. M., & Plaxico, A. (2003). Modeling tire blow-out in roadside simulation using LS-DYNA. *ASME International Mechanical Engineering Congres & Exposition IMECE* .

Rao, S., Daniel, I. M., & Gdoutos, E. E. (2004). Mechanical properties and failure behaviour of cord/rubber composites. *Applied Composite Materials* , 353-375.

Sharma, A. K., & Pandey, K. P. (1996). A review on contact area mesurement of pneumatic tyre on rigid deformable surfaces. *Journal of Terramechanics* , 33, 253-264.

Tan K. S., W. S. (2006). An exxperimental study of deformation behaviour of motorcycle front wheel-tire assembly under frontal impact loading. *International Journal of Impact Engineering* , 32, 1554-1572.

Tönük, E., & Ünlüsoy, Y. S. (2001). Prediction of automobile tire cornering force characteristics by finite element modeling and analysis. *Computers and Structures* , 1219-1232.

van Schoor O., v. N. (2000). Mechanical failures as a contributing cause to motor vehivle accidents. *Accident Analysis and Prevention* , 33, 713-721.

Zamzamdeh M, N. M. (2007). A 3D tire/road interaction simulation by a developed model (ABAQUS-code). *ASIMMOD* .

8. Direitos autorais

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

AUTOMOTIVE TIRES SUBJECTED TO IMPACT LOADING – EXPERIMENTAL TESTS AND NUMERICAL ANALYSIS

R. R. V. Neves

renato.neves@poli.usp.br

M. Alves

maralves@usp.br

***Abstract.** A key issue in the design of tyres is their capability to sustain intense impact loads. Hence, it is important the development of a reliable experimental data basis, against which numerical models can be compared. Experimental data on tyre impact in the open literature is somewhat rare. In this article, a specially design rig was developed for tyre impact tests. It holds the test piece in a given position, allowing a drop mass with a round indenter to hit pressurized tyres with different impact energies. A high speed camera and a laser velocimeter are used to track the impact event. From the laser measurement it is possible to obtain the impact force and the local indentation. A finite element study was then conducted using material properties from the open literature. By comparing the experimental measurements with the numerical results, it became evident that the model was capable of predicting the major features of the impact of a mass on a tyre. This model is therefore of value for the assessment of the performance of a tyre in extreme cases of mass impact.*

***Keywords.** tire impact, tire finite element analysis, impact experiments on tires.*