

DEFINIÇÃO DE MODELO COMPUTACIONAL DE VEÍCULO ENVOLVENDO VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL E FLEXIBILIDADE DO CHASSIS

Marcus de Freitas Leal

Universidade Federal de Uberlândia
mfleal@mecanica.ufu.br

Rômulo Rossi Pinto Filho

Universidade Federal de Uberlândia
rrossi@mecanica.ufu.br

Jean Carlos Campos Rezende

Universidade Federal de Uberlândia
jcrezende@mecanica.ufu.br

José Antônio Ferreira Borges

Universidade Federal de Uberlândia
zeborges@mecanica.ufu.br

Resumo: Procedimentos de análise numérica aplicados ao estudo do comportamento dinâmico de veículos, além de reduzir o tempo e custos associados ao desenvolvimento, facilitam a obtenção de informações importantes sobre o veículo sob diferentes configurações de projeto. Neste sentido, foi proposto o desenvolvimento de um projeto de veículo através da utilização conjunta da técnica de multicorpos e método dos elementos finitos. A metodologia envolve a definição de: modelos de geometria CAD para os componentes para um veículo de referência, comportamento dinâmico vertical através de teste de campo com o veículo e propriedades de rigidez para molas, pneus e buchas. As propriedades de inércia para o chassis, eixos, conjunto propulsor e carroceria são obtidos por meio de um dispositivo que opera como um sistema pendular. A simulação do modelo é realizada sob várias condições levando em conta o perfil de obstáculos, velocidade, pressão dos pneus e carregamento. Por fim, são feitas as conclusões com base nas análises e comparações de resultados obtidos, além das expectativas de trabalhos futuros.

Palavras-chave: Dinâmica Veicular, Método dos Elementos Finitos, Validação Experimental.

1. INTRODUÇÃO

Atualmente podemos observar no desenvolvimento de metodologias de modelagem e simulação computacional, uma tendência caracterizada pelo aumento da complexidade dos modelos, no sentido de torná-los cada vez mais representativos da realidade observada nos veículos (Borges, 1999). Além da perspectiva de se prever de maneira mais adequada o comportamento dinâmico de um veículo, uma vez que são consideradas no modelo as influências simultâneas do acoplamento de vários sistemas, esta abordagem reduz a necessidade de que vários modelos sejam criados para diferentes análises (Robert, 2000).

Em grande parte, esta tendência no desenvolvimento dos projetos de veículos tem sido possível devido o auxílio de vários códigos matemáticos. Programas comerciais como o ADAMS® e o AUTOSIM® proporcionam a simulação da dinâmica de corpos rígidos segundo a técnica de multicorpos, além de códigos desenvolvidos com base no método dos elementos finitos, como ANSYS®, NASTRAN®, ABAQUS® e GENESIS®. Estes auxiliam na solução de problemas como a determinação de tensões e deformações em elementos estruturais submetidos a carregamentos estáticos e dinâmicos, problemas que tratam da determinação de freqüências naturais e modos de vibração de meios sólidos, entre outros.

Dois aspectos principais devem ser levados em conta quando métodos computacionais e experimentais são aplicados conjuntamente no estudo da dinâmica e projeto de veículos: a determinação de parâmetros de entrada para os modelos computacionais e a execução de ensaios experimentais para a caracterização do comportamento dinâmico dos sistemas. Estudos realizados por Stevens (1997) foram fundamentais para a definição de uma metodologia de projeto eficaz sob o ponto de vista dos fabricantes de automóveis. Nele, os autores apresentam uma metodologia usada na Ford Motor Company para melhorar as características de manobrabilidade (Handling), através de ferramentas CAD e CAE, visando a redução de custos de desenvolvimento e mantendo a alta qualidade. De maneira geral trabalhos como este, além dos estudos demonstrados por autores como Sharp (1999) e Subramanyam et all (2000), estabelecem as diretrizes para o desenvolvimento de um projeto de veículo fundamentado em simulações computacionais e ensaios experimentais.

2. MODELO MULTICORPOS DO VEÍCULO

Com o propósito de servir como ponto inicial para a aplicação dos procedimentos de otimização e seleção de componentes, foi proposta a implementação de um modelo que representa um veículo real, tornando-se necessário a obtenção das propriedades físicas e geométricas de um veículo de referência. A partir daí, a modelagem computacional é implementada de acordo com as etapas:

- Geração de desenhos tridimensionais representativos dos componentes do veículo.
- Criação de um conjunto de partes no modelo multicorpos com base na geometria e propriedades.
- Estabelecimento dos graus de liberdade para cada parte.
- Definição de elementos de força para representar componentes flexíveis e dissipativos, como molas, amortecedores, buchas e pneus.

A interação entre o veículo e o ambiente ocorre através do contato dos pneus com o solo, sendo representada neste trabalho por modelos analíticos cuja caracterização é feita através de parâmetros de rigidez, amortecimento e coeficiente de atrito com o solo.

A excitação proveniente da pista é considerada no modelo através de deslocamentos impostos aos pneus por meio de bases móveis que se movem sob eles. Os deslocamentos são definidos de acordo com o perfil dos obstáculos usados nos ensaios experimentais de dinâmica vertical (Neto, 1998). Neste caso o modelo do veículo não se move sobre a pista, mas permanece parado sendo excitado pelas bases de forma semelhante ao que acontece em um simulador de protótipos.

A rigidez usada nas molas, buchas e pneus são definidas a partir de suas curvas características de força em função do deslocamento, obtidas através medições experimentais em condições controladas (Leal et all, 2001).

3. AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DE PARÂMETROS

A medição das propriedades de inércia dos componentes se baseia na obtenção dos momentos de inércia de componentes mais importantes no veículo (Garrot et all, 1988). Para isto, foi desenvolvido um dispositivo que consiste em uma plataforma construída com perfis metálicos parafusados, que oscila sobre um eixo metálico maciço apoiado em um par de mancais de

rolamento. As extremidades da plataforma são apoiadas sobre molas helicoidais de comportamento linear e com constante de rigidez igual a 21000 N/m.

A bancada funciona como um sistema de 1 grau de liberdade de rotação, desconsiderando os efeitos de flexibilidade nas juntas parafusadas ou nos próprios perfis. Assim sendo, a sua freqüência natural estará associada com a massa do sistema, do momento de inércia de massa, da rigidez e distância das molas ao eixo de rotação. A partir do diagrama de corpo livre e com a hipótese de pequenos deslocamentos angulares deduz-se a equação do movimento para a rotação do sistema. Escreve-se a equação que relaciona o momento de inércia do componente (IC) com a freqüência natural não amortecida do sistema (ω) em termos dos parâmetros do dispositivo de medição, conforme mostrado na equação (1).

$$I_c = \frac{2 \cdot k \cdot d^2}{\omega^2} - I_{DMI} - M_c \cdot H^2 \quad (1)$$

onde, k é a constante de rigidez das molas, d é a distância entre o centro de uma mola e o eixo e I_T é o momento de inércia de massa do conjunto bancada e componente em torno do eixo de rotação no mancal de rolamento, I_{DMI} é o momento de inércia da bancada em relação ao eixo de rotação (obtido via CAD), I_C é o momento de inércia do componente em relação ao seu CG distante H do eixo de rotação, e M_c é a massa do componente.

A freqüência natural do conjunto bancada/componente é medida experimentalmente através de acelerômetro, obtendo o termo ω na equação (1). A massa do componente e as posições espaciais de seu CG ao longo dos eixos horizontal e vertical são medidas através da pesagem em diferentes condições utilizando uma célula de carga.

Foi realizada uma verificação experimental para o momento de inércia da própria bancada de testes com relação ao valor obtido analiticamente em programa CAD, obtendo-se um erro de 7%. O aparato utilizado nos ensaios, conforme ilustrado na Fig. (1), consiste além da bancada de medição de inércia, em um acelerômetro piezo-resistivo e seu condicionador, uma fonte de energia, uma placa de aquisição e um notebook. As propriedades de rigidez e amortecimento estão relacionadas com a representação do comportamento de elementos flexíveis e dissipativos como os pneus, molas, buchas, coxins e amortecedores. De forma geral, estes componentes são caracterizados através de curvas de força por deflexão ou força por velocidade (Milliken e Milliken, 1995; Gillespie, 1992).



Figura 1. Instrumentação usada no ensaio para determinação do momento de inércia.

Através de um equipamento usado em ensaios de tração/compressão, propriedade da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, foi possível realizar um levantamento do comportamento de certos componentes do veículo de referência.

Com o intuito de fixar cada um destes componentes nos terminais do equipamento foram construídos diversos suportes específicos, através dos quais, é possível aplicar sobre os componentes esforços de tração e compressão.

As molas e o pneu foram ensaiados a compressão onde os deslocamentos aplicados foram da ordem de 50 mm, e de maneira semelhante para o coxim da carroceria em que esforços cílicos de tração e compressão foram aplicados em deslocamentos da ordem de 1mm.

Na Fig. (2) é ilustrado o ensaio realizado no pneu.

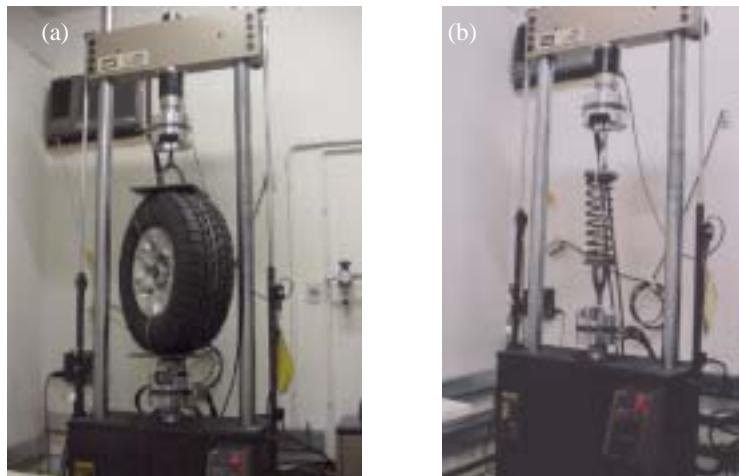


Figura 2. Ensaio de compressão: (a) Pneu ; (b) Mola helicoidal traseira.

4. MODELO EM ELEMENTOS FINITOS DO CHASSIS

O emprego de modelos de elementos finitos pela indústria automotiva representa uma grande parcela de todo o esforço aplicado no desenvolvimento de projetos. Contudo, devido a natureza do método, os modelos são empregados na sua grande maioria em simulações de comportamento estrutural para análise de tensões.

Com o objetivo de verificar o comportamento dinâmico do veículo levando-se em conta a influência da flexibilidade de sua estrutura, foi elaborado um modelo para o chassis utilizando o método dos elementos finitos.

Basicamente, o modelo do chassis foi elaborado em ANSYS® partindo de sua geometria definida em CAD e das propriedades do material. O elemento usado foi o Shell63 permitindo a aplicação de cargas normais e em seu plano e possui seis graus de liberdade em cada nó sendo 3 translações e 3 rotações em torno dos eixos nodais. Foram usados elementos nas formas quadrilateral e triangular, com tamanhos variando de 15 a 30 mm e usando espessuras de 3 e 4 mm.

Tabela 1. Características do modelo de elementos finitos do chassis.

Número de nós	7.717
Número de elementos	10.845
Número de graus de liberdade	65.070
Material	Aço carbono
Densidade [Kg/m ³]	7.830 kg/m ³
Módulo de Elasticidade [N/m ²]	2,1e11 N/m
Coeficiente de Poisson	0,3
Massa do Chassis [Kg]	99,0

Para verificação do comportamento do modelo foram realizadas as seguintes medições:

- Pesagem – Foi realizada uma montagem com o chassis em uma condição bi-apoiada, sendo que em uma das extremidades foi utilizada a célula de carga. A medição foi feita novamente com a célula de carga na outra extremidade resultando em dois valores medidos nas extremidades do chassis. Com base na distância entre os dois pontos de medição pode-se estimar o peso do chassis e a posição x do CG (ao longo da direção longitudinal).

- Ensaio de Torção e Flexão – Os parâmetros de rigidez à torção e à flexão foram medidos considerando a capacidade do chassis em suportar esforços entre os pontos de apoio das suspensões. Para isto foram elaboradas duas montagens. A primeira se resume no travamento dos pontos de apoio da suspensão traseira e aplicação de uma torção nos pontos de apoio da suspensão dianteira através de um conjunto de massas e de um atuador hidráulico. E na segunda, o chassis foi apoiado nas suas extremidades e um conjunto de massas padrão foi posicionado sobre o centro do chassis. Com base nos valores indicados em um conjunto de relógios comparadores e nas cargas aplicadas, estimou-se os valores para os parâmetros de rigidez.

- Ensaio para Análise Modal – Com o intuito inicial de verificar as freqüências naturais do chassis foi realizada uma medição da aceleração em diversos pontos da estrutura, através de uma excitação de impacto com o chassis em condição livre-livre.

Uma investigação importante diz respeito à possibilidade de integração do modelo multicorpos do veículo e o modelo de elementos finitos do chassis. Esta abordagem vem sendo aplicada pela indústria para melhorar a qualidade de predição dos modelos computacionais, considerando que em alguns casos a influência da flexibilidade do chassis pode ser significante.

A introdução da flexibilidade do chassis no modelo multicorpos depende inicialmente da elaboração de um modelo de elementos finitos adequado e representativo. A partir de um recurso do programa ANSYS®, um conjunto de ações estabelecidas em um arquivo de comandos é executada, dando origem a arquivo de saída contendo as propriedades de inércia, geometria e modos de vibração. As informações contidas neste arquivo de saída permitem a inclusão da flexibilidade no modelo multicorpos através do método dos modos assumidos (Borges, 1999). Os modos de vibração usados na expansão são fundamentais no processo de análise e simulação, considerando que o método dos modos assumidos lida com a combinação destes modos flexíveis. Na figura 3 são mostrados os 2 modos flexíveis relativos à torção e flexão, dentre os 20 modos usados na definição do componente flexível no modelo multicorpos.

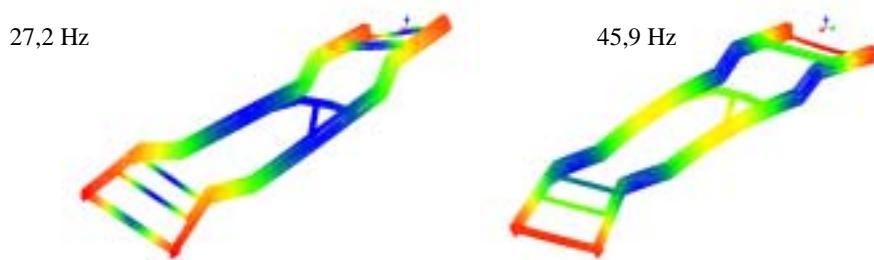


Figura 3. Modelo em ADAMS - 1º e 3º modos flexíveis para o chassis.

Uma ressalva importante diz respeito à importância que a escolha da base de modos flexíveis tem sobre a resposta do chassis. Um exemplo desta importância pode ser visto quando se observa no modelo um comportamento em equilíbrio estático diferente quando modos de alta freqüência não são incluídos na base modal.

A etapa relativa à introdução da flexibilidade finaliza-se com a introdução do sub-modelo do chassis no modelo multicorpos do veículo elaborado e comentado em seções anteriores, conforme ilustrado na figura 4.

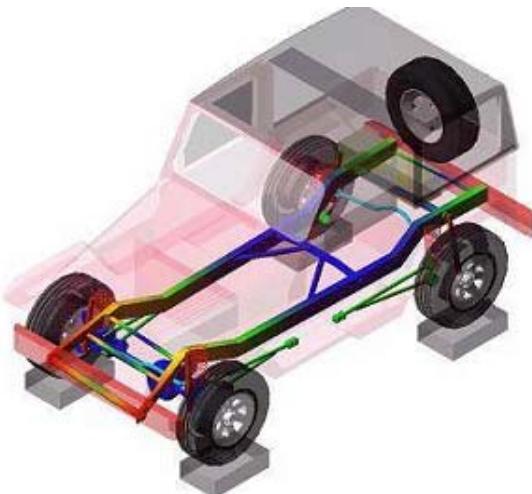


Figura 4. Modelo multicorpos do veículo com chassis flexível.

5. DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DO COMPORTAMENTO DINÂMICO

Para caracterizar o comportamento dinâmico vertical do veículo e seus componentes, foi realizado um ensaio experimental que consistiu na passagem do veículo de estudo sobre obstáculos destacados da pista e medição dos níveis de aceleração em seus principais componentes. Durante o ensaio foi levada em conta a variação de parâmetros associados a pressão dos pneus, carga, posição dos obstáculos na pista e a velocidade longitudinal do veículo (Leal e Borges, 2002).

O procedimento de ensaio consistiu na colocação de acelerômetros em 20 pontos do veículo, divididos em grupos de 8 canais simultâneos. Desta forma, foram realizadas cerca de 72 passagens do veículo sobre o obstáculo, sendo 3 passagens para cada uma das 8 condições de parâmetros. O posicionamento dos pontos de medição foi definido de forma a medir os movimentos característicos do chassis, conjunto propulsor, eixo dianteiro, eixo traseiro e carroceria. Na Fig. (5) é mostrada parte da instrumentação.



Figura 5. (a) Computador portátil e placa de aquisição sobre o banco de passageiros dianteiro; (b) Acelerômetro montado em cubo metálico colado no chassis.

Vale ressaltar que, para o início da aquisição e para o cálculo da velocidade instantânea do veículo sobre os obstáculos, foi usado um sensor ótico fixado ao pára-choque dianteiro em conjunto com duas faixas reflexivas posicionadas a 1 metro de distância uma da outra e a 0,4 m do primeiro obstáculo.

Os parâmetros de aquisição utilizados foram: freqüência de amostragem de 1 kHz; tempo de aquisição de 5 segundos; e filtro passa-banda entre 1 Hz e 100 Hz. A aquisição dos sinais foi feita

em computador portátil com placa de aquisição de 8 canais (National Instruments - 6024E) e com interface de comunicação feita pelo software Labview.

6. RESULTADOS OBTIDOS

A partir das propriedades geométricas dos componentes do veículo de referência, foi possível elaborar um modelo multicorpos que entre outros parâmetros, contou com os resultados do ensaio experimental para obtenção das propriedades de massa, inércia e posição espacial dos centros de gravidade. Na Tab. (2) são mostrados alguns dos valores medidos.

Outro conjunto de dados usados na modelagem do veículo envolve os valores de rigidez das molas, dos pneus, do coxim da carroceria.

Tabela 2. Valores obtidos para os momentos de inércia de componentes.

Componentes	Massa [kg]	Momentos de Inércia [kg.m ²]
Carroceria	600	Pitch = 815,0
Conjunto Propulsor	380	Pitch = 600,0
Eixo Dianteiro	225	Roll = 140,0
Eixo Traseiro	170	Roll = 127,0

Na Tab. (3) são mostrados os valores de rigidez das molas, dos pneus e do coxim da carroceria, considerando o comportamento de cada um dos componentes como sendo linear e por isso, sendo representado através de uma constante.

Tabela 3. Valores de rigidez e amortecimento obtidos no ensaio de tração e compressão.

Componentes	Valor
Rigidez Radial do Pneu	$3,0 \times 10^5$ N/m
Rigidez da Mola Traseira	$2,8 \times 10^4$ N/m
Rigidez do Coxim da Carroceria	$1,2 \times 10^6$ N/m

Uma vez concluído o modelo computacional do veículo de referência, foi possível realizar a simulação do seu comportamento, impondo sobre os pneus um deslocamento compatível com o perfil dos obstáculos e a velocidade linear do veículo no instante da passagem.

Os sinais no tempo para a aceleração vertical em alguns componentes para o modelo e o veículo real na condição 3 (pneus com pressão de 35 psi, sem carga, obstáculos paralelos e rotação no motor de 1500 rpm em 2^a marcha), são mostrados nos gráficos das Fig. (6) e (7).

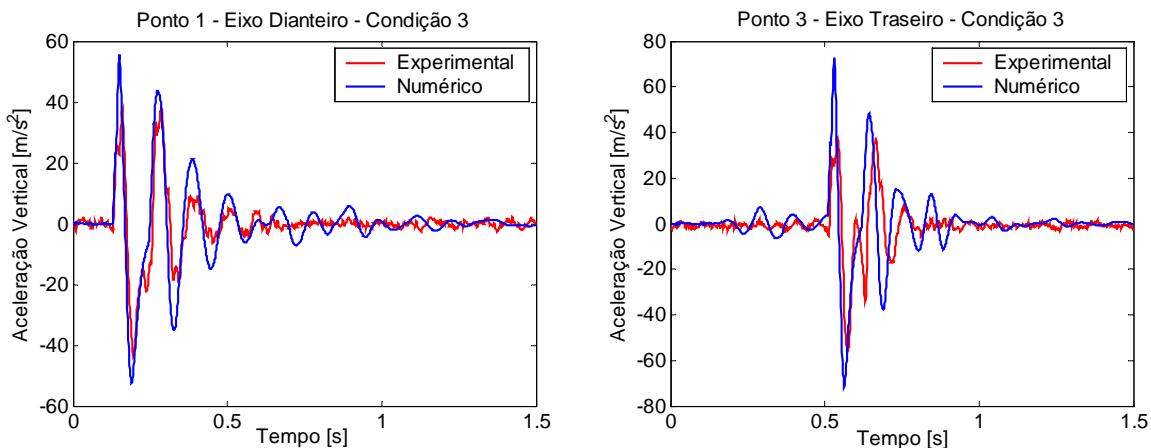


Figura 6. Comparação entre valores numéricos e experimentais nos eixos.

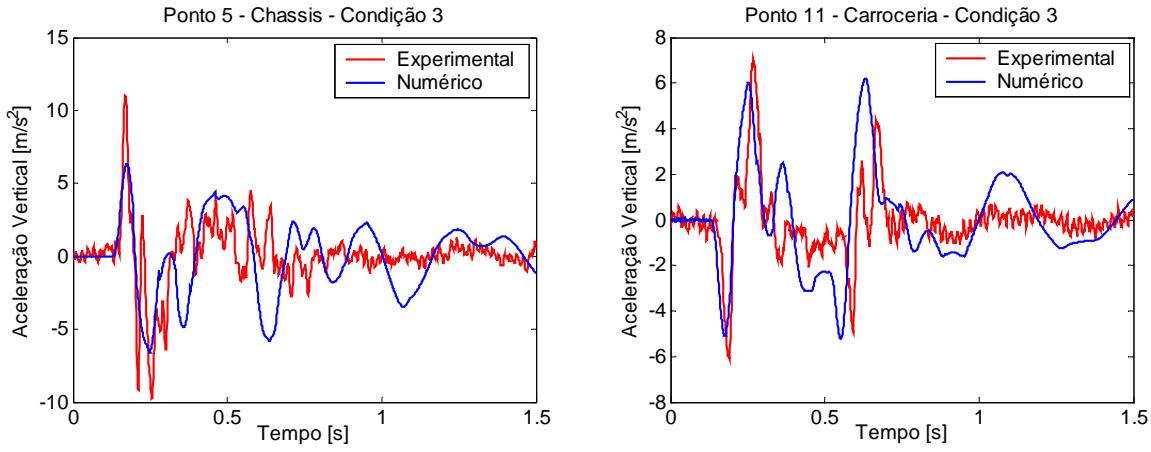


Figura 7. Comparação entre valores numéricos e experimentais para o chassis e carroceria.

Os sinais mostrados nos gráficos das figuras (6) e (7), são mostrados no domínio da freqüência nos gráficos das figuras (8) e (9).

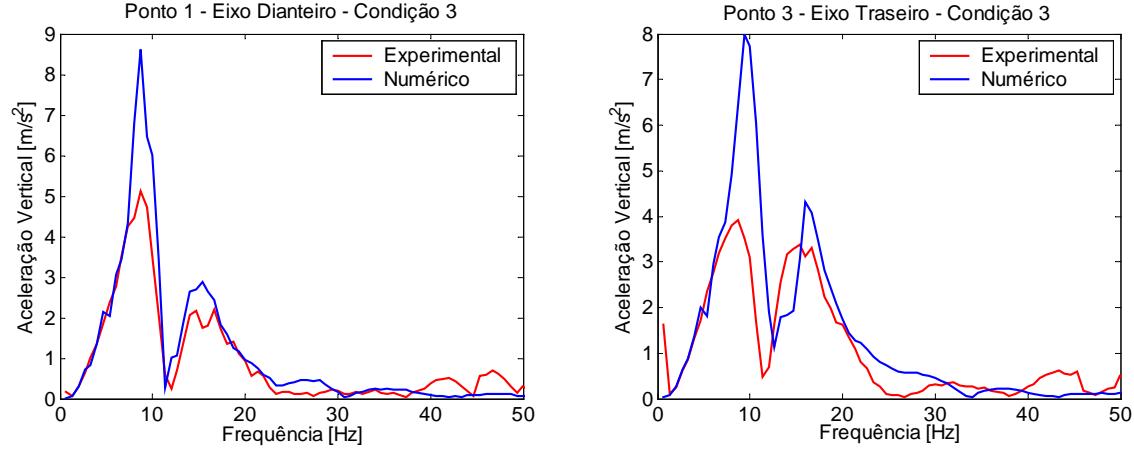


Figura 8. Comparação no domínio da freqüência entre valores numéricos e experimentais nos eixos.

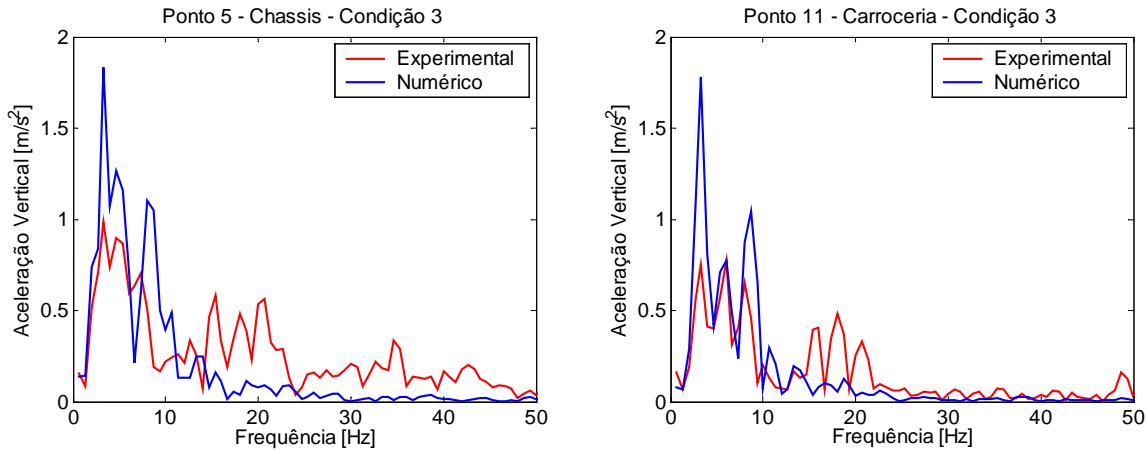


Figura 9. Comparação no domínio da freqüência entre valores numéricos e experimentais para o chassis e carroceria.

Na Tab. (2) os valores para os momentos de inércia obtidos dos componentes representam para o modelo do veículo um momento de inércia total de 3.260 kg.m^2 para o movimento de mergulho (pitch) e de 907 kg.m^2 para o movimento de rolamento (roll). Estes valores são comparados a dados estatísticos fornecidos por Garrot (1988) resultando em valores próximos. Os erros relativos observados entre os valores de momento de inércia medidos e os valores calculados com base em estatística são de aproximadamente 2% (pitch) e 20% (roll).

Com base na Tab. (3) observa-se que a relação entre a rigidez do pneu e rigidez da mola é de aproximadamente 10, confirmando dados obtidos da literatura (Milliken e Milliken, 1995; Gillespie, 1992). Outra constatação se deve ao erro relativo de 7% entre o valor medido experimentalmente para a mola e o valor calculado de forma teórica.

Os sinais de aceleração mostrados nas figuras (6) a (9) indicam que o modelo se comporta como o esperado de maneira que tanto no domínio do tempo, quanto no domínio da freqüência os sinais apresentam uma mesma tendência e semelhante ordem de grandeza. Uma comparação quantitativa pode ser feita através da raiz da média quadrática (RMS – Root Mean Square) dos sinais, de forma que os erros relativos entre os sinais obtidos de forma numérica e experimental, se mantêm entre 20% a 40%.

7. CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS FUTURAS

Com base nos resultados mostrados observa-se que, de maneira geral, o modelo computacional se comportou como esperado e de maneira consistente em relação aos dados experimentais medidos no ensaio de dinâmica vertical. Vale ressaltar a conhecida dificuldade de se prever o comportamento dinâmico de um modelo complexo de veículo, devida principalmente ao elevado número de graus de liberdade e não linearidades inerentes a definição de elementos elásticos, dissipativos e excitações provenientes de obstáculos na pista.

A medição da inércia de alguns componentes através da bancada de teste oscilatória foi extremamente importante, levando em conta a necessidade dos parâmetros de inércia na elaboração do modelo e a dificuldade de obtenção de tais parâmetros na literatura.

Considerando que o modelo ainda contém incertezas, principalmente em relação à rigidez e amortecimento de algumas buchas de suspensão e coxins, os demais parâmetros medidos demonstram estar próximos dos valores reais.

As simulações computacionais realizadas com o modelo do veículo sob duas condições, chassis rígido e chassis flexível, resultaram em um conjunto de respostas dinâmicas semelhantes, o que indica pouca influência da flexibilidade do chassis.

Com o estabelecimento de um modelo adequado para o veículo de referência podemos estabelecer novas perspectivas relacionadas principalmente com o estudo da influência da flexibilidade do chassis e da aplicação de procedimentos de otimização sob diversas formas, para a melhoria do comportamento dinâmico e estrutural. O resultado final estabelecerá um conjunto de modificações de projeto que resultará na alteração de certos componentes e em um novo design para o chassis.

8. AGRADECIMENTOS

À CAPES pelo apoio financeiro.

À Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia.

9. REFERÊNCIAS

- Borges, J.A.F., 1999, “Dinâmica de Veículos Articulados: Simulação Computacional, Otimização e Ensaios Experimentais”; Tese de Doutorado; Universidade Federal de Uberlândia.
Garrot, W. R.; Monk, M. W. e Chrstos, J. P., 1988, “Vehicle Inertial Parameters – Measured Values and Approximations”, Passenger Car Meeting and Exposition, SAE Series 881767.

- Gillespie, T.D., 1992, "Fundamentals of Vehicle Dynamics", SAE Group, ISBN 1-56091-119-9.
- Leal, M. F., Borges, J.A.F., Butkewitsch, S., 2001, "A Case Study on the Response Surface Method Applied to the Optimization of the Dynamical Behavior of Vehicles", SAE Technical Paper Series No. 2000-01-3850.
- Milliken W. F. e Milliken D. L., 1995, "Race Car Vehicle Dynamics"; ISBN 1-56091-526-9.
- Neto, A. C.; Ferraro, L. C.; Veissid, V. L.; Freitas, C. A. M.; Argentino, M. A.; Ripoli, R. R. e Perseguim, O. T., 1998, "A Study of Vibrational Behavior of a Medium Sized Truck Considering Frame Flexibility with the use of ADAMS", ADAMS User's Conference.
- Robert, R. R., 2000, "Digital Testing in the Context of Digital Engineering – Functional Virtual Prototyping", Mechanical Dynamics Inc., Ann Arbor, Michigan, USA.
- Sharp, M., 1999, "Physical or Virtual Testing?", Testing Technology International, October 1999.
- Stevens, G. B., Peterson, D. M. e Eichhorn, U.; 1997; "Optimization of Vehicle Dynamics through Statistically-Designed Experiments on Analytical Vehicle Models", 12th European ADAMS User's Conference
- Subramanyam, V., Monkaba, V. e Alexander, T., 2000, "Visteon's Approach to All-Wheel Drive Vehicle Dynamics Model Simulation and Correlation"; ADAMS User's Conference.

10. DIREITOS AUTORAIS

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

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL DETERMINATION OF VEHICLE DYNAMIC PARAMETERS

Marcus de Freitas Leal

Federal University of Uberlândia
mfleal@mecanica.ufu.br

Rômulo Rossi Pinto Filho

Universidade Federal de Uberlândia
rrossi@mecanica.ufu.br

Jean Carlos Campos Rezende

Universidade Federal de Uberlândia
jcrezende@mecanica.ufu.br

José Antônio Ferreira Borges

Federal University of Uberlândia
zeborges@mecanica.ufu.br

Abstract: Numerical analysis procedures applied to the study of the vehicle's dynamical behavior, besides reducing the time and the cost associated, make it easier to obtain relevant information about the vehicle regarding different design configurations. In this sense, the development of a vehicle's project through multibody technique and finite element method was proposed. The methodology involves the definition of: CAD models to a reference vehicle, vertical dynamic behavior through experimental measurements, stiffness properties for springs, tires and bushings. The inertial properties for the chassis, axles, engine and body, are obtained through an apparatus designed to operate as a pendulum system. The model analyses are performed regarding different cases, such as track irregularities, velocity, tire pressure and loading. The analysis and comparisons of the results obtained lead to the conclusions and the outline of future research work.

Keywords: Vehicle Dynamics, Finite Element Method, Experimental Verification.