

ENSAIOS EXPERIMENTAIS PARA VALIDAÇÃO DE MODELO NUMÉRICO/COMPUTACIONAL DE PROTÓTIPO DE ¼ DE VEÍCULO

Jean Carlos Campos Rezende

Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia - Av. João Naves de Ávila, 2160 Bloco 1M
jccrezende@mecanica.ufu.br

José Antônio Ferreira Borges

Universidade Federal de Uberlândia
zeborges@mecanica.ufu.br

Resumo: *Por muitos anos a indústria automobilística utilizou intensivamente as técnicas experimentais para desenvolver seus produtos. Porém, nos últimos anos o avanço tecnológico dos computadores e o desenvolvimento de softwares de simulação sofisticados proporcionaram uma redução considerável no tempo e nos custos associados ao desenvolvimento de novos veículos. Dentro deste conceito os ensaios experimentais não são eliminados, mas ganham uma nova e importante função no fornecimento de parâmetros de componentes para a simulação e também na validação dos modelos matemáticos. A utilização de softwares de simulação proporciona ao projetista conceber diversas soluções de projeto e permite a sua avaliação em diferentes condições de operação. No entanto, para que as ferramentas computacionais executem seu papel de forma eficiente, elas devem representar o comportamento do sistema real com a maior fidelidade possível. Para isto ensaios experimentais com protótipos devem ser realizados e os resultados confrontados com aqueles obtidos através de simulações. Este trabalho aborda a modelagem e validação experimental de um modelo computacional de suspensão duplo triângulo, para implementação em bancada de laboratório. Para isto foi construído um protótipo de ¼ de veículo e este submetido a ensaios com diferentes ajustes de parâmetros de suspensão e diferentes fontes de excitação. Estes ensaios foram reproduzidos utilizando um modelo computacional construído com base na metodologia multicorpos, no software ADAMS®. Ao confrontar os resultados constatou-se que o modelo computacional conseguiu representar adequadamente o comportamento do protótipo.*

Palavras-chave: multicorpos, ensaios experimentais, simulação, validação.

1. INTRODUÇÃO

Nos últimos anos a grande competição no mercado e as exigências dos consumidores levaram os fabricantes de veículos a diminuir os prazos de desenvolvimento de seus produtos, sem deixar de atender aos requisitos de qualidade, desempenho e custo. Tradicionalmente, o desenvolvimento de um veículo demandava consideráveis recursos financeiros e longos períodos de tempo. Porém nas últimas décadas os avanços tecnológicos dos computadores e softwares de simulação proporcionaram uma maior dinâmica no desenvolvimento de veículos através da elaboração de protótipos virtuais. Estas ferramentas computacionais proporcionaram uma redução considerável do número de protótipos e ensaios experimentais. Entretanto, por mais sofisticado que seja o modelo computacional de um sistema, este não é capaz de representar todos os aspectos particulares do sistema real como folgas, defeitos de material e defeitos de fabricação. Assim, a construção de um protótipo, mesmo que em escala reduzida, viabiliza a complementação e validação do modelo computacional uma vez que este prevê com maior confiança os aspectos cinemáticos e dinâmicos do veículo. Assim atualmente, o desenvolvimento de produtos da indústria automobilística emprega simultaneamente as abordagens experimental e computacional.

Dentro deste contexto, este artigo aborda os procedimentos de elaboração e validação de um modelo computacional para um protótipo de $\frac{1}{4}$ de veículo equipado com sistema de suspensão Double Wishbones para bancada de laboratório.

2. PROTÓTIPO DE $\frac{1}{4}$ DE VEÍCULO E BANCADA AUTOMOTIVA

O protótipo de $\frac{1}{4}$ de veículo estudado neste trabalho foi concebido para ser utilizado na bancada de veículos do Laboratório de Sistemas Mecânicos da Universidade Federal de Uberlândia. O protótipo montado na bancada pode ser visto na Figura 1.

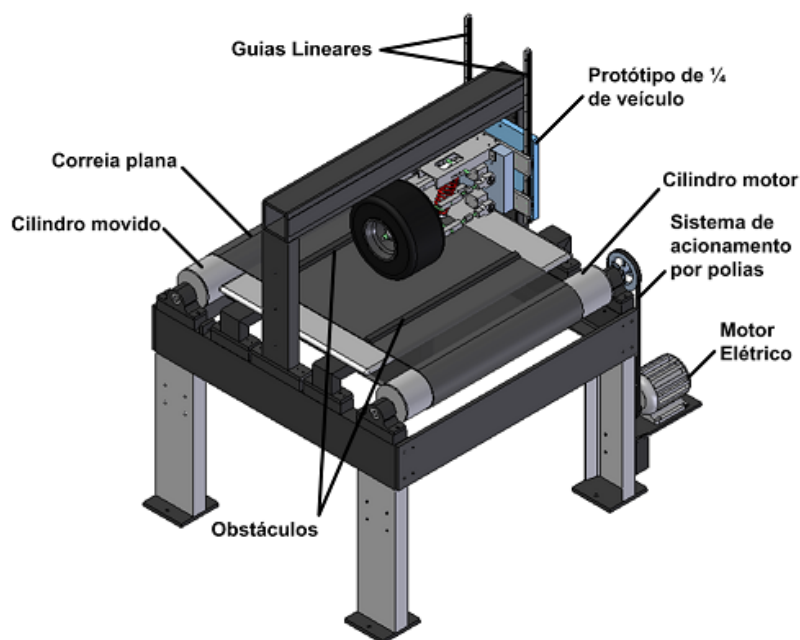


Figura 1: Protótipo de $\frac{1}{4}$ de veículo montado em bancada de testes.

A bancada é acionada por um motor elétrico trifásico com 1471 W de potência, frequência de operação 60 Hz e rotação máxima de 356.05 rad/s. Um sistema de acionamento por polias faz girar um cilindro montado sobre mancais de rolamento. O movimento deste cilindro é transmitido a outro cilindro por meio de uma correia plana que desempenha o papel da pista móvel para o protótipo. Este permanece parado e montado sobre guias lineares que possibilitam apenas movimentos verticais da suspensão e de sua massa suspensa. O protótipo é excitado verticalmente por obstáculos construídos a partir de tiras de borracha com diferentes perfis fixados no lado tencionado da correia.

Com relação ao protótipo de $\frac{1}{4}$ de veículo, este foi projetado para possuir um sistema de suspensão que permitisse a realização de ajustes de diversos parâmetros da geometria de suspensão ou o ajuste de seus parâmetros físicos, para possibilitar o estudo do comportamento dinâmico do protótipo nas mais diversas configurações possíveis. O sistema de suspensão escolhido para atender a estes requisitos foi o sistema duplo triângulo, também conhecido como sistema Double Wishbone.

O protótipo é equipado com um pneu dianteiro de Kart e possui um conjunto integrado de mola e amortecedor. Este amortecedor, originalmente utilizado em bicicletas, foi modificado para atender aos requisitos de montagem na suspensão do protótipo. Foi feito um prolongamento de sua haste e introduzida vaselina no interior de seu cilindro para proporcionar efeito de amortecimento viscoso. O protótipo construído em sua configuração final pode ser observado na Figura 2.

Os ajustes permitidos para este protótipo são:

- Posição Relativa entre as Balanças: Existe a possibilidade de montagem em diferentes posições dos suportes dos braços de controle, o que permite introduzir um ângulo entre o par de braços de controle superior e inferior. Esta mudança na inclinação relativa entre estes braços altera a posição do centro de rolamento da suspensão na vista frontal.

- Ajuste do Comprimento dos Braços de Controle: Os braços de controle são constituídos por três peças, montadas uma adjacente à outra por meio de uniões roscadas. O sistema de ajuste funciona de forma semelhante a um esticador para cabo de aço, girando a peça intermediária consegue-se mudar o comprimento dos braços. O sistema permite um aumento de até 0.02 m no comprimento de cada braço. Desta forma é possível obter valores de cambagem nas rodas de até 5° positivos ou negativos e ajustes de divergência ou convergência das rodas de até 10,5°.

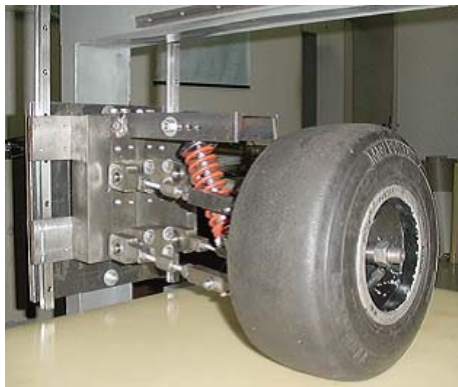


Figura 2: Protótipo de 1/4 de veículo com suspensão Double Wishbones.

- Ajustes do Conjunto Mola/Amortecedor: Os dois parâmetros possíveis de ajuste para o conjunto mola/amortecedor são a força de amortecimento e a pré-carga na mola. A força de amortecimento pode ser modificada alterando-se o ângulo de montagem do conjunto em relação à vertical. Os ângulos possíveis para a montagem do amortecedor são 10°, 16°, 21° e 26°. Segundo Adams (1993) ângulos de montagem superiores a 30° levam os amortecedores a trabalhar de forma ineficiente. É possível também o ajuste de pré-carga na mola através de um dispositivo constituído por duas bases, uma fixa e outra móvel, onde são apoiadas as duas extremidades da mola que veste o amortecedor. O ajuste é feito movimentando-se a base móvel através de um rosca.
- Ajuste de Cambagem e Convergência/Divergência: Podem ser feitos ajustes de cambagem e convergência/divergência sem alterar o comprimento dos braços de controle. Estes ajustes são feitos inserindo-se pequenas cunhas metálicas entre as peças que formam o cubo da roda. Uma outra alternativa para o ajuste da convergência/divergência da roda é através do sistema de trava inserido para evitar o esterçamento da roda.
- Configuração SLA: Existe a possibilidade de montagem de braços de controle de comprimentos diferentes. Esta configuração conhecida como Short Log Arm (SLA) apresenta os braços da balança superior mais curtos que os braços da balança inferior. Para a montagem do protótipo nesta configuração foi necessária a introdução de um bloco de ferro fundido de 0.108 x 0.094 x 0.038 m entre o suporte da balança superior e o bloco que representa a massa suspensa do veículo. Com a adição deste bloco ao sistema a massa suspensa do sistema passa de 16.0 Kg para 18.6 Kg.

3. MODELO COMPUTACIONAL

Buscando representar fielmente o protótipo de suspensão automotiva, foi elaborado um modelo computacional utilizando ferramentas de CAD e CAE. A primeira etapa na modelagem do protótipo foi a criação dos desenhos tridimensionais de cada corpo rígido em ambiente CAD utilizando o software Solid Edge V12. Neste mesmo modelador foi obtido um desenho de conjunto no qual todos os componentes individuais foram integrados para gerar a configuração de projeto escolhida. Foi elaborado um desenho tridimensional da bancada, que constitui uma parte do modelo computacional conhecida como ground (parte fixa).

O próximo passo foi exportar a geometria obtida para ambiente CAE. Nesta transferência cada corpo rígido foi isolado do restante do sistema mantendo sua posição e orientação em relação ao referencial global do desenho e gerado um arquivo IGES (Initial Graphics Exchange Specification) para este componente.

Os arquivos IGES de cada componente foram lidos pelo ADAMS e a geometria do sistema foi reconstruída. Neste processo são criados também os markers para posicionamento das restrições cinemáticas e centro de massa das partes.

A etapa seguinte foi a determinação e incorporação das propriedades de massa e inércia ao modelo computacional. Estas propriedades foram calculadas automaticamente pelo software de CAD, sendo fornecido como parâmetro de entrada o valor da densidade do material do componente. No software de simulação estas informações foram atribuídas a cada parte do modelo.

A modelagem prosseguiu com a adição dos vínculos cinemáticos. Isto é feito por meio de (juntas) que estabelecem os movimentos relativos permitidos entre os componentes interconectados.

Na sequência de modelagem a próxima etapa foi a modelagem dos elementos de força, compreendendo mola, amortecedor e pneu. Como a mola utilizada no modelo real apresenta comportamento linear, a introdução de sua rigidez no modelo computacional é realizada fornecendo o valor de sua constante de proporcionalidade e os pontos de posicionamento de suas extremidades.

A representação do amortecedor no modelo computacional é feita fornecendo como parâmetro de entrada sua constante de amortecimento c . O valor desta propriedade não foi obtido experimentalmente, sua determinação foi feita através de ajuste de modelo.

O pneu foi modelado segundo a metodologia proposta por Blundell (2004), segundo a qual o pneu trabalha como uma mola de comprimento livre igual ao seu raio não deformado, posicionada entre o seu centro e o ponto de contato com a pista. Desta forma o pneu é modelado como uma rigidez radial, medida experimentalmente.

A pista foi modelada de acordo com o proposto por Blundell (2004). Para a execução dos ensaios experimentais o protótipo é excitado pela passagem sobre obstáculos a uma velocidade definida. As simulações são realizadas mantendo-se a suspensão estacionária e o pneu apoiado sobre uma base. É imposto um movimento de translação vertical à base de forma que em cada instante t da simulação a sua superfície esteja a uma altura especificada de acordo com o perfil do obstáculo e a velocidade de passagem. A figura 3 mostra o modelo computacional.

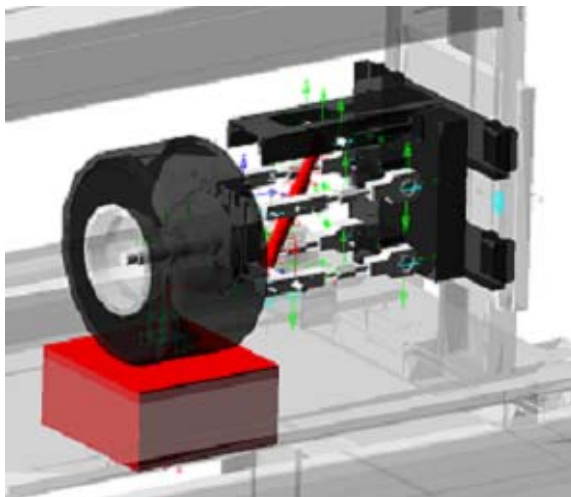


Figura 3: Modelo Computacional.

4. ENSAIOS EXPERIMENTAIS

4.1 Determinação da Rigidez da Mola e Rigidez Radial Do Pneu

Esta seção descreve os ensaios experimentais realizados para a determinação das propriedades de rigidez da mola e rigidez radial do pneu do protótipo. Estas informações foram necessárias, pois tais parâmetros foram inseridos no modelo computacional do protótipo.

Os ensaios foram realizados utilizando uma máquina de ensaio MTS (Material Test System). Esta máquina possui dois atuadores acionados por um sistema hidráulico, capazes de aplicar deslocamentos ou cargas controladas ao espécime em estudo posicionado entre eles.

Assim, para levantar a curva de rigidez da mola helicoidal usada na suspensão foi feita a montagem do conjunto mola amortecedor conforme mostrado na Figura 4 (a). As extremidades do conjunto mola/amortecedor foram seguras por garras hidráulicas presentes nas extremidades dos atuadores da MTS. Com a mola posicionada entre os atuadores, um destes foi mantido parado enquanto o outro foi movimentado impondo deslocamentos ao conjunto mola/amortecedor. Os esforços resultantes são medidos por uma célula de carga montada na garra superior da máquina.

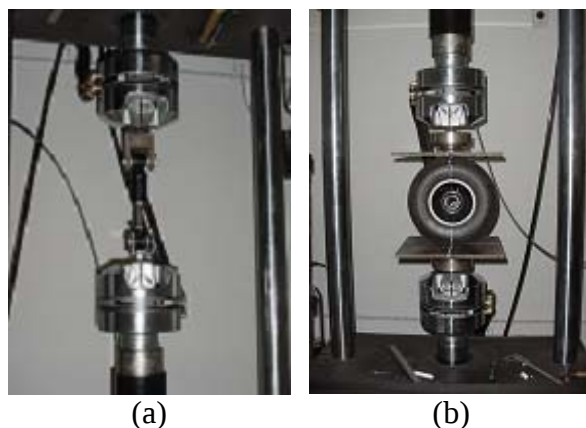


Figura 4: Determinação Experimental dos parâmetros de rigidez: (a) Mola e (b) Pneu.

Como pode ser observado na Figura 4 (b), o procedimento para o ensaio realizado com o pneu foi semelhante ao empregado no ensaio da mola. Os parâmetros dos ensaios para cada componente são mostrados na Tabela 1.

Tabela 1: Parâmetros de Ensaio

Componente	Número de ensaios	Deslocamento Aplicado [m]
Mola	5	0.015
Pneu [0.31 Mpa]	3	0.010
Pneu [0.25 Mpa]	3	0.010

Os resultados dos ensaios foram fornecidos em arquivos de dados contendo os valores de força e deslocamento entre os terminais. Estes parâmetros permitiram a reprodução das curvas características de rigidez dos componentes testados, mostradas nas figuras 5 (a) e 5(b).

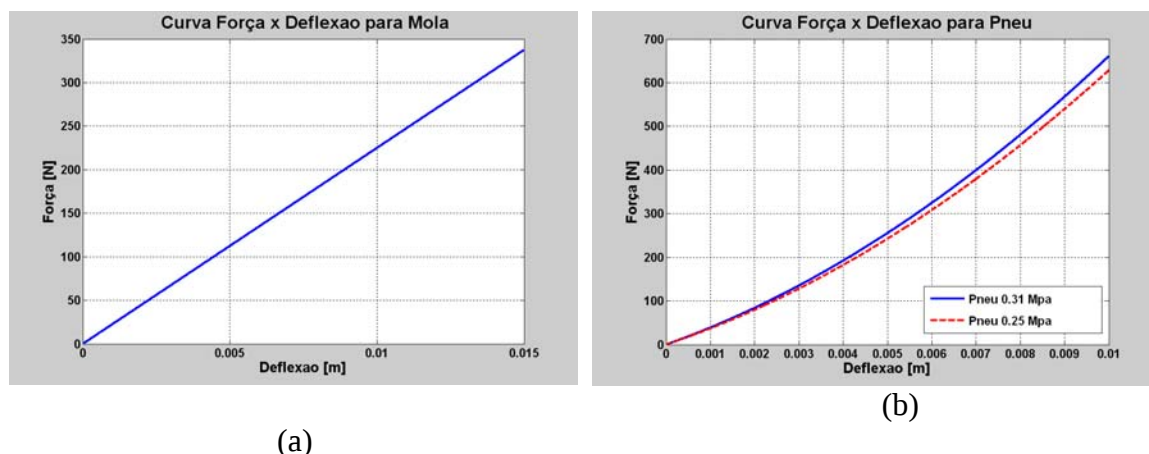


Figura 5: Curva Força x Deflexão: (a) mola e (b) pneu em diferentes pressões (0.25 e 0.31 Mpa).

A figura 5(a) mostra um comportamento linear dentro da faixa do ensaio. O coeficiente angular

desta reta fornece um valor de 22730 N/m para a constante de rigidez da mola. A figura 5(b) mostra as curvas não lineares de rigidez radial para o pneu na faixa de deflexão experimentada.

4.2. Ensaios Experimentais para Validação do Modelo Computacional

Para a validação do modelo computacional foram realizados ensaios experimentais com o protótipo. Tais ensaios consistiram em submeter o protótipo a diferentes condições de operação variando-se os parâmetros físicos como pressão do pneu e força de amortecimento. As condições de excitação também foram variadas através da alteração da velocidade de passagem sobre o obstáculo bem como o seu próprio perfil. Os perfis de obstáculo utilizados podem ser vistos na Figura 6.

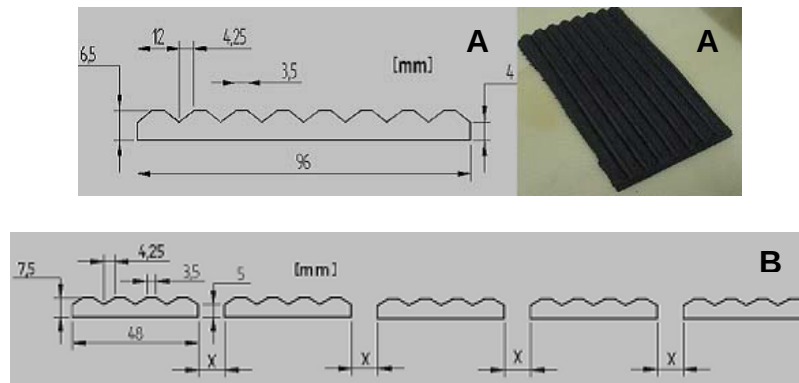


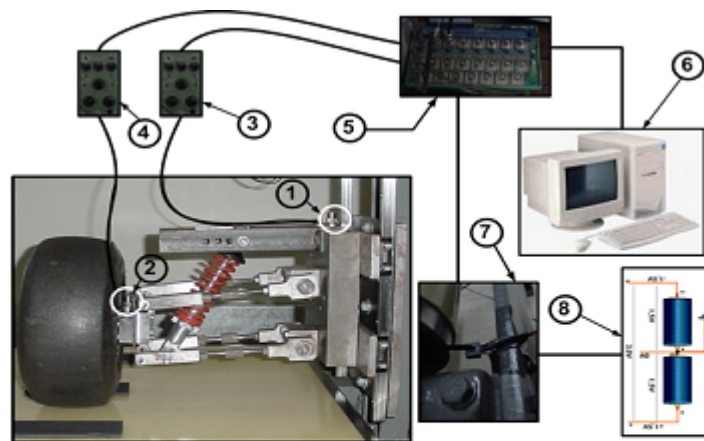
Figura 6: Perfil dos obstáculos utilizados: (A) obstáculo único e (B) série de 5 obstáculos.

A tabela 2 apresenta as condições segundo as quais o protótipo foi testado.

Tabela 2: Ensaios Experimentais

N° do Ensaio	Velocidade de Passagem [m/s]	Ângulo de Montagem Amortecedor [°]	Pressão do Pneu [Mpa]	Perfil do Obstáculo	
1	1,95	26	0.31	A	
2	2,86				
3	3,79				
4	1,97			B (x = 0.10 m)	
5	1,92			B (x = 0.15 m)	
6	1,99			B (x = 0.20 m)	
7	2,03	16	0.31	A	
8	2,06	10			
9	1,92	26	0.25	A	
10	2,90				
11	3,87				
14	2,01			B (x = 0.10 m)	
15	2,01			B (x = 0.15 m)	
16	2,01			B (x = 0.20 m)	
12	2,03			16	A
13	1,97			10	

O protótipo e a bancada foram instrumentados com o objetivo de adquirir os seguintes dados: sinal de vibração das massas suspensa e não suspensa e velocidade de passagem do protótipo. A instrumentação utilizada pode ser vista na figura 7 e consiste em acelerômetros piezelétricos, condicionadores de sinal, placa de aquisição de dados e microcomputador. A velocidade de passagem do protótipo pelos obstáculos foi medida indiretamente através de um sensor foto elétrico preso ao cilindro motor.



- 1 – Acelerômetro utilizado para mensurar as respostas da massa suspensa;
 2 – Acelerômetro utilizado para mensurar as respostas da massa não suspensa;
 3 – Condicionador de Sinal para o acelerômetro 1;
 4 – Condicionador de Sinal para o acelerômetro 2;
 5 – Painel de conectores;
 6 – Microcomputador;
 7 – Sensor para mensurar a velocidade de rotação do cilindro movido;
 8 – Fonte de alimentação do sensor de rotação;
 9 – Obstáculo para excitação dos movimentos verticais.

Figura 7: Esquema de Montagem da Instrumentação Utilizada.

5. RESULTADOS E CONCLUSÕES

Ao comparar os resultados dos ensaios experimentais com os das simulações computacionais, foi verificado uma pequena discrepância entre os valores. Esta diferença é mostrada na figura 8, considerando os resultados para o ensaio 01.

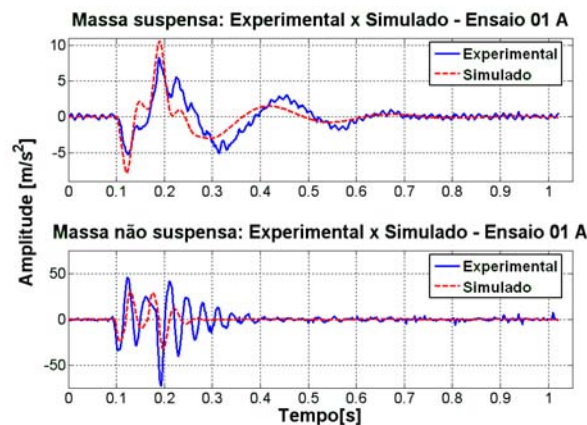


Figura 8: Experimental x Simulado - Ensaio 01.

Com base no que foi observado na figura 8 e nos resultados obtidos para os outros ensaios, foi necessária a realização de um ajuste do modelo computacional. Este ajuste foi feito por meio de um processo de otimização visando minimizar o erro relativo entre as curvas experimental e a curva obtida via simulação numérica. Para isto foi utilizada a seguinte função objetivo:

$$FO = \sum ((mse - mss)^2) + \sum ((mnse - mnss)^2) \quad (1)$$

Sendo:

- mse – sinal de vibração da massa suspensa obtido experimentalmente;
- mss – sinal de vibração da massa suspensa obtido numericamente;
- mnse – sinal de vibração da massa não suspensa obtido experimentalmente;
- mnss – sinal de vibração da massa não suspensa obtido numericamente.

As variáveis de projeto escolhidas foram, a rigidez vertical do pneu e o coeficiente de amortecimento do conjunto mola/amortecedor. Não foi utilizada nenhuma função de restrição, ficando somente as variáveis de projeto restritas em uma faixa de valores abrangendo $\pm 50\%$ do seu valor inicial. Dentre os otimizadores disponíveis no software de simulação foi escolhido e utilizado o DOT1, cujo algoritmo de otimização é o Broydon-Fletcher-Goldfarb-Shanno (BFGS). A otimização foi efetuada em 9 iterações e proporcionou uma redução de 77,1% no valor da função objetivo. As figuras 9 (a) e 9 (b) a seguir ilustram alguns dos resultados experimentais obtidos comparados com as respectivas simulações feitas como o modelo computacional ajustado.

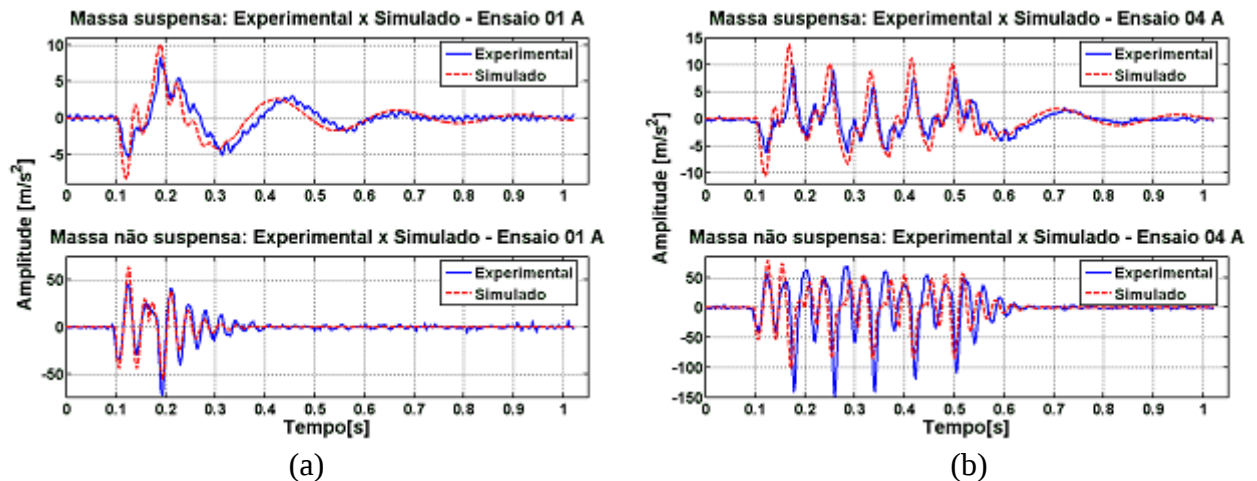


Figura 9: Experimental x Simulação (modelo ajustado) – (a) Ensaio 01 e (b) Ensaio 04.

O resultado do ajuste também foi comprovado no domínio da frequência. A Figura 10(a) e 10(b) mostram as respostas obtidas experimentalmente e através de simulação para os ensaios 01 e 04 respectivamente, no domínio da frequência.

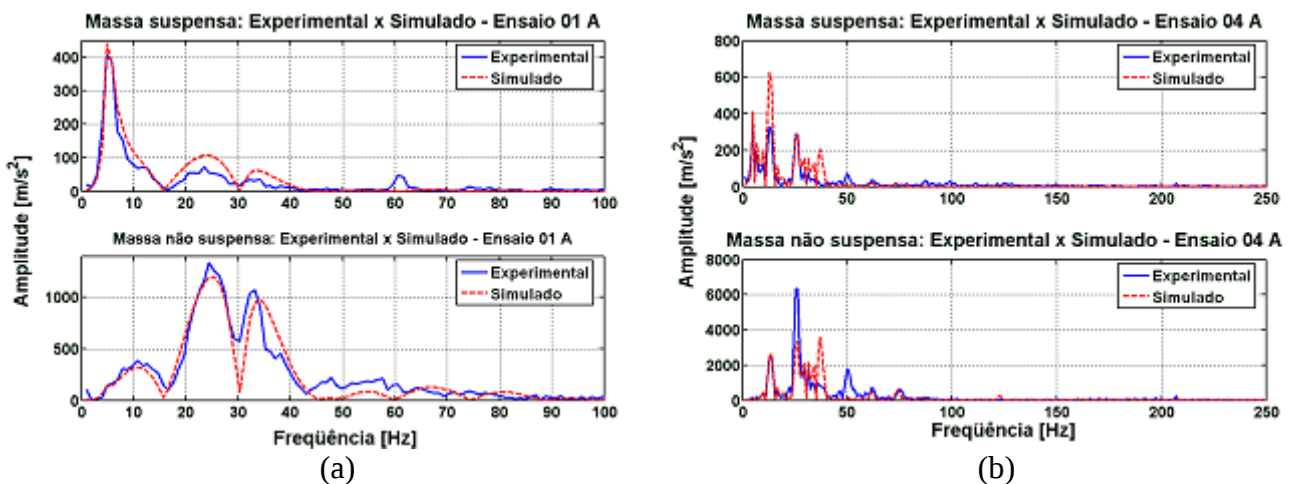


Figura 10: Experimental x Simulação (modelo ajustado) – (a) Ensaio 01 e (b) Ensaio 04.

Também foi realizado outro ajuste de modelo para reprodução dos ensaios de 9 a 16, uma vez que nestes ensaios o pneu do protótipo foi utilizado com pressão inferior à usada nos ensaios de 1 a 8. Este outro ajuste utilizou a mesma estratégia de otimização empregada na situação anterior, porém considerando como variável de projeto apenas a rigidez vertical do pneu, uma vez que o valor ótimo de amortecimento da suspensão já havia sido encontrado. Novamente foi utilizado otimizador DOT1. A otimização foi efetuada em 4 iterações e proporcionou uma redução de 43,6% no valor da função objetivo. Na figura 11(a) e 11(b) é possível observar um dos resultados no domínio do tempo e da frequência respectivamente, para o modelo ajustado nesta situação.

Com base nos resultados obtidos pode-se chegar às seguintes conclusões:

- A metodologia de modelagem se mostrou eficaz uma vez que o modelo computacional ajustado conseguiu representar o sistema real de maneira satisfatória tanto qualitativamente quanto quantitativamente;

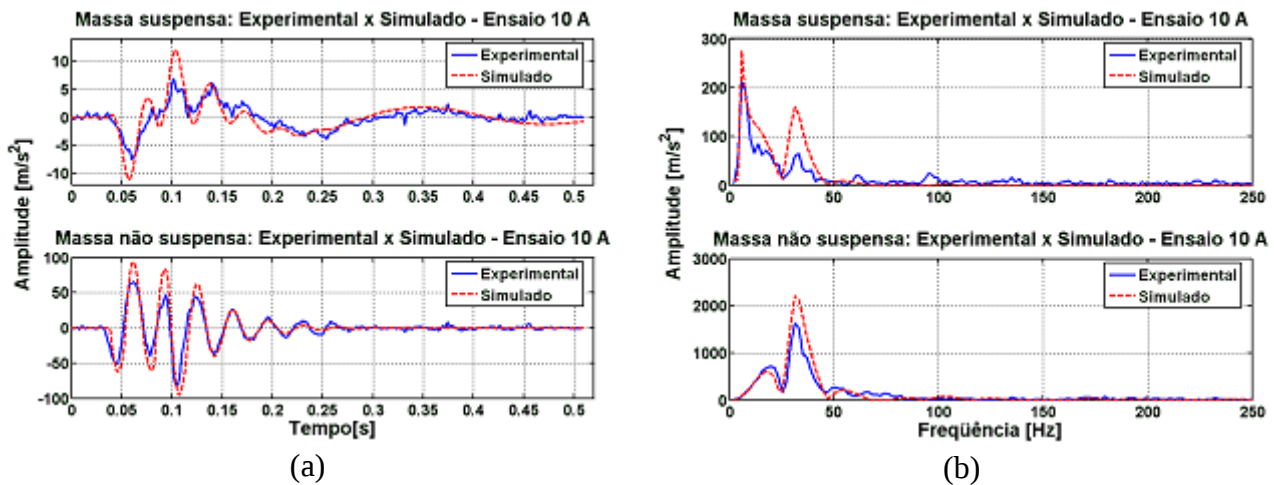


Figura 11: Experimental x Simulação (modelo ajustado): domínios (a) do tempo e (b) da frequência.

- O modelo computacional pode ser considerado robusto. O modelo foi ajustado considerando-se os resultados experimentais dos ensaios 01 e 09, nos quais o pneu estava calibrado com pressões de enchimento de 0.31 Mpa e 0.25 Mpa, respectivamente. Com o modelo ajustado para estas duas situações, verificou-se que com os valores das variáveis de projeto encontradas foi possível não só reproduzir os ensaios 01 e 09, como também os demais ensaios, nos quais o protótipo foi submetido a diferentes condições de força de amortecimento da suspensão ou de excitação;
- Foi verificado que em grande parte de ensaios ocorreu uma diferença entre as amplitudes dos sinais experimentais e os dados calculados numericamente. Foi observado que os sinais obtidos via simulação apresentaram amplitudes ligeiramente superiores aos obtidos experimentalmente. Esta diferença pode ser atribuída a folgas existente entre os componentes do protótipo, ou ainda às forças de atrito presentes nos mancais de rolamento que trabalham como buchas das balanças e principalmente nas guias lineares que restringem o movimento da massa não suspensa. Outro fator que contribuiu para esta discrepância é a diferença de comportamento entre o amortecedor do sistema real e o amortecedor do modelo computacional. No modelo computacional o amortecedor foi modelado como sendo do tipo viscoso, enquanto que o real tem uma importante componente de atrito. Isto pode ser comprovado ao se verificar por meio de um ajuste dos pontos das amplitudes no domínio do tempo, que o decremento destas no modelo computacional acontece de forma exponencial de acordo com o proposto pela teoria sobre amortecedores viscosos, enquanto que para o modelo real isto não é verificado. Isto pode ser observado na figura 12.

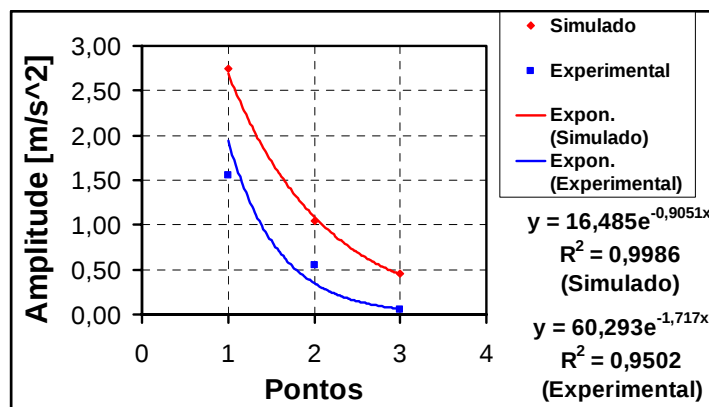


Figura 12: Verificação do comportamento do amortecedor no ensaio experimental 07 e simulação.

Como sugestão para trabalhos futuros, pretende-se:

- Explorar outros recursos do protótipo, tais como: ajuste de camber, variação do comprimento dos braços da suspensão e do ângulo de convergência do conjunto roda pneu;
- Construção de um conjunto mola/amortecedor específico para o protótipo que possibilite a variação de seu coeficiente de amortecimento e a implementação de dispositivos de controle ativos ou semi-ativos;
- Construção de um sistema de direção para o protótipo.

6. REFERÊNCIAS

Adams, H., 1993, "Chassis Engineering", Hp Books, USA.

Blundell, M. e Harty, D., 2004, "Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics", SAE International

EXPERIMENTAL TESTS FOR A QUARTER CAR PROTOTYPE COMPUTATIONAL MODEL VALIDATION

Jean Carlos Campos Rezende

Federal University of Uberlândia - Av. João Naves de Ávila, 2160
jccrezende@mecanica.ufu.br

José Antônio Ferreira Borges

Federal University of Uberlândia
zeborges@mecanica.ufu.br

Abstract: *During many years the automotive industry used only experimental techniques to develop its products. However, in the last decades technological advances of computers and the development of sophisticated simulation software provided considerable time and cost reduction associated with the development of new vehicles. From this new point of view, experimental tests are not eliminated instead they are necessary for component parameters finding for model simulation and validation. The use of simulation software helps the engineer in project solution finding as well as its evaluation under different conditions. However, the model must represent the real system behavior within the highest accuracy possible for the computational tools can work efficiently. To do that, experimental tests with a prototype must be accomplished and the results compared with the simulation. In this work the experimental validation of a short long arm suspension model will be accomplished with a real prototype. The reduced scale prototype was built and experimental tests were conducted for different suspension parameter adjustments. The simulation was accomplished by means of multi-body model using the commercial software ADAMS®. The simulation results showed that the computational model could represent the prototype behavior adequately.*

Keywords: *multibody, experimental tests, simulation, and validation*