



ESTUDO DE UMA SUSPENSÃO AUTOMOTIVA USANDO A TÉCNICA DOS MULTICORPOS E SUA IMPLEMENTAÇÃO EM BANCADA DE LABORATÓRIO

Jean Carlos Campos Rezende

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

José Antônio Ferreira Borges

Universidade Federal de Uberlândia - Av. João Naves de Ávila, 2160
zeborges@mecanica.ufu.br

Resumo: *Por muitos anos a indústria automobilística utilizou intensivamente as técnicas experimentais para desenvolver seus produtos. Porém, na última década 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 os procedimentos realizados para o desenvolvimento de uma bancada de laboratório destinada ao estudo do comportamento dinâmico de veículos utilizando modelos em escala reduzida. Para a realização dos primeiros estudos utilizando a bancada, foi construído um protótipo em escala reduzida de uma suspensão duplo triângulo (SLA). Este trabalho descreve o funcionamento da bancada, as características do protótipo, os ensaios experimentais para determinação dos parâmetros de rigidez dos componentes elásticos da suspensão (mola e pneu) e os procedimentos de implementação de um modelo computacional deste sistema, utilizando ferramentas CAD e CAE. Também são mostrados alguns resultados de simulações preliminares para a avaliação qualitativa do modelo.*

Palavras-chave: *suspensão, multi corpos, simulação, ensaios experimentais.*

1. INTRODUÇÃO

Por muitos anos a indústria automobilística utilizou intensivamente as técnicas experimentais para desenvolver seus produtos. Entretanto, atualmente esta abordagem experimental vem dividindo a tarefa de desenvolvimento com as técnicas numéricas e computacionais. Contribuíram para isto os grandes avanços tecnológicos de hardware e o acelerado desenvolvimento das ferramentas de software tais como os programas de CAD (Computer Aided Design) e CAE (Computer Aided Engineering), proporcionando à indústria automobilística uma maior dinâmica no desenvolvimento de seus projetos. Desde os primeiros anos de sua história e até cerca de três décadas atrás a indústria automobilística tinha como metodologia básica para o desenvolvimento de um veículo a construção e utilização de vários protótipos. Estes protótipos eram submetidos a uma elevada quantidade de testes com a finalidade de avaliar sistemas e subsistemas do veículo até que se chegasse a uma

configuração final satisfatória. A construção dos protótipos e a realização de vários ensaios experimentais para a avaliação dos mesmos demandavam elevados recursos financeiros e longos períodos de tempo. Com o surgimento das modernas ferramentas computacionais de simulação, como por exemplo os programas de multi corpos e elementos finitos, a indústria automobilística conseguiu reduzir consideravelmente o tempo de desenvolvimento e os recursos financeiros empregados em um novo projeto. Utilizando estes programas é possível a elaboração de modelos matemático computacionais sofisticados que permitem executar rapidamente quaisquer modificações de projeto e simular os veículos em diversas condições de operação.

Mesmo com todas as vantagens oferecidas por estas ferramentas de CAE, elas não eliminaram do processo de desenvolvimento de veículos o trabalho experimental. Por mais bem elaborado que seja o modelo computacional de um veículo, este não é capaz de representar alguns aspectos particulares do sistema real tais como as folgas, imperfeições nos materiais e defeitos de fabricação dos componentes mecânicos. Desta forma, a construção e teste de protótipos continua sendo indispensável, porém em uma quantidade consideravelmente reduzida quando comparado à metodologia de desenvolvimento empregada no passado. Um protótipo viabiliza a complementação e validação das informações obtidas do modelo computacional de simulação e agrega maior confiabilidade ao resultado das análises.

Como a etapa de construção de protótipos é inevitável, um recurso empregado pelos fabricantes de automóveis para baixar os seus custos é a utilização de modelos em escala reduzida. Um protótipo em escala reduzida requer uma estrutura de testes menos dispendiosa que aquela necessária aos testes com um modelo em escala real.

Dentro deste contexto, este trabalho aborda os procedimentos efetuados no projeto, construção e avaliação de um protótipo em escala reduzida para representar um modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo equipado com um sistema de suspensão tipo duplo triângulo (SLA) adequado à realização de estudos em bancada de laboratório. Além disto, foi construído um modelo computacional usando a técnica dos multicorpos tentando representar com maior fidelidade possível o comportamento cinemático e dinâmico deste sistema.

O protótipo construído dará suporte a projetos de pesquisa relacionados ao controle de suspensões automotivas podendo ser empregado como aparato experimental para o desenvolvimento e testes de dispositivos de controle ativos ou semi-ativos. Além disto, o protótipo também poderá ser utilizado em ensaios experimentais para investigar a influência de parâmetros geométricos ou físicos de um sistema de suspensão sobre o comportamento cinemático e dinâmico do modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo.

2. DESCRIÇÃO DA BANCADA

O estudo do protótipo de $\frac{1}{4}$ de veículo será realizado na bancada de laboratório mostrada na Figura 1 (a) e (b) abaixo.

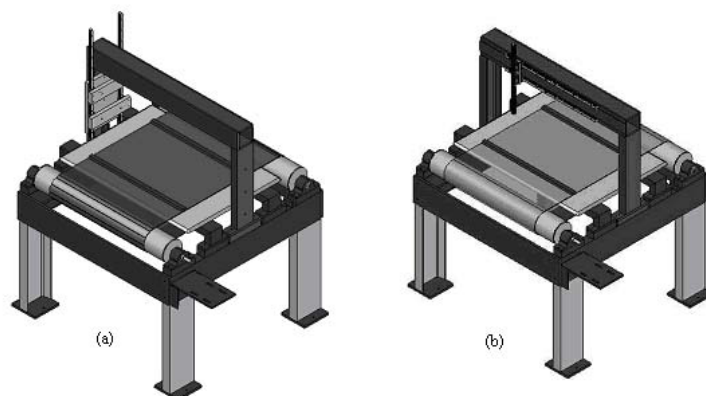


Figura 1: Bancada de Laboratório em suas duas configurações possíveis.

A bancada é acionada por um motor elétrico de indução trifásico com as seguintes características: potência de 1,5 KW e rotação máxima de 356 rad/s (3400 rpm). Este motor faz girar uma polia de diâmetro de 60 mm, e esta transmite o seu movimento por meio de uma correia a outra polia maior com diâmetro de 120 mm. A polia maior é montada na ponta de eixo de um dos cilindros da bancada, que se encontra montado sobre mancais de rolamento. Como pode ser observado na figura 1, o movimento deste cilindro é transmitido ao outro cilindro por meio de uma correia plana cujas dimensões são: largura 800 mm, comprimento 1974 mm e 2,80 mm de espessura. A função da correia, além de transmitir o movimento de um cilindro ao outro, é desempenhar o papel de pista para o protótipo, uma vez que ela se movimenta e o protótipo permanece estacionário em função de sua montagem sobre guias lineares que restringem o sistema a executar apenas os movimentos verticais da suspensão. Esta condição é obtida com a bancada na configuração da Figura 1 (a). Existe ainda a possibilidade de se montar duas guias lineares horizontalmente combinadas com uma guia vertical e montar um protótipo de veículo completo em escala reduzida. Nesta configuração, a montagem permite analisar os movimentos vertical e lateral do protótipo. Esta configuração é mostrada na Figura 1 (b).

Para o controle da velocidade da correia plana, que corresponde à velocidade linear do pneu no ponto de contato deste com o solo, é utilizado um inversor que permite selecionar uma rotação específica para o motor.

O protótipo da suspensão é excitado verticalmente por obstáculos construídos a partir de tiras de borracha com perfil senoidal ou aleatório. Quando a roda do protótipo passar sobre estes obstáculos fixados no lado tencionado da correia surgirá dois movimentos distintos, o movimento vertical da massa suspensa e o movimento da roda, caracterizando-se então o sistema como tendo 2 graus de liberdade.

3. PROJETO DO PROTÓTIPO E AJUSTES POSSÍVEIS

A principal prioridade de projeto para a definição do protótipo da suspensão foi a flexibilidade da geometria do sistema visando representar diferentes configurações reais e com isto possibilitar uma maior amplitude aos estudos possíveis. Para atender a este requisito foi escolhido dentre os vários sistemas de suspensão existentes o sistema tipo duplo triângulo (SLA).

Definido o sistema de suspensão o próximo passo foi definir os mecanismos que permitissem, quando possível, a variação de um parâmetro geométrico ou físico do sistema de suspensão de forma independente em relação a outros parâmetros quaisquer. A etapa seguinte foi o dimensionamento das peças, realizado com base nas dimensões dos componentes da suspensão de um veículo real e as dimensões do pneu escolhido para o protótipo. Tendo em mãos estas duas informações foi definido um fator de escala que permitisse ao protótipo ocupar o maior volume possível no espaço disponível para sua montagem na bancada.



Figura 2: Protótipo montado na Bancada de Laboratório.

O pneu escolhido foi aquele usado em Karts de competição em função de seu tamanho reduzido e da sua similaridade com os pneus de um veículo real. O protótipo construído e montado na bancada pode ser visto na figura 2.

Em sua montagem final, os elementos da suspensão do protótipo divergiram um pouco da escala inicialmente adotada em virtude de modificações que se tornaram necessárias para garantir suas características de flexibilidade para representar diferentes configurações.

Um dos principais problemas enfrentados após a definição das dimensões definitivas do protótipo foi escolher um amortecedor que se ajustasse ao sistema. Dentre os existentes comercialmente, a solução mais simples e economicamente viável encontrada foi utilizar um amortecedor de automóvel convencional “customizado”, ou seja, um amortecedor com suas dimensões principais modificadas. Como o amortecedor utilizado não possui um suporte para mola, foi projetado e construído um aparato que permitisse a montagem da mola sobreposta à haste do amortecedor.

Um dos parâmetros que podem ser ajustados no protótipo é sua massa suspensa constituída por todos os elementos sustentados pela mola da suspensão. A massa suspensa pode ser modificada fixando-se blocos metálicos de massa conhecida à massa suspensa do protótipo. Fazendo isto são alteradas as frequências naturais do sistema. A força de amortecimento do sistema também pode ser modificada alterando-se o ângulo de montagem do conjunto mola/amortecedor com relação à vertical.

Com relação à geometria do sistema podem ser ajustados alguns parâmetros como o comprimento dos braços de controle que afetam características de cambagem e convergência da roda. O mecanismo de ajuste do comprimento dos braços permite a variação de seu comprimento em até 20 mm. É possível também a mudança da configuração SLA (que utiliza braços de controle de comprimentos diferentes) para a configuração Double Wishbones onde os braços de controle possuem comprimentos iguais. Outro ajuste que pode ser realizado com os braços de controle é a mudança do plano em que são montados. Estes podem ser montados com os braços superiores e inferiores paralelos, ou inclinados entre si.

No cubo da roda do protótipo é possível inserir pequenas cunhas metálicas para o ajuste da cambagem e da convergência / divergência sem contudo alterar o comprimento dos braços de controle.

Maiores informações a respeito do dimensionamento dos componentes podem ser encontradas em Rezende (2003).

4. DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DE RIGIDEZ

Ensaio experimentais foram realizados para caracterizar os componentes flexíveis do modelo, ou seja, mola e pneu. A determinação das curvas de rigidez para estes dois componentes foi feita utilizando a máquina de ensaios MTS (Material Test System) do Laboratório de Projetos Mecânicos da Universidade Federal de Uberlândia. Os componentes a serem avaliados foram inseridos entre os terminais da máquina, e por meio de um sistema hidráulico foram aplicados deslocamentos controlados e medidos os esforços resultantes pela célula de carga da máquina. A figura ilustra os ensaios para mola e pneu.



Figura 3: Ensaio experimentais para determinação dos parâmetros de rigidez para pneu e mola.

Os parâmetros dos ensaios para cada componente são mostrados na Tabela 1.

Tabela 1: Parâmetros de Ensaio

Componente	Nº de ensaios	Deslocamento Aplicado [mm]
Pneu (calibração 0,31 MPa)	3	10
Mola	5	15

Como resultado dos ensaios é fornecido um arquivo de dados contendo os valores de força e deslocamento entre os terminais. Estes parâmetros permitem então reproduzir as curvas características de rigidez dos componentes, que serão inseridas no modelo computacional do protótipo. As figura 4 e 5 mostram estas curvas.

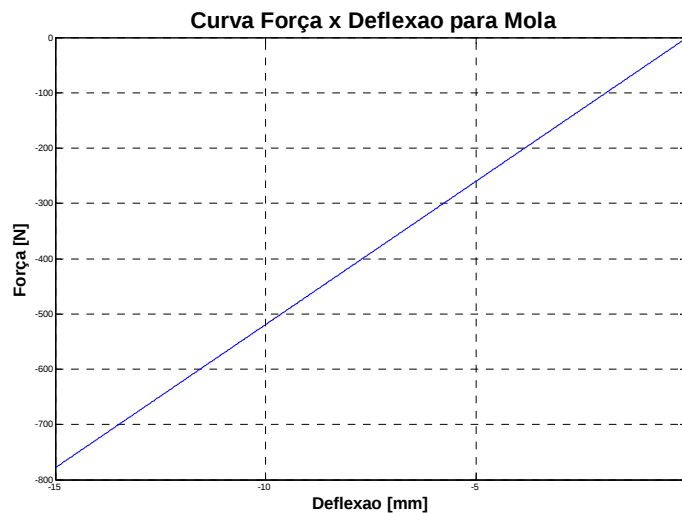


Figura 4: Curva Força x Deflexão para a mola.

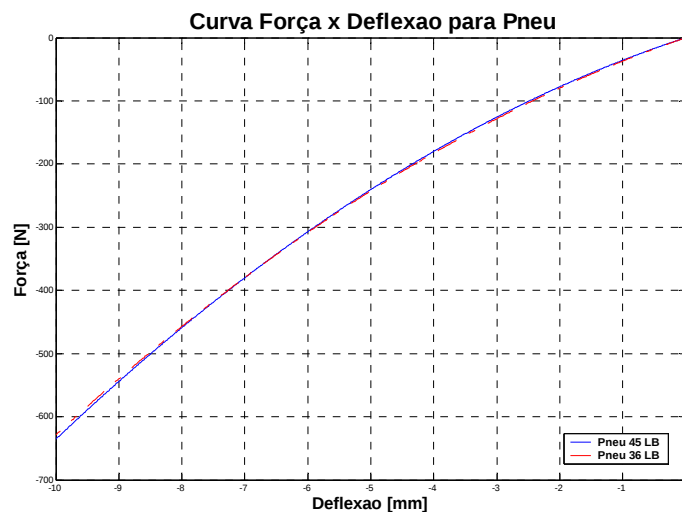


Figura 5: Curva Força x Deflexão para o pneu em diferentes calibrações (36 e 45 libras [lb]).

Observando a curva força x deslocamento para a mola na figura 4, percebe-se que esta apresenta um comportamento linear dentro da faixa do ensaio. Desta forma foi obtido um valor de 51800 N/m para a constante de rigidez da mola, que corresponde ao valor do coeficiente angular da curva força x deflexão. Já observando a figura 5, que mostra as curvas de rigidez radial para o pneu, nota-se um comportamento não linear na faixa de deflexão experimentada.

6. MODELO COMPUTACIONAL

Buscando representar com a maior fidelidade possível o protótipo de suspensão automotiva projetado, foi elaborado um modelo computacional utilizando ferramentas de CAD e CAE.

Todas as etapas desta modelagem são descritas nos tópicos a seguir.

a) Criação da Geometria dos Componentes em ambiente CAD

A geometria de um modelo tem como funções representar graficamente o objeto modelado e servir de referência para adição de restrições cinemáticas e forças (Leal, 2002). Assim o primeiro passo na criação do modelo foi a construção da geometria dos corpos rígidos que constituem o protótipo da suspensão duplo triângulo. O desenho tridimensional de cada corpo rígido foi gerado em ambiente CAD utilizando-se o software Solid Edge V12. A partir destes desenhos tridimensionais também foram gerados os desenhos para a fabricação de cada componente. Utilizando este mesmo modelador foi obtido um desenho de conjunto no qual todos os componentes individuais foram integrados para gerar a configuração de projeto escolhida para o protótipo da suspensão.

Também em ambiente CAD foi elaborado um desenho tridimensional da bancada, que constitui uma parte do modelo computacional conhecida como ground (parte fixa). O modelo CAD tridimensional do protótipo montado na bancada pode ser visto na figura 6.

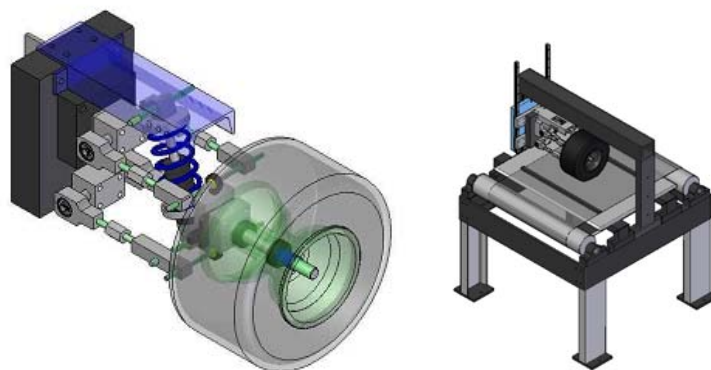


Figura 6: Modelo CAD tridimensional do protótipo e protótipo montado na bancada.

Feita toda a modelagem da geometria do protótipo em ambiente CAD, esta geometria foi exportada para ambiente CAE, mais precisamente para o programa para análise de multicorpos ADAMS® (Automatic Dynamic Analysis for MultiBody System) onde foram realizadas as demais etapas de modelagem. Para a realização da transferência da geometria do ambiente CAD para o ambiente CAE 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 ao serem importados pelo software ADAMS® reconstroem a geometria do modelo CAD em formato wireframe (Leal, 2002).

b) Determinação e Incorporação das Propriedades de Massa e Inércia ao Modelo

Ainda dentro do ambiente CAD foi realizada a avaliação das propriedades de massa e inércia para cada componente. O cálculo destas propriedades foi executado automaticamente pelo software de CAD, sendo fornecido apenas como parâmetro de entrada o valor da densidade do material do componente. A tabela a seguir lista as propriedades calculadas para cada componente do modelo na configuração Double Wishbones.

Tabela 2: Parâmetros de Massa e Inércia para as partes do Modelo.

Componente	Massa [Kg]	Posição do Centro de Gravidade [mm]	Orientação dos Eixos Principais de Inércia			Momentos Principais de Inércia [Kg * mm ²]		
			I1	I2	I3	I1	I2	I3
Massa Suspensa	19,48	x = -80,24	0,97	-0,01	-0,22	170632,37	118267,04	115138,67
		y = 415,03	0,00	1,00	-0,04			
		z = 951,94	0,22	0,04	0,97			
Suporte inferior do amortecedor	0,092	x = -283,41	0,00	1,00	0,00	209,92	209,92	1,05
		y = 415,10	0,00	0,00	1,00			
		z = 868,48	1,00	0,00	0,00			
Suporte superior do amortecedor	0,058	x = -206,57	0,00	1,00	0,00	52,76	52,76	0,66
		y = 415,10	0,00	0,00	1,00			
		z = 1028,00	1,00	0,00	0,00			
Braço Inferior 1	0,491	x = -209,84	0,00	0,00	1,00	2454,75	2442,32	37,31
		y = 469,07	1,00	0,00	0,00			
		z = 868,37	0,00	1,00	0,00			
Braço Inferior 2	0,491	x = -209,84	0,00	0,00	1,00	2454,75	2442,32	37,31
		y = 361,13	1,00	0,00	0,00			
		z = 868,37	0,00	1,00	0,00			
Braço Superior 1	0,491	x = -209,84	0,00	0,00	1,00	2454,75	2442,32	37,31
		y = 469,07	1,00	0,00	0,00			
		z = 964,37	0,00	1,00	0,00			
Braço Superior 2	0,491	x = -209,84	0,00	0,00	1,00	2454,75	2442,32	37,31
		y = 361,13	1,00	0,00	0,00			
		z = 964,37	0,00	1,00	0,00			
Barra Inferior do Cubo de Roda	0,026	x = -318,41	1,00	0,00	0,00	49,39	49,39	0,09
		y = 415,10	0,00	0,00	-1,00			
		z = 868,48	0,00	1,00	0,00			
Barra Superior do Cubo de Roda	0,026	x = -318,41	1,00	0,00	0,00	49,39	49,39	0,09
		y = 415,10	0,00	0,00	-1,00			
		z = 964,48	0,00	1,00	0,00			
Cubo	1,292	x = -358,27	0,00	-0,01	1,00	2887,35	2865,65	412,83
		y = 415,10	1,00	0,00	0,00			
		z = 917,06	0,00	1,00	0,01			
Roda	0,603	x = -423,64	0,00	0,00	-1,00	1691,80	1691,80	1289,68
		y = 415,10	0,00	1,00	0,00			
		z = 916,48	1,00	0,00	0,00			
Pneu	0,942	x = -427,73	1,00	0,00	0,00	12934,98	8579,64	8579,64
		y = 415,10	0,00	0,00	1,00			
		z = 916,48	0,00	1,00	0,00			

A partir destas informações, o próximo passo foi atribuir a cada parte do modelo, dentro do ambiente CAE, suas respectivas propriedades.

c) Adição de Vínculos Cinemáticos entre as Partes do Modelo

Uma vez definida a geometria dos componentes e incorporado a esta geometria suas propriedades de massa e inércia, o procedimento seguinte na modelagem foi estabelecer as conexões entre os corpos rígidos que constituem o sistema. A conexão entre os componentes foi feita por meio de restrições cinemáticas tais como juntas de translação e revolução, que estabelecem os movimentos relativos permitidos entre os componentes interconectados.

d) Modelagem de Mola, Amortecedor e Pneu

Como a mola utilizada 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. Desta forma, a força F_s da mola pode ser definida pela seguinte equação:

$$F_s = K(DM(I,J) - L) \quad (1)$$

sendo K a constante de rigidez da mola, L o comprimento livre da mola não deformada e $DM(I,J)$ posição relativa entre as extremidades I e J da mola.

A representação do amortecedor no modelo computacional é realizada fornecendo como parâmetro de entrada sua constante de amortecimento c . A força de amortecimento F_D será caracterizada pela equação:

$$F_D = -c \cdot VR(I,J) \quad (2)$$

sendo $VR(I,J)$ a velocidade relativa entre os pontos I e J de ancoragem do amortecedor.

Uma vez que a máquina de ensaios MTS não possibilita uma condição de ensaio adequada para o levantamento da curva característica do amortecedor, ou seja força $\times$ velocidade, a determinação dos parâmetros de funcionamento deste componente será feita através dos dados experimentais obtidos em ensaios com o protótipo.

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 trabalhando apenas com rigidez radial, parâmetro este medido experimentalmente.

Assim, para caracterizar a rigidez radial do pneu, deve ser inserida no modelo sua curva força $\times$ deslocamento obtida experimentalmente e mostrada anteriormente na figura 5.

e) Modelagem da Pista

Para a execução dos ensaios experimentais pretende-se excitar o protótipo fazendo-o passar sobre a pista a uma velocidade definida. As simulações de passagem do modelo por este obstáculo são realizadas mantendo-se a suspensão estacionária e o pneu apoiado sobre uma parte conhecida como “base”. A esta base é imposto um movimento de translação vertical de forma que para cada instante t da simulação a sua superfície encontra-se a uma altura especificada de acordo com o perfil do obstáculo e a velocidade de passagem.

Para a validação do modelo computacional será utilizado um obstáculo com perfil senoidal ou do tipo rampa como mostrado na figura 7.

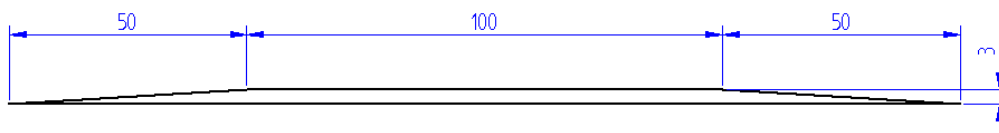


Figura 7: Perfil do obstáculo tipo rampa proposto para excitar o protótipo.

O modelo computacional finalizado pode ser visto na figura 8.

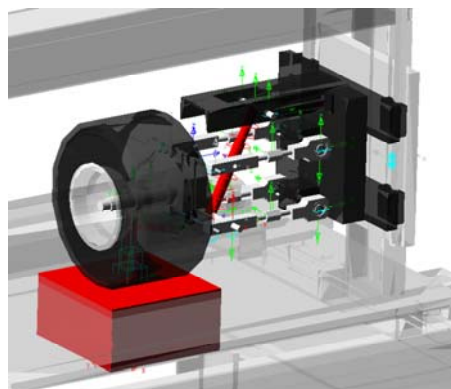


Figura 8: Modelo Computacional.

7. ESTUDO DE CASO COM O MODELO COMPUTACIONAL

Foram realizadas simulações com o objetivo de verificar a funcionalidade do modelo, ou seja, se este representa de forma qualitativa o protótipo como um sistema de 2 graus de liberdade. Outro objetivo destas simulações é levantar informações para servirem como ponto de partida na escolha das dimensões dos obstáculos usados para excitar o protótipo real na bancada.

Para estas simulações foram realizadas passagens do modelo sobre o obstáculo mostrado na figura 7 a uma velocidade de 2 m/s. Nestes ensaios virtuais o modelo foi testado sem amortecimento. A figura 9 mostra a resposta da massa suspensa do modelo representada no domínio do tempo e da frequência.

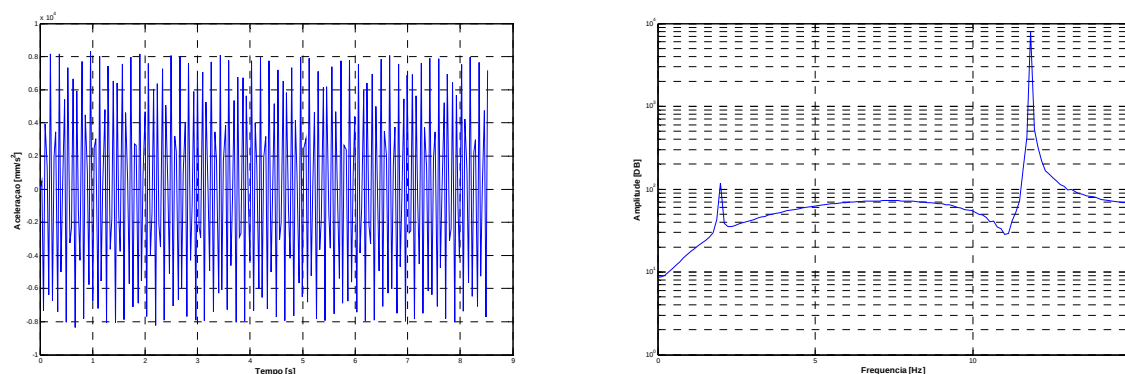


Figura 9: Respostas em aceleração da massa suspensa no domínio do tempo e da frequência.

Pode ser observado na resposta em frequência mostrada na figura 9 que as frequências naturais do sistema não amortecido estão aproximadamente em torno de 2 Hz e 11 Hz. Utilizando os recursos do software de simulação, o cálculo destas frequências forneceu precisamente os seguintes valores: 1.95 Hz e 11.76 Hz. Estas frequências representam a frequência da massa suspensa (bloco equivalente à massa de $\frac{1}{4}$ da carroceria e chassi de um veículo) e a frequência da massa não suspensa (roda, pneu, cubo e rolamentos) respectivamente.

Contudo, para poder afirmar com certeza que o modelo represente fielmente o sistema real é necessária a realização de ensaios para que os resultados experimentais obtidos possam ser confrontados com os valores calculados numericamente. A partir disto, será avaliada a necessidade de ajustar o modelo para que este possa representar o sistema real de forma mais confiável.

8. CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS

As conclusões que podem ser destacadas até o momento são de que o modelo computacional do protótipo consegue representar de forma qualitativa o sistema real. As etapas futuras prevêem a realização de ensaios experimentais e a reprodução virtual destes ensaios para validação do modelo.

O protótipo será instrumentado para aquisição dos dados que serão posteriormente comparados com aqueles obtidos através do modelo computacional.

Outro procedimento previsto é a inclusão de amortecimento ao modelo após a determinação experimental das características do componente utilizado.

Os ensaios experimentais serão realizados tão logo sejam resolvidos problemas de funcionamento da bancada, tal como garantir o alinhamento da correia durante o ensaio e o isolamento dos cabos do inversor.

9. REFERÊNCIAS

- Rezende, J.C.C., 2003, “Desenvolvimento, Projeto e Contrução de um Protótipo de Suspensão Automotiva para Bancada de Laboratório”, 13° POSMEC.
- Leal, M. F., 2002, “Otimização do Comportamento Dinâmico de Veículos Utilizando Superfícies de Resposta”, Tese de Mestrado.
- Blundell, M. e Harty, D., 2004, “Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics”, SAE International.

AUTOMOTIVE SUSPENSION STUDY USING MULTIBODIES METHODOLOGY AND ITS IMPLEMENTATION IN LABORATORY BENCHES

Jean Carlos Campos Rezende

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

José Antônio Ferreira Borges

Universidade Federal de Uberlândia - Av. João Naves de Ávila, 2160
zeborges@mecanica.ufu.br

Abstract: *During many years the automobile 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 help 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. This work approaches the procedures carried through for the development of a laboratory benches applied to the study vehicles dynamic behavior using scaled models. For the accomplishment of the first studies using benches, a prototype in reduced scale of a short long arm suspension (SLA) was built. This work describes the operation of the benches with the prototype, the experimental determination of the suspension elastic components stiffness (spring and tire) and the procedures used for computational model definition. Also some preliminary simulation results are shown.*

Keywords: *suspension, multibodies, simulation, experimental tests.*