



ANÁLISE PARAMÉTRICA DE UMA SUSPENSÃO DE UM VEÍCULO DE FÓRMULA SAE VIA ELEMENTOS FINITOS

Vinícius Resende Rocha

Suzana Moreira Ávila

viniresenderocha@gmail.com

avilas@unb.br

Universidade de Brasília – Campus Gama

Área Especial de Indústria Projeção A Brasília, 72444-240, Distrito Federal, Gama, Brasil

Resumo. *Este trabalho mostra uma análise dinâmica via elementos finitos para uma suspensão do tipo duplo A de um veículo de fórmula SAE. Analisam-se os efeitos da posição do conjunto mola-amortecedor no sistema com e sem o sistema intermediário push rod. Realizam-se simulações modal, harmônica e transiente no software Ansys Workbench 14. Desta forma, obtêm-se as seis primeiras frequências naturais de cada caso estudado e são vistos os quatro primeiros modos de vibração. Nas simulações harmônica e transiente há uma variação no valor do amortecimento longitudinal do amortecedor para observação dos efeitos respectivos a esta escolha. A carga aplicada na simulação harmônica é proveniente de uma simulação de transferências de cargas e a aplicada na transiente é uma força harmônica de mesma amplitude e frequência próxima às encontradas em pistas de competição. A partir dos resultados é então possível a melhor opção dentre os modelos estudados.*

Palavras Chave: *Suspensão, Análise Dinâmica, Elementos Finitos, Push Rod, Amortecimento.*

1 INTRODUÇÃO

A SAE (Society of Automotive Engineers) Brasil promove anualmente uma competição que leva os estudantes de engenharia ao projeto e construção de um veículo de fórmula movido a um motor de combustão ou elétrico. Nesta competição os estudantes são responsáveis por projetar, construir e validar todos os sistemas do veículo.

A suspensão tem papel importante no projeto e desempenho do veículo, sendo responsável por manter o contato dos pneus ao solo. O tipo de suspensão utilizada é a duplo A. Este tipo de suspensão possui vantagens como facilidade de construção, alocação de espaço no veículo e principalmente desempenho. O amortecedor possui uma importância bem grande quanto à dinâmica do sistema, sua força de amortecimento está diretamente ligada aos efeitos provocados pela excitação das pistas.

O veículo está constantemente sujeito a cargas dinâmicas, ou seja, variando amplitudes, sentidos e direções no tempo. Tais ações geram vibrações na estrutura e com isso podem levar danos, fadiga nos materiais e perda de desempenho (Soriano, 2014). Para então obter uma validação para este sistema é necessário então analisar o comportamento dinâmico desta estrutura. Dentro da dinâmica, as análises modal, harmônica e transiente são foco de estudo do presente trabalho.

Já é conhecido que qualquer estrutura pode entrar em ressonância, esta principalmente causada pela interação entre as propriedades inerciais e elásticas dos materiais presentes na estrutura. Então para entender melhor e controlar tal fenômeno é necessário determinar tais frequências em estruturas (Guillaume, 2012).

A análise no domínio do tempo não provê todas as informações necessárias para um entendimento aprimorado do sistema de suspensão. Para então obter outras informações é necessário então utilizar a transformada de Fourier no sinal no tempo para transportá-lo ao domínio da frequência. Tal tipo de análise se denomina análise no domínio da frequência e é constantemente utilizada em análises dinâmicas.

Já uma análise transiente permite a obtenção do sinal no tempo com a identificação de fases transientes e permanentes no mesmo. É possível também identificar a absorção de energia pela estrutura e principalmente pelo amortecedor da suspensão.

Utilizam-se amortecedores em veículos para dissipar a energia de vibração das massas suspensas e não suspensas sobre condições de ressonância. Existem e são criados muitos tipos de amortecedores para fins como o desempenho (Avinash, 2014). E definir parâmetros ótimos para o amortecedor é tarefa essencial para um bom projeto.

O método dos elementos finitos implementado em ferramentas computacionais facilita a análise de geometrias complexas como as deste trabalho. Ele utiliza da discretização da geometria em elementos ligados por nós para resolver a equação de movimento da dinâmica.

2 METODOLOGIA

Foram analisados dois modelos de suspensão: o primeiro com o conjunto mola-amortecedor diretamente ligado à bandeja inferior e o outro com o sistema *push rod* e *rocker arm*, um sistema intermediário entre a bandeja inferior e o conjunto mola-amortecedor.

Ambos os sistemas em análise foram importados do software Catia V5 ao software Ansys Workbench 14. Estes modelos de suspensão utilizados são mostrados na figura 1 com seus componentes devidamente descritos.

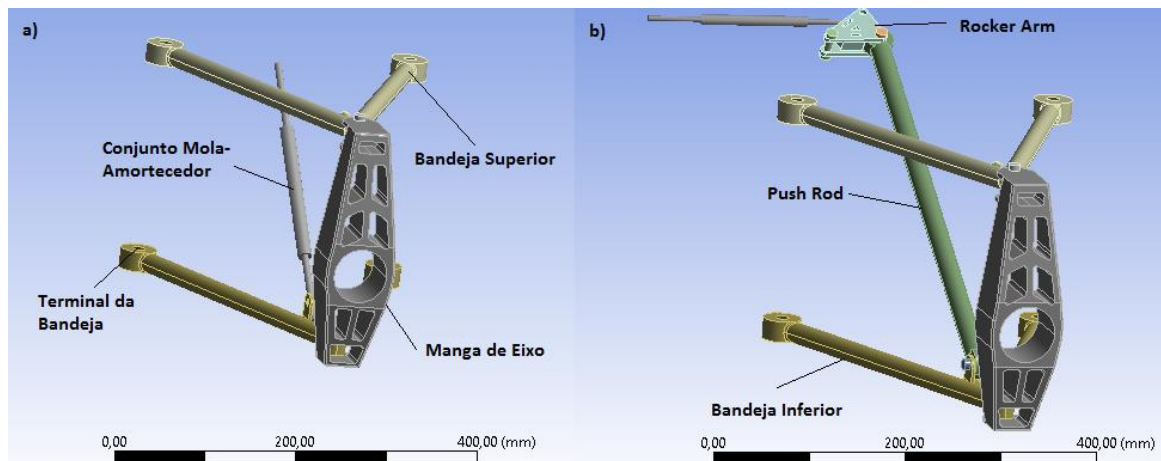


Figura 1. Modelo de suspensão em análise. a) Sem *push rod*. b) Com *push rod*.

Após a importação das geometrias ao software Ansys é então necessário aplicar uma função de mola e amortecedor disponível nesta ferramenta computacional. Define-se então a posição do conjunto em cada um dos casos, esta pode ser vista também na figura 1. Para prosseguir é necessário definir os valores padrão de rigidez longitudinal da mola e força de amortecimento do amortecedor.

Em seguida, determinam-se as relações de conexões entre cada componente da suspensão, utilizando-se em maioria as condições de contato sem atrito para que o movimento do modelo seja similar ao do sistema na realidade.

Definem-se então os suportes da suspensão como sem atrito nas cavidades esféricas presentes nos terminais das bandejas vistos na figura 1 e um suporte fixo no pino do *rocker arm* que está livre na figura 1 – b.

Através da ferramenta de análise modal são obtidas as seis primeiras frequências naturais de ambas as estruturas para comparação.

Obtêm-se a resposta em frequência para cada caso com a aplicação de uma força distribuída na manga de eixo proveniente de uma simulação de transferências de cargas com os dados do veículo em que a suspensão é utilizada. A força de amortecimento é variada para observação de seu efeito nesta análise.

Uma força harmônica de frequência similar a de pistas e com amplitude definida pelas transferências de cargas é aplicada. Assim como na análise harmônica, a força de amortecimento é variada para determinar seu efeito sob as acelerações máximas colhidas no ponto de aplicação de força na simulação transiente.

3 RESULTADOS

Através da análise modal obtêm-se as seis primeiras frequências naturais de cada estrutura, apresentadas na tabela 1.

Tabela 1. Frequências naturais das estruturas.

Análise com Push Rod		Análise sem Push Rod	
Modo	Frequência [Hz]	Modo	Frequência [Hz]
1	44,465	1	46,307
2	227,09	2	238,81
3	286,65	3	497,23
4	301,04	4	541,91
5	510,15	5	555,41
6	532,43	6	621,04

A partir da tabela 1 é possível notar que as duas primeiras frequências naturais de ambos os casos possuem valores similares. Já a partir do terceiro modo é possível ver uma nítida diferença entre os valores de frequências. O sistema sem o *push rod* se mostrou mais rígido do que o modelo com *push rod*.

Para então completar a análise modal é necessário verificar os modos de vibração associados as frequências naturais determinadas. Os valores de frequências naturais determinados são muito altos e não ocorrem em situações de operação do sistema. São mostrados os quatro primeiros modos para cada caso a título informativo. A Figura 2 mostra as formas modais para o caso do sistema com *push rod*.

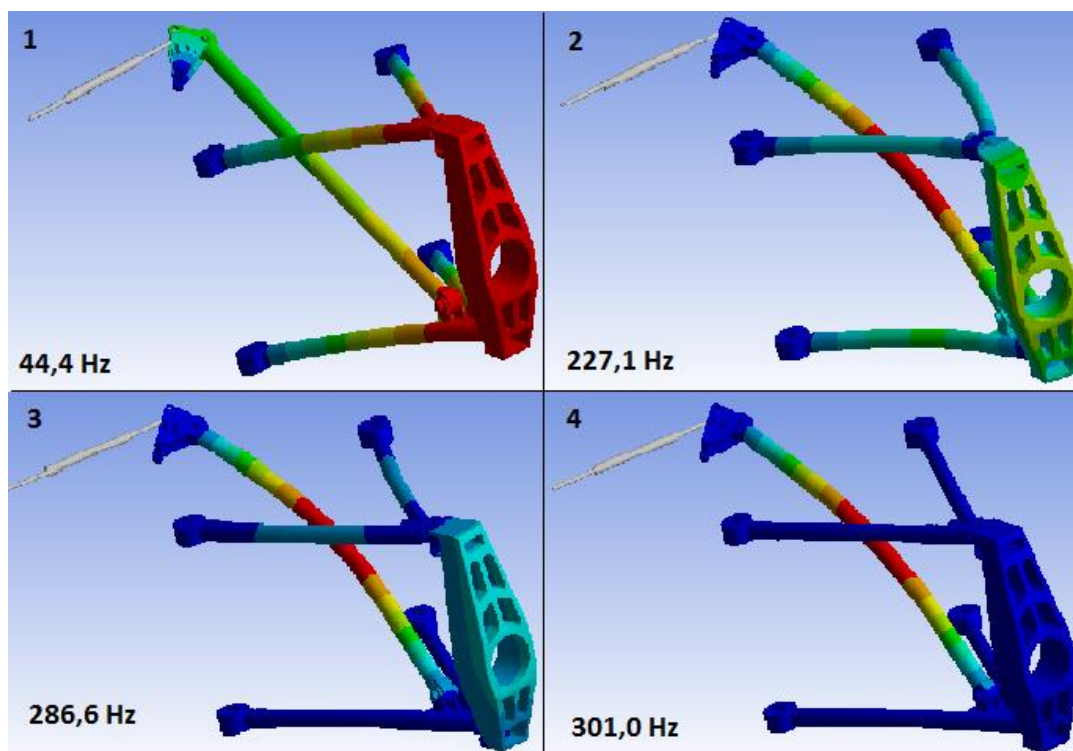


Figura 2. Modos de vibração para o sistema com *push rod*.

O software Ansys utiliza da técnica *Hotspot*, onde cores mais “quentes” como o vermelho representam as maiores amplitudes, representando deformações máximas nesta análise e cores mais “frias” como o azul para amplitudes mais baixas. A Figura 2 mostra que o primeiro modo de vibração representa o movimento natural da suspensão quando está em uso.

A Figura 3 mostra os quatro primeiros modos de vibração da estrutura sem o *push rod*.

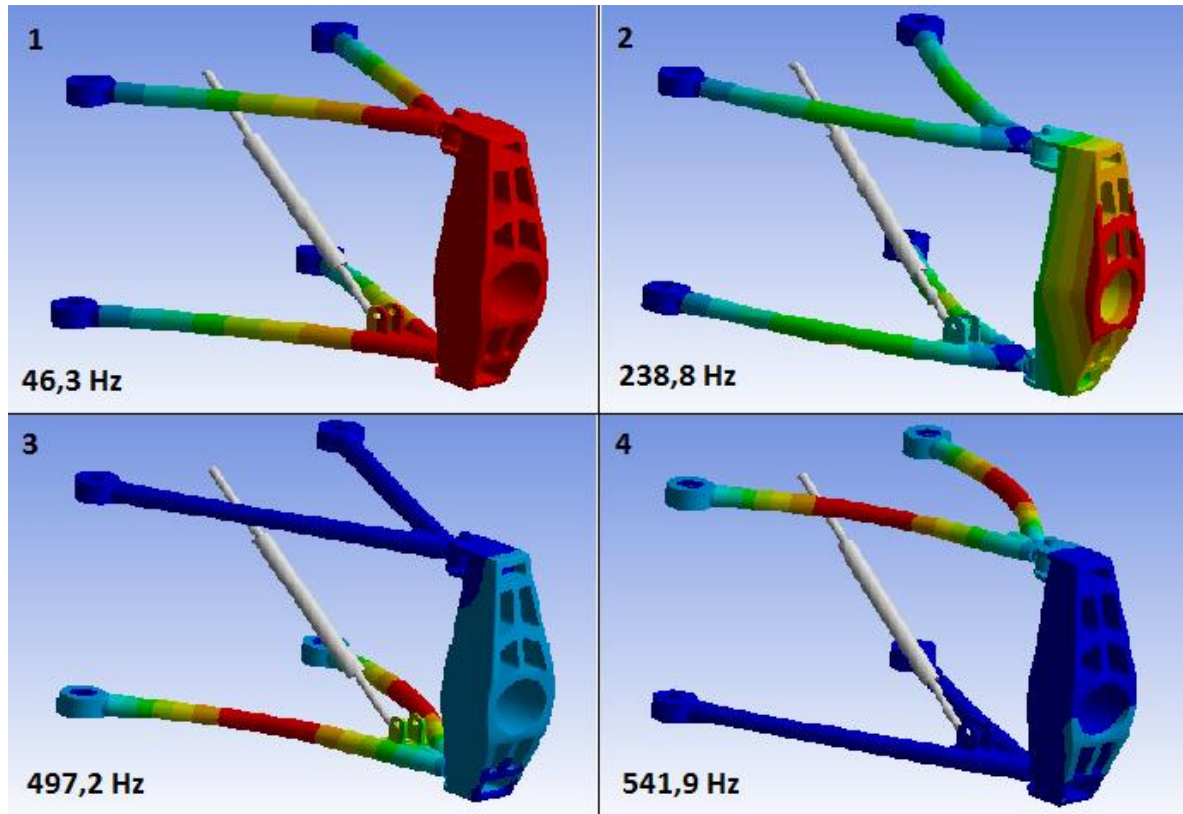


Figura 3. Modos de vibração para o sistema sem *push rod*.

Nota-se também através da técnica *Hotspot* que o primeiro modo corresponde ao movimento natural realizado pela suspensão. Já o segundo modo possui deslocamentos maiores na manga de eixo, diferentemente do sistema que possui o *push rod*.

Para realizar a análise harmônica é necessário definir o intervalo de frequência para a análise e o número de subdivisões do mesmo. A Tabela 2 mostra estes dados para obtenção da resposta em frequência dos sistemas em análise nos nós referentes ao ponto de aplicação de carga na manga de eixo como mostrado na figura 4.

Tabela 2. Dados da análise harmônica.

Intervalo de análise	0 – 400 Hz
Subdivisões	40
Intervalo entre pontos	10 Hz

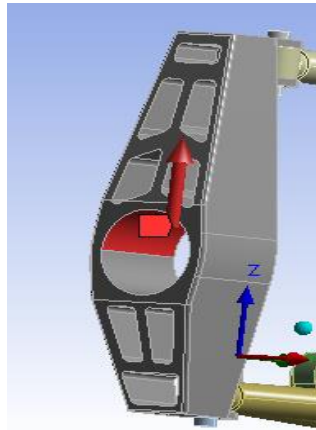


Figura 4. Seção de aplicação de cargas.

Em ambos os sistemas analisados variam-se os valores do amortecimento longitudinal do amortecedor do sistema. O valor da rigidez da mola não é alterado e permanece com o valor constante de 25 N/mm. O valor padrão de amortecimento é definido em 15 N.s/mm e é modificado para os valores de 0, 2 e 30 N.s/mm.

As respostas do sistema com *push rod* no domínio da frequência com os parâmetros de amortecimento determinados acima foram gerados e apresentaram valores praticamente idênticos e por isto são apresentadas a seguir por meio de uma comparação apenas os valores extremos de amortecimento (0 e 30 N.s/mm) na figura 5.

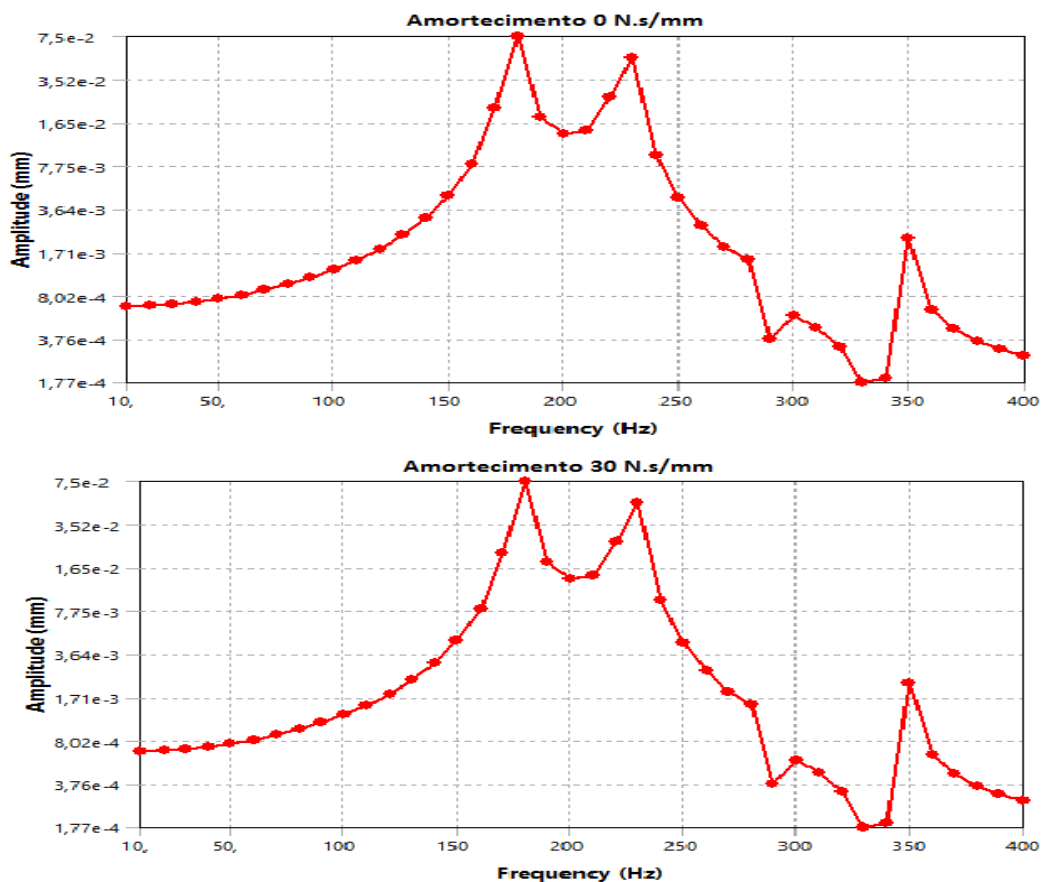


Figura 5. Comparação da resposta em frequência do sistema com *push rod* variando-se o amortecimento.

Os gráficos mostrados na figura 5 não mostram picos de frequência na primeira frequência natural do sistema. Isto se deve ao amortecimento natural do tipo de geometria da estrutura já ser o suficiente para reduzir significativamente o pico associado a tal frequência.

A Figura 6 mostra a comparação da resposta em frequência do sistema sem *push rod* com a variação dos amortecimentos longitudinais do amortecedor de 0, 2, 15 e 30 N.s/mm respectivamente.

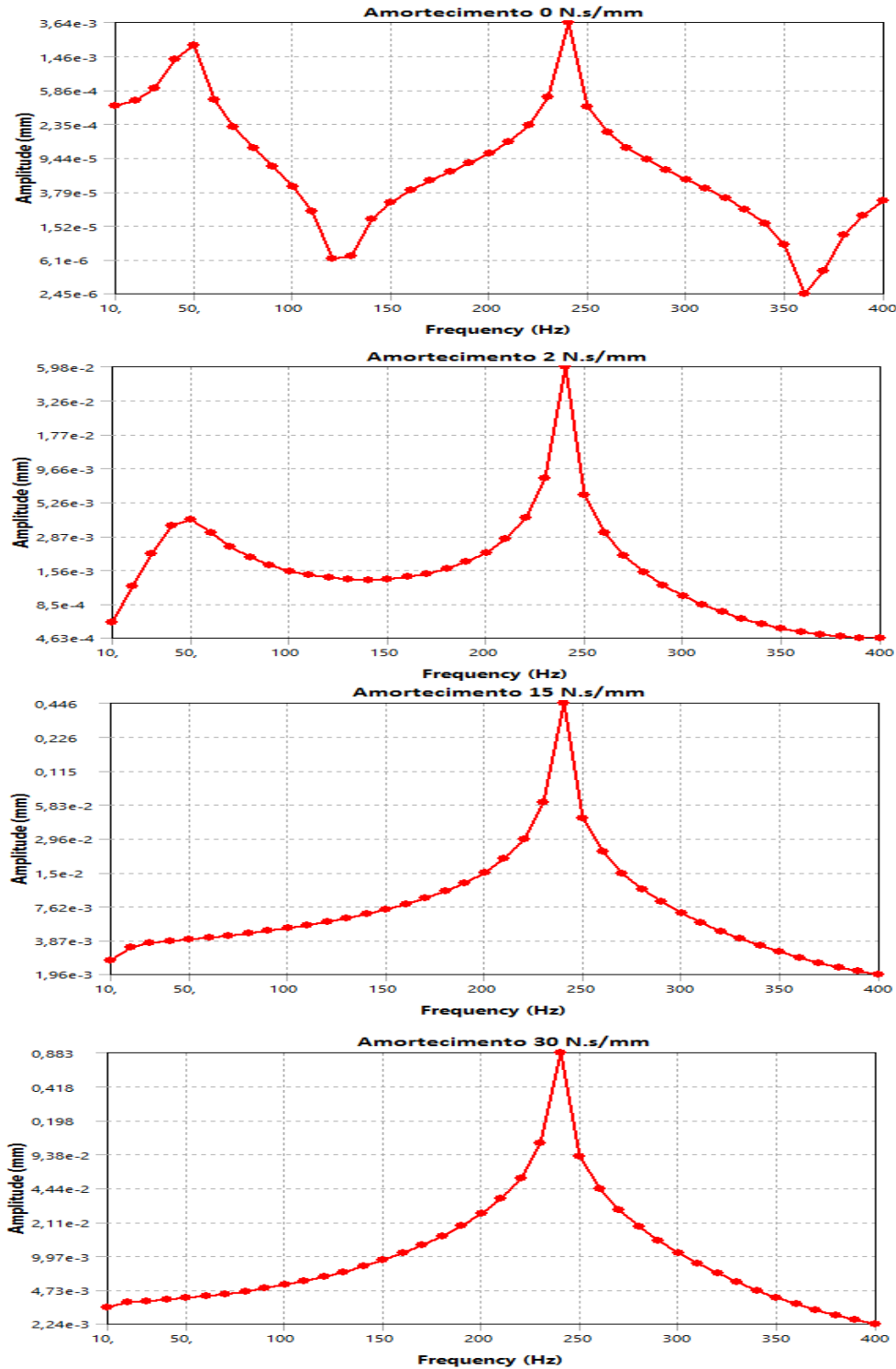


Figura 6. Comparação da resposta em frequência do sistema sem *push rod* variando-se o amortecimento.

A partir das comparações mostradas na figura 6 é possível observar o efeito do amortecimento nos harmônicos analisados. É possível ver que os valores de amplitude na primeira frequência natural da estrutura diminuem à medida que o valor do amortecimento é incrementado.

Para uma análise transiente considera-se uma força harmônica com frequência igual a 2,5 Hz e amplitude de 1160 N aplicada no ponto indicado na figura 4, o intervalo de análise mostrado na tabela 3.

Tabela 3. Intervalo de análise transiente.

t inicial	0 s
t final	1,6 s
Passos	80
Intervalo	0,02 s

Acelerações são parâmetro de conforto quando medidas na massa suspensa de um veículo, mas neste caso apenas representa o comportamento da massa não suspensa, com medidas realizadas nos nós de aplicação de carga mostrados na figura 4.

A Figura 7 mostra a evolução no tempo da aceleração no ponto de aplicação de carga para cada um dos parâmetros de amortecimento utilizados.

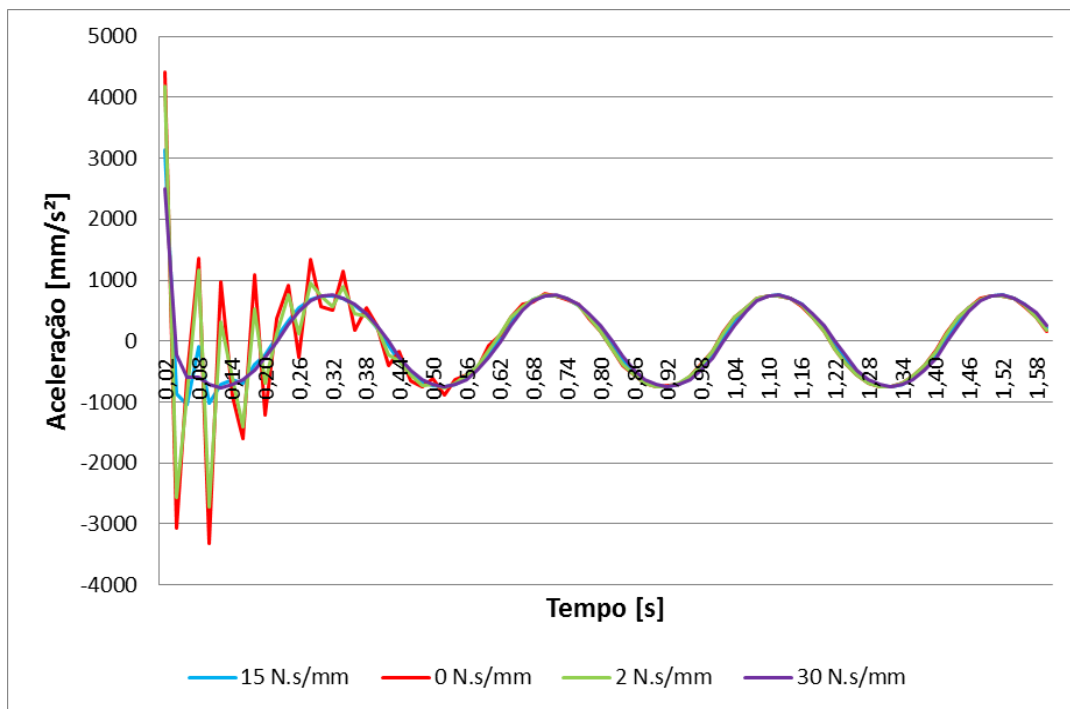


Figura 7. Evolução no tempo das acelerações no sistema com *push rod*.

A partir da figura 7 é possível observar o efeito do amortecimento longitudinal no tempo. É possível também determinar as fases transiente e permanente para cada valor utilizado, assim como a absorção de energia do sistema.

O valor de amortecimento de 0 N.s/mm apresentou as maiores acelerações e o menor nível de absorção de energia, podendo ser visto que sua fase transiente foi a maior.

O valor que apresentou a menor fase transiente e as menores amplitudes na fase permanente foi o de 30 N.s/mm. Os outros valores se mostraram intermediários aos valores discutidos.

A Figura 8 mostra a evolução no tempo da aceleração no ponto de aplicação de carga para cada um dos parâmetros de amortecimento utilizados considerando o sistema sem *push rod*.

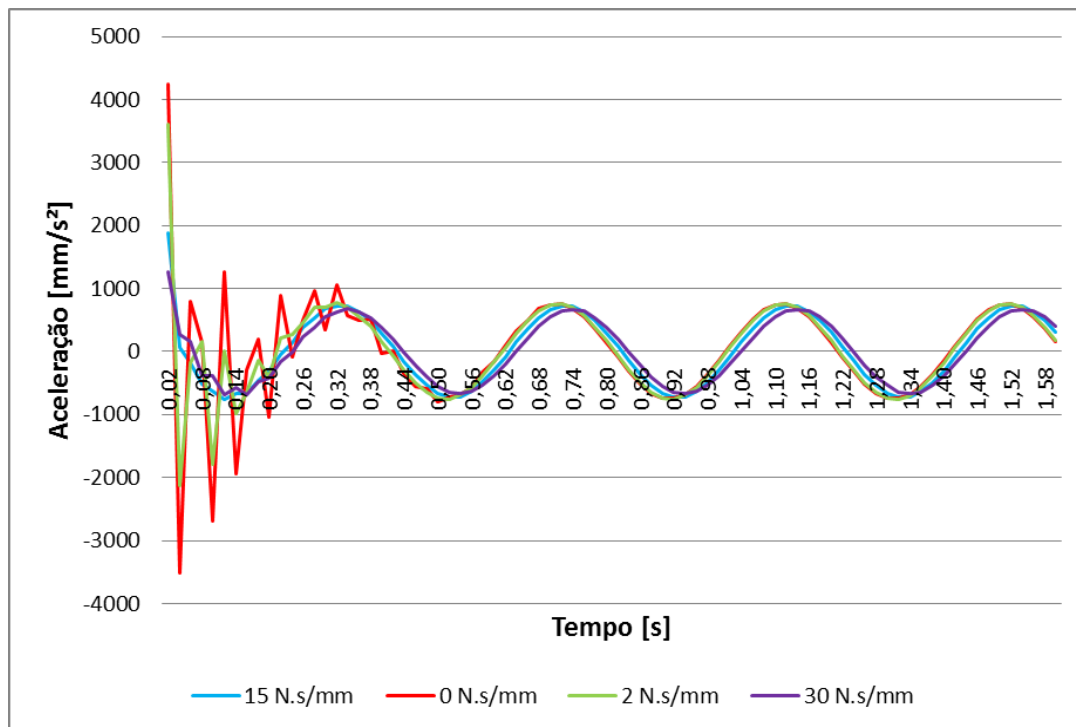


Figura 8. Evolução no tempo das acelerações no sistema sem *push rod*.

As acelerações apresentadas na figura 8 pelo sistema sem *push rod* possuem amplitudes menores do que as apresentadas na figura 7. É possível observar as fases transiente e permanente com cada amortecimento utilizado.

Assim como no sistema com *push rod*, o valor de amortecimento de 0 N.s/mm apresentou as maiores amplitudes na fase transiente. Foi necessário mais tempo para o sistema entrar em regime.

O valor de 30 N.s/mm apresentou os menores valores absolutos de aceleração, assim como entra em regime permanente com maior rapidez. É notada então uma maior absorção de energia deste sistema. Os demais valores de amortecimento ficam em faixas intermediárias aos amortecimentos de 0 e 30 N.s/mm.

4 CONCLUSÃO

A análise dinâmica da suspensão se mostrou adequada à proposta do trabalho, pois foi possível observar os efeitos provocados pela posição do conjunto mola-amortecedor e dos valores de amortecimento longitudinal.

A análise modal mostra que o sistema sem o *push rod* é mais rígido. Mas a partir das frequências naturais observadas é possível afirmar que não há risco de danos a ambos os sistemas analisados, pois valores de frequência altos como os apresentados estão fora da faixa de operação das pistas.

A resposta em frequência do sistema com *push rod* analisados com diferentes amortecimentos longitudinais não apresentam picos de amplitudes na primeira frequência natural e não mostram diferenças nos efeitos da análise paramétrica do amortecimento, isto se deve ao sistema possuir uma maior absorção de energia natural. No sistema sem *push rod*, onde este pico é observado na primeira frequência natural nos valores de amortecimento 0 e 2 N.s/mm. A partir do valor padrão de 15 N.s/mm o sistema não apresenta tal pico mas como consequência há um aumento de amplitude nos demais.

Da análise transiente determina-se que o sistema com maior absorção de energia é o sem *push rod* com amortecimento longitudinal igual a 30 N.s/mm. É possível também determinar que o sistema com *push rod* e amortecimento igual a 0 N.s/mm possui as maiores amplitudes de aceleração e a maior fase transiente. Observa-se então o efeito do amortecimento na estrutura, onde a absorção de energia do sistema cresce diretamente com o incremento do amortecimento longitudinal do amortecedor.

A partir de todas as simulações dinâmicas realizadas é possível perceber a importância de escolher o melhor tipo de sistema a se usar e também um valor ótimo de amortecimento ao amortecedor, onde é necessário simular mais de valores de amortecimento para obter uma resposta mais completa do sistema.

Conclui-se então que o sistema sem *push rod* com amortecimento igual a 30 N.s/mm é a melhor escolha a ser feita ao projeto. Esta escolha possui uma segurança estrutural maior devido aos resultados da análise modal e harmônica e principalmente um melhor desempenho em pista com os resultados obtidos na simulação transiente.

REFERÊNCIAS

Avinash, B., Shyam, S. S. & Gangadharan, K. V., 2014, Experimental study of damping characteristics of air, silicon oil, magneto rheological fluid on twin tube damper, International Conference on Advances in Manufacturing and Materials Engineering, pp. 2258-2262.

Guillaume, P., 2012. Modal Analysis, Department of Mechanical Engineering, Vrije Universiteit Brussel, Brussel, Belgium.

Soriano, H. L., 2014. Introdução à dinâmica das estruturas, Primeira Edição, Elsevier, Rio de Janeiro.