



XXXVII IBERIAN LATIN AMERICAN CONGRESS
ON COMPUTATIONAL METHODS IN ENGINEERING
BRASÍLIA - DF - BRAZIL

MODELAGEM DA DINÂMICA MULTICORPOS DE UMA BANCADA DE TESTES PARA ANÁLISE DE VIBRAÇÕES DE CORPO INTEIRO EM ASSENTO AUTOMOTIVO

Hugo Ferreira Moore

Maria Alzira de Araújo Nunes

hugomoore.df@gmail.com

maanunes@unb.br

Affiliation

Universidade de Brasília – Faculdade Gama – Área Especial de Indústria, 72.44-240, Gama, Brasília, Brasil.

Resumo. *Na área veicular, a busca pelo conforto, seja do motoristas ou dos passageiros, é uma constante pelos engenheiros. As vibrações provenientes do sistema de powertrain, do contato pneu/pista e principalmente do sistema de suspensão são transmitidas para o assento e conseqüentemente ao ser humano. Minimizar a vibração que atinge o indivíduo no interior do veículo é atualmente uma realidade em toda area de projeto veicular. Para isto, a utilização de bancadas de testes são recomendadas, ao contrário da realização de medições in situ quando o veículo já foi projetado e fabricado. Neste contexto, o presente trabalho tem como objetivo a proposição, modelagem e simulação computacional de uma bancada de testes para ensaios experimentais de vibração em corpo inteiro(VCI) em assentos automotivos, em especial de ônibus rodoviário, e ainda que seja funcional para adaptação a diferentes modelos de assentos. A bancada em questão foi modelada em software comercial de dinâmica multicorpos (ADAMS View[®]). Primeiramente esta foi modelada como um sistemas de dois graus de liberdade(GDL) para obtenção da aceleração no assento.Com o intuito de verificar se o modelo simplificado de 2GDL possui resposta condizente com um modelo mais detalhado, este ultimo também foi modelado e simulado. As respostas de aceleração no assento proveniente de ambos os modelos foram comparadas. Vale ressaltar que as simulações foram realizadas para dois níveis de forças diferentes: o equivalente a dois shakers eletrodinâmicos diferentes, visando analisar a viabilidade da utilização destes. As*

respostas obtidas com cada modelo e a análise dos resultados são apresentados, tendo em vista que o assento da bancada seja excitada por um nível de vibração significativo.

Keywords: *Bancada experimental, assento, VCI, multicorpos, motorista*

1 INTRODUÇÃO

O fenômeno da vibração se caracteriza como qualquer movimento inerente aos corpos dotados de massa e elasticidade que se repete após um intervalo de tempo. Desta forma, a teoria vibratória consiste em tratar do estudo de movimentos oscilatórios de corpos e forças associadas a eles. Basicamente as vibrações envolvem uma transferência alternada de energia potencial para cinética seguida pela transferência de energia cinética para potencial, em caso de sistemas com amortecimento, parte dessa energia em trânsito é dissipada para o meio. O estudo das vibrações é de fundamental importância para diversas atividades humanas como: audição, respiração, análises de movimentos naturais oscilatórios, entre outros (Rao, 2008).

Em engenharia isto não é diferente, devido à interação homem máquina na vida cotidiana ser cada vez mais intensa, o ser humano se encontra mais exposto a diferentes níveis de vibração gerada pelo fluente contato com motores e outros dispositivos de força rotativa. Além disso, a análise de vibrações em máquinas e equipamentos ganha destaque nas atividades indústrias, permitindo conhecê-los, melhorá-los e ganhar muito em qualidade, produtividade e desenvolvimento (Vendrame, 2008).

Dentre as máquinas mais presentes no cotidiano humano estão os automóveis e como toda máquina o mesmo vibra ao funcionar, provocando diferentes efeitos sobre os ocupantes e quem os cerca. Tais efeitos dependendo da intensidade, e da duração podem causar desconfortos que venham a prejudicar a condução adequada do veículo, colocando em risco os ocupantes como quem os cerca.

Nesse contexto surgem as vibrações ocupacionais que ocorrem com motoristas submetidos a jornadas de trabalho de longa duração sobre o efeito da vibração que pode ser dividida em dois segmentos: Vibração de corpo inteiro (VCI) ou em inglês *Whole Body Vibration* (WBV) e Vibração no segmento mão-braço (VMB) ou em inglês *Hand arm vibration* (HAV), normalizadas respectivamente pelas ISO 2631-1:1997 e ISO 5349:2001 (Anflor, 2003). Neste artigo serão abordadas apenas as vibrações de corpo inteiro.

No Brasil, uma das normas que abordam tal tema é a Norma Reguladora nº15, que em seu anexo VIII classifica e caracteriza a insalubridade decorrente de trabalhos que exponham os trabalhadores a vibrações de mãos e braços e vibrações de corpo inteiro. Tal norma cita a Norma de Higiene Ocupacional (NHO 09), da Fundacentro, para ditar os procedimentos técnicos para a avaliação quantitativa. (NR-15)

Vale ressaltar ainda que grande das empresas descumprem leis trabalhistas, segundo (Bittencourt, 2016) mais de 70 ações civis públicas foram instauradas pelo Ministério Público do Trabalho contra as empresas que fornecem más condições de trabalho e não respeito a carga horaria estabelecida em contrato.

Considerando a normativa nacional e aplicando a mesma para uma situação do cotidiano, um motorista conduzindo um ônibus, e concluindo que um dos principais meios de transmissão das vibrações veiculares aos passageiros corresponde ao assento, que corresponde

a um dos elementos automotivos que sempre estará em contato com os ocupantes. Dessa forma, é interessante estudar os efeitos que mais contribuem para a transmissão de vibrações referentes a interface assento/condutor.

Nesse contexto, visualizou-se a necessidade da construção de uma bancada experimental, visto que a grande parte dos trabalhos publicados fazem as medições e os estudos *in situ* (no próprio veículo com o motorista. Realizando as medições desta forma pode-se economizar tempo e dinheiro investidos no desenvolvimento do produto final, além de possibilitar possíveis correções na etapa de projeto, outra dificuldade pode ser vista quando as medições são feitas no próprio veículo e a vibração detectada fica limitada as condições de assento pré-estabelecidas pelo motorista que esta exposto, não permitindo estudar determinados parâmetros como posicionamento vertical e horizontal do banco, inclinação do encosto, influencia do posicionamento de mãos e pés..

Além da dificuldade de se realizar medições no próprio veículo, as condições das rodovias brasileiras atualmente fortalecem o estudo de vibrações devido ao fato de não serem as mais adequadas em função das más condições de manutenção acabam por provocar maiores vibrações nas viagens proporcionando aos motoristas e passageiros condições mais severas de viagem, tornando o estudo a respeito das vibrações submetidas aos seres humanos (Zumm, 2016), (Telles, 2014).

Todavia, existem bancadas que são vendidas comercialmente, que poderiam ser utilizadas, mas as existentes no mercado apresentam preços que tornam a compra inviável, visto que apenas o shaker gira em torno de 50 mil reais segundo a empresa Acoem. Por sua vez uma bancada completa fornecida pela empresa 01dB Brasil gira em torno de 163 mil dólares, o que torna uma compra direta uma opção inviável.

Neste contexto, este trabalho tem como objetivo a proposição, modelagem e simulação computacional multicorpos de uma bancada de testes para ensaios experimentais de VCI em assentos de ônibus rodoviário. Para isto utilizou-se o software comercial ADAMS View[®]. A bancada em questão foi modelada em duas configurações: um modelo simplificado de 2GDL, visando redução de custo computacional, e o segundo modelo se aproximando do modelo real. As respostas de aceleração no assento proveniente de ambos os modelos foram simuladas e comparadas.

2 EXPOSIÇÃO A VIBRAÇÃO DE CORPO INTEIRO

A vibração faz parte do ambiente que nos cerca e quando o ser humano passa a ser submetido a seus efeitos, deixa de existir apenas um problema de engenharia e passa-se a existir um problema de saúde, uma vez que cada tecido humano possui uma faixa diferente de frequências aos quais se torna mais sensível. A tab. 01 exemplifica a sensibilidade de algumas regiões do corpo humano em relação a determinados ambientes com fontes (Balbinot, 2001).

Tabela 1. Relação de sensibilidade de diferentes partes do corpo humano submetido a uma determinada fonte de vibração. (Balbinot, 2001).

Frequência (Hz)	Sensibilidade	Fontes de Vibração
0 a 2	Sistema vestibular.	Barcos, veículos, aeronaves.

2 a 30	Biomecânica: Ressonância do Corpo.	Veículos, aeronaves, guindastes.
>20	Músculos, tendões e pele.	Ferramentas e Máquinas.

Comparado a um sistema mecânico, conforme mostrado na Fig. 1, pode-se visualizar as principais frequências naturais relacionadas a cada parte do corpo.

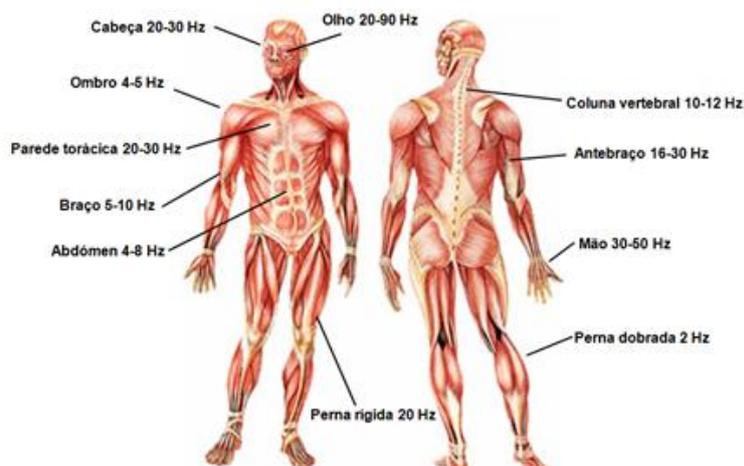


Figura 1. Frequências naturais do corpo humano (Pardal, 2015).

Quando o corpo humano é submetido as frequências próximas as suas frequências naturais conforme mostrado na Fig. 1, diferentes sintomas podem ser percebidos nestas respectivas partes como náuseas, dores, tonturas e contrações musculares.

Segundo (Becker, 2006) o excesso de tempo exposto a um ambiente vibratório é outro agravante aos efeitos da vibração na saúde, podendo-se definir o grau de vibração do sistema ao qual se considera nocivo os índices medidos.

Do ponto de vista epidemiológico as vibrações podem desencadear sérios problemas de saúde, desconforto e perda de eficiência, ocasionando perturbações neurológicas ou musculares, vasculares e lesões-ósteo-articulares, no caso de vibrações transmitidas ao sistema mão-braço e doenças na região lombar, como lombalgia, e doenças na coluna vertebral para casos de vibrações aplicadas no corpo inteiro. (Soeiro, 2008).

Segundo Griffin apud (Becker, 2006) a vibração de corpo inteiro se caracteriza quando a massa do corpo é sustentada por uma superfície que está vibrando, ocorrendo a partir daí três possibilidades de posicionamento do corpo: em pé, sentado ou deitado. Além disso, as vibrações de corpo inteiro são caracterizadas por serem vibrações de baixa frequência e alta amplitude que se situam na faixa de 1 a 80 Hz, mais especificamente de 1 a 20 Hz. Estas vibrações são específicas para atividades de transporte e são descritas pela norma ISO 2631 considerada como a principal normativa internacional no que se refere a VCI.

Do ponto de vista da saúde ocupacional, a posição sentada é considerada a mais comum nos diferentes postos de trabalho que envolvem vibrações, como exemplo, pode-se citar: operadores de equipamentos móveis industriais, como empilhadeiras; motoristas de

maquinários agrícolas; motoristas de equipamentos móveis utilizados na construção civil, como compactadores e escavadoras; e ainda os motoristas de automóveis urbanos, rodoviários e do transporte público.

A VCI vem sendo reconhecida como um fator de risco ocupacional pela comunidade acadêmica e por organizações internacionais de diversos países ligadas à elaboração de normas como a International Organization for Standardization-ISO e a British Standards Institution-BS e referências sobre segurança e higiene do trabalho (como a Health and Safety Executive - HSE e a American Conference of Industrial Hygienists -ACGIH). A comunidade Européia também reconhece a exposição à vibração como um fator de risco ocupacional na Diretiva 2002/EC/44 (Becker, 2012).

No Brasil, a Norma Regulamentadora 15 ou NR-15 apresenta as principais atividades e operações insalubres, delimitando limites de tolerância, definindo situações que demonstrem atividades de trabalhos insalubres (Pécora, 2015). Dentre as muitas insalubridades existentes o anexo VIII desta normativa ficou voltado para o tema vibração, onde busca estabelecer os critérios e procedimentos que avaliem a exposição ocupacional a VCI em ambientes cujo trabalhador se encontra na posição sentado ou em pé podendo ocasionar diversos problemas de saúde principalmente os relacionados a coluna vertebral.

A NHO 09 tem como referências normativas a ISO 2631-1 (1997) – Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration. Part 1: General requirements e a ISO 8041 (2005) – Human response to vibration – Measuring instrumentation.

Buscando obter um procedimento de avaliação que limite a exposição a vibração ocupacional a NHO 09 apresenta em seu texto um quadro resumo dos limites e para valores de (*aren*) aceleração resultante de exposição normalizada e (*VDVR*) valor da dose de vibração resultante, conforme ilustrado na tab. 02.

Tabela 2. Tabela comparativa apresentando o critério de julgamento e tomada de decisão.

<i>aren</i> (m/s)	VDVR (m/s ^{1,75})	Consideração Técnica	Atuação recomendada
0 a 0,5	0 a 9,1	Aceitável	No mínimo a manutenção da condição existente.
>0,5 a <0,9	>9,1 a < 16,4	Acima do nível de ação	No mínimo a adoção de medidas preventivas.
0,9 a 1,1	16,4 a 21	Região de incerteza	Adoção de medidas preventivas e corretivas, visando à redução da redução diária.
Acima de 1,1	Acima de 21	Acima do limite de exposição	Adoção imediata de medida corretivas.

3 MODELAGEM NUMÉRICA DA BANCADA EXPERIMENTAL

A bancada proposta neste trabalho está apresentada na Fig. 02, sendo composta por três elementos principais: a massa suspensa composta por um banco rodoviário semelhante aos utilizados por motoristas de ônibus que possuem um peso médio de 40Kg; o shaker eletromecânico responsável por excitar o sistema; e a estrutura composta por uma chapa de aço de (1200x900x2 mm), apoiada sobre um conjunto de molas helicoidais de compressão automotivas de constante elástica 13,12 KN/m que possuam em seu diâmetro interno uma guia metálica responsável por evitar o a flambagem da mesma. Esta guia executará um movimento vertical no interior de uma bucha de bronze que estará fixada devia a um ajuste por interferência no interior de outra estrutura tubular. Apoiando esse mecanismo de molas existirá uma estrutura composta por um conjunto de barras de perfil I que forneceram rigidez ao conjunto e ancorará o mesmo ao solo.

Estima-se que toda essa estrutura tenha um peso médio de 70 quilos o que viabiliza a movimentação da bancada em caso de utilização do shaker para outras aplicações da universidade.



Figura 2. Projeto em CAD da bancada experimental proposta.

Antes de desenvolver um modelo realmente representativo da bancada representada na Fig. 02, foram desenvolvidos modelos validados com modelos existentes na literatura para que em seguida pudessem ser adaptados para os dados experimentais.

A Fig. 03 mostra um fluxograma da metodologia desenvolvida neste trabalho onde primeiramente foi adotado um modelo de 2 graus de liberdade, apresentado analítica e graficamente em (Rao, 2008), que consistia de um sistema massa mola vertical conforme apresentado na figura 04, cujos parâmetros físicos do sistema são dados pelas: massas de $M_1=1$ Kg, $M_2=2$ Kg; molas com rigidez de $K_1=3$ N/m, $K_2=2$ N/m e $K_1=3$ N/m; amortecimentos de $C_1=3$ Ns/m, $C_2=1$ Ns/m; $C_3=1$ Ns/m e um forçamento aplicado respectivamente as massas M_1 e M_2 de $F_1=\text{Cos}(3t)$, $F_2=2\text{Cos}(3t)$.

A partir deste momento buscou-se validar um modelo com características mais próximas aos da bancada desenvolvida, ou seja, um que não utilizasse massas concentradas. A partir daí, desenvolveu-se um modelo similar ao desenvolvido por (Moravic, 2015) que corresponde a uma mesa vibratória com 1 grau de liberdade, ilustrada na Fig. 09, cuja simulação foi aqui replicada e validada com a teoria.

Para equivalência deste último modelo com a bancada proposta, uma massa suspensa a mesa foi acrescentada, representando o assento de forma a ter novamente um modelo com dois graus de liberdade conforme Fig11 (b).

As acelerações obtidas como respostas das simulações multicorpos deste modelo, de dois graus de liberdade e sem massas concentradas foram comparadas com o considerado pela norma como sendo já prejudicial exigindo níveis de ação segundo a normativa NHO 09. Estes resultados também foram comparados aos do modelo de 2 graus de liberdade com massa concentrada para averiguação do caso deste último modelo ser representativo do modelo sem massas concentradas.

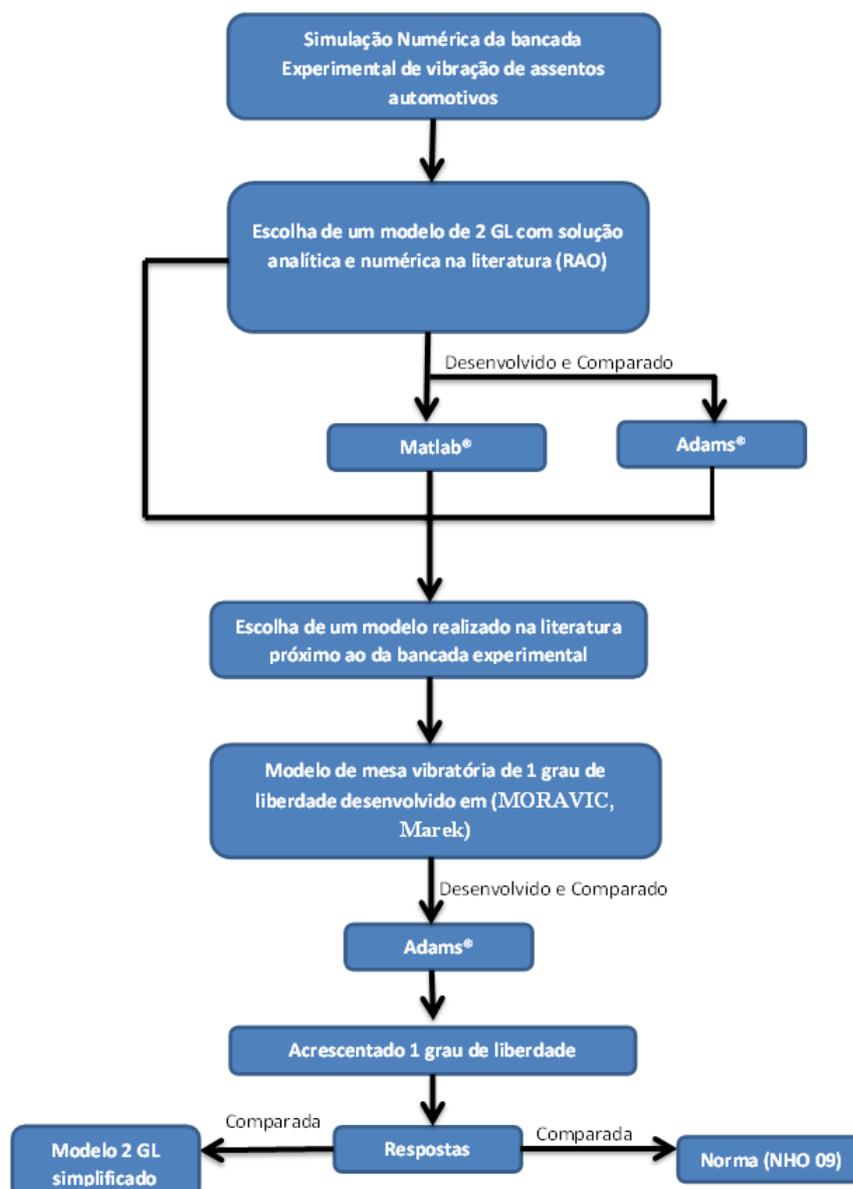


Figura 3. Fluxograma de trabalho desenvolvido.

3.1 Modelo dinâmico de 2 GDL com massas concentradas

Conforme dito anteriormente o modelo de validação foi construído com base na literatura (Rao, 2008), onde foi desenvolvido um sistema massa mola com dois graus de liberdade, em tal modelo as massas são consideradas concentradas. Para realizar a conexão entre a massa e mola foi utilizada uma junta translacional de que possibilita apenas deslocamentos verticais. Os dados de massa, rigidez e amortecimento descritos na Fig. 04 foram posteriormente adaptados para os dados da bancada experimental. Com base nessa simulação multicorpos foi possível obter as respostas (aceleração e deslocamento) no domínio do tempo.

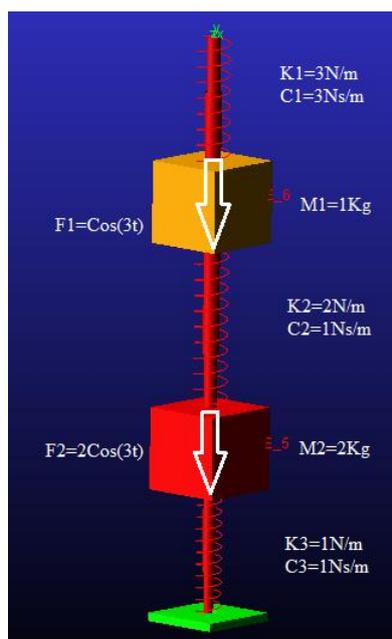


Figura 4. Modelo multicorpos do sistema de 2GDL.

A partir do problema descrito acima foi possível obter resultados comparativos que exemplificam o funcionamento dos algoritmos gerados no software Matlab® e as simulações executadas no software Adams®.

A Fig. 05 apresenta as respostas obtidas pelo deslocamento das massas 1 e 2, apresentadas na Fig. 04, onde o algoritmo apresentado na literatura foi representado pelas curvas azul e verde e o resultado obtido através do algoritmo desenvolvido foi representado pelas curvas vermelha e preta. Tais resultados validam o modelo desenvolvido.

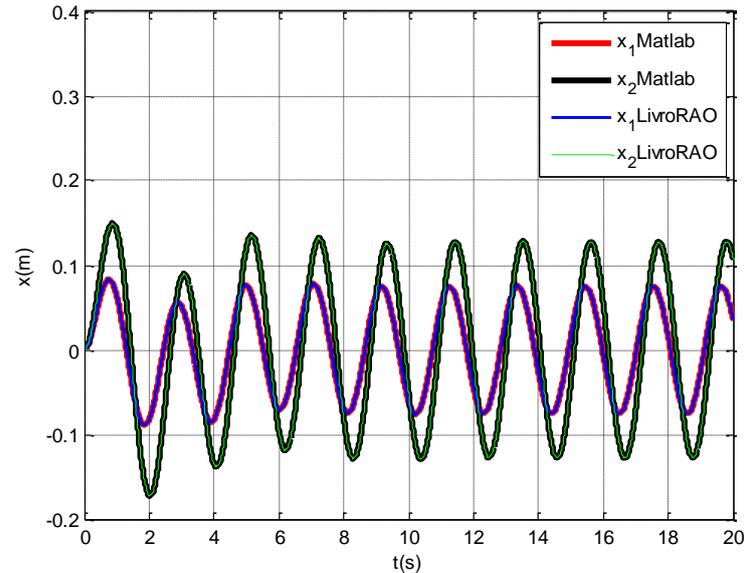


Figura 5. Comparativo dos resultados obtidos na Literatura para os obtidos pelo algoritmo.

Ao utilizar o Adams® para a realização de simulações dinâmicas é possível perceber que os resultados para o deslocamento da massa 1 não coincidem com precisão absoluta, mas se aproximam de forma considerável, considerando um erro absoluto de 0,0011 conforme pode ser visto na Fig. 6(a), o comparativo entre ambas as simulações. Por sua vez o deslocamento da massa 2 pode ser dado pela Fig. 6(b) que se apresenta com erro absoluto de 0,0012.

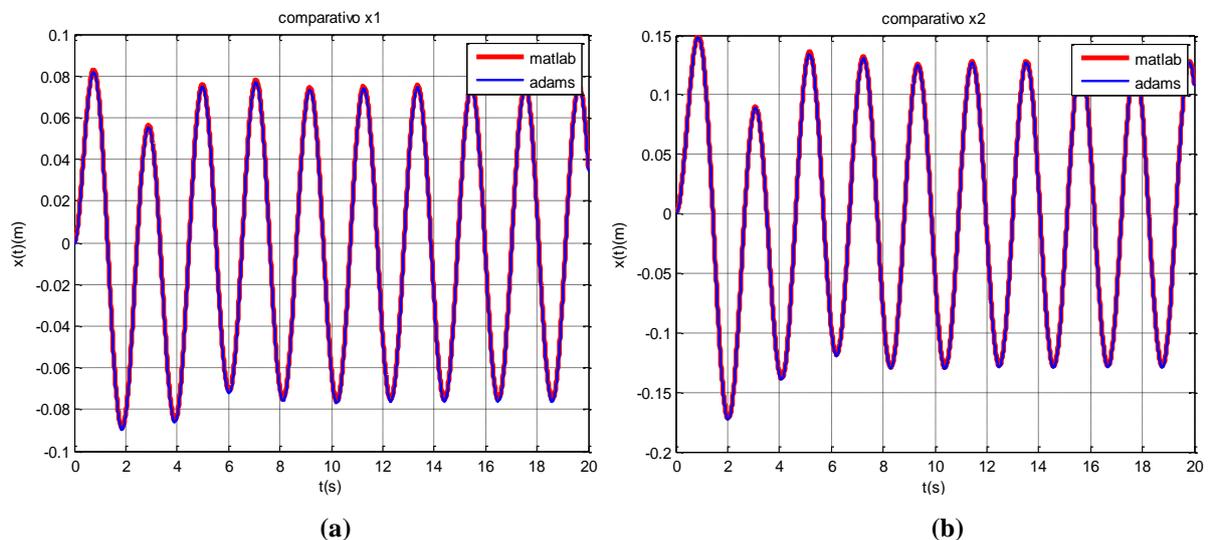


Figura 6. (a) Deslocamento da massa 1. (b) Deslocamento da massa 2.

3.2 Modelo dinâmico de 2 GDL: Mesa vibratória e assento

Busca-se nessa sessão desenvolver um modelo que seja próximo ao da bancada apresentada na Fig. 02, entretanto antes de propor o modelo da bancada para efeito de validação será desenvolvida uma mesa vibratória assim como a desenvolvida por (Moravic,

2015) conforme ilustra a Fig 07, nesta simulação é aplicada uma força degrau em apenas um dos apoios da mesa.

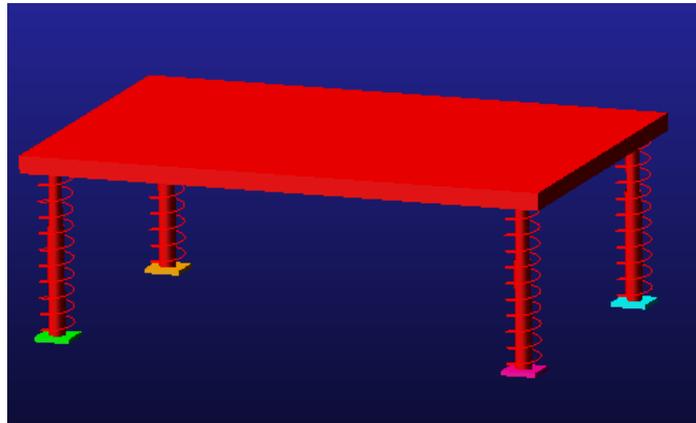


Figura 7. Modelo de mesa vibratória com 2 graus de liberdade desenvolvido para validação.

Resolveu-se desenvolver tal modelo devido ao fato de ser bastante semelhante a bancada que será desenvolvida mais adiante entretanto este apresenta apenas 1 grau de liberdade além de ser um modelo multicorpos sem massas concentradas. Como resultado da simulação da mesa vibratória foram obtidas a vibração da massa superior ou tampo da mesa curva em vermelho e na curva em azul a força degrau de excitação do sistema as Figs. 08(a) e (b) evidenciam respectivamente o resultado obtido por de (Moravic, 2015) e o resultado do mesmo modelo aqui desenvolvido.

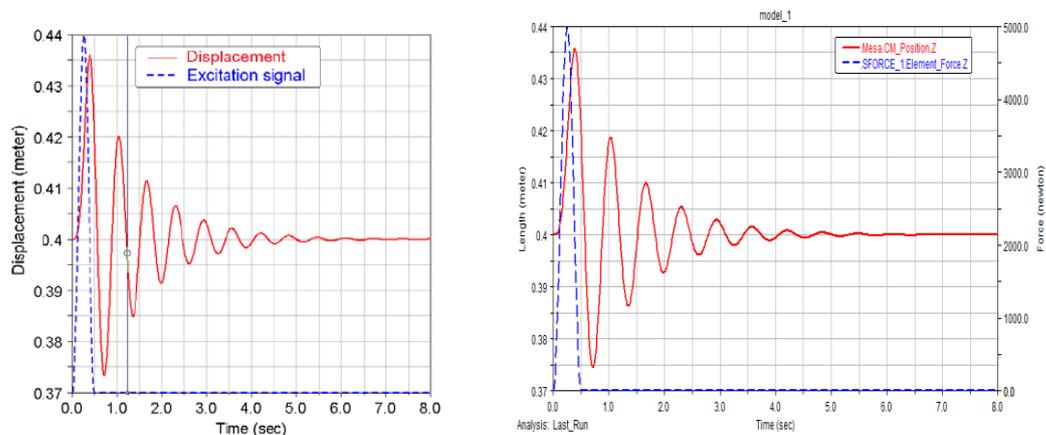


Figura 8. (a) Deslocamento vertical de mesa vibratória. (Moravic, 2015). (b) Modelo mesa vibratória desenvolvido para validação.

Comparando ambas as figuras percebe-se que as simulações estão idênticas e o modelo pode ser considerado validado.

Agora com ambos os modelos validados parte-se para o desenvolvimento do modelo de 2 graus de liberdade com massas concentradas apresentado na Fig. 04, onde é possível utilizar a mesma estrutura de corpos rígidos desenvolvida na etapa de validação apenas substituindo os valores para os utilizados na bancada experimental: $M1=120\text{Kg}$, $M2=20\text{Kg}$; molas com rigidez de $K1=0\text{KN/m}$, $K2=700\text{KN/m}$ e $K3=52,51\text{KN/m}$; amortecimentos de $C1=0\text{Ns/m}$,

$C_2=60\text{Ns/m}$; $C_3=0\text{Ns/m}$ e um forçamento aplicado respectivamente as massas M_1 e M_2 de $F_1=A\cdot\text{sen}(2\pi\cdot f\cdot t)$, $F_2=0\text{N}$. A Fig. 9 ilustra o novo modelo massa mola de corpos rígidos com seus novos parâmetros. Para a construção deste modelo foi utilizada uma junta fixa entre a base em verde o *ground* e no centro de gravidade de cada massa foi associada a uma junta translacional entre a massa e *ground*.

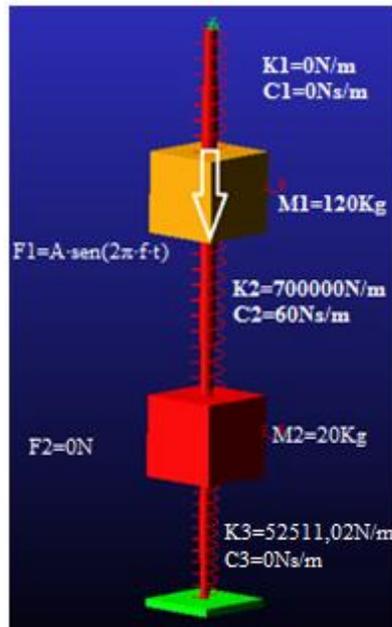


Figura 9. Modelo de bancada vibratória com massas concentradas e 2 graus de liberdade.

A partir do modelo da mesa vibratória Fig. 07 é notório que basta acrescentar a massa suspensa do banco juntamente com seu conjunto mola amortecedor para obter um modelo semelhante ao apresentado na Fig. 10 que se difere apenas em suas dimensões, sendo os valores de massa, rigidez, amortecimento e carregamento iguais aos da Fig. 09.

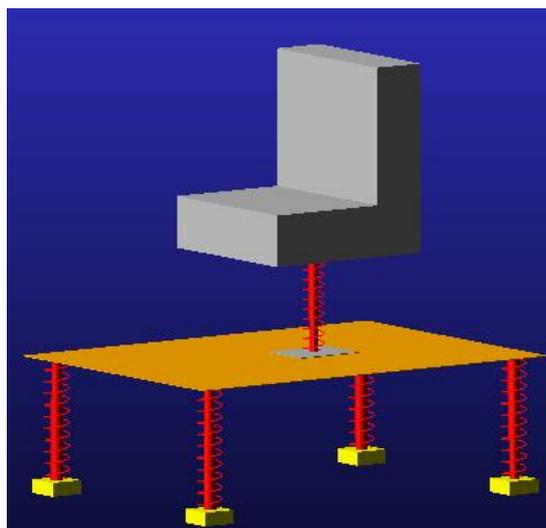
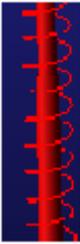
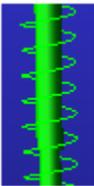


Figura 10. Modelo bancada vibratória sem massa concentradas e com 2 graus de liberdade.

A Tab. 03 apresenta as dimensões de cada componente que compõem o modelo desenvolvido na Fig. 10, assim como suas respectivas juntas de fixação.

Tabela 3. Corpos e parâmetros utilizados no modelo da bancada vibratória.

Representação	Nome	Informações
	Base	Dimensão: 0,06x0,06x0,04 (m);* Apoio: Junta fixa entre a base e o <i>ground</i> ;
	Mola base	Comprimento: 0,375 (m); Rigidez da mola: $K_3=52,51\text{KN/m}$;
	Plataforma	Dimensão: 1,2x0,9x0,002 (m);* Apoio: 4 Juntas translacionais entre a plataforma e o <i>ground</i> , na posição de contato com as molas;
	Base do assento	Dimensão: 0,16x0,2x0,002 (m);* Apoio: Junta fixa entre a plataforma e a base do assento;
	Mola e Amortecedor do assento	Comprimento: 0,3 (m); Rigidez da mola: $K_2=700\text{KN/m}$; Amortecimento: $C_2=60\text{Ns/m}$;
	Banco	Formado por dois blocos unidos pela ferramenta <i>boolean</i> : Bloco do assento: 0,5x0,5x0,15 (m);* Bloco do encosto: 0,15x0,5x0,55 (m);*

*As dimensões de comprimento são dadas por valores nas seguintes coordenadas: (Eixo x) x (Eixo y) x (Eixo z);

4 RESULTADOS

Dos modelos desenvolvidos acima representados pelas Figs. 09 e 10 foram obtidas as acelerações na posição do assento, em frequências que variavam de 10 a 80 Hz com um passo de 10 Hz entre cada frequência, além disso, foram avaliadas as acelerações nas frequências de ressonância do sistema que giram em torno de 3 e 33 Hz. Para o estudo é fundamental conhecer as acelerações para diferentes frequências, pois se deseja obter com a bancada valores de aceleração superiores aos níveis de ação recomendados pela norma NHO 09 e assim uma frequência de excitação poderá ser escolhida.

Além disso, busca-se também avaliar quais dos dois modelos de shakers que estão a disposição para serem utilizados no trabalho possuem capacidade de gerar tais acelerações na estrutura proposta. Tais shakers serão tratados aqui como Excit I e Excit II.

Dessa forma, para ambos os modelos primeiramente foi imposta uma força senoidal aplicada ao bloco M2 e a plataforma, segundo respectivamente as Figs. 9 e 10, regido pela função:

$$F = A \cdot \text{sen}(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t) \quad (5)$$

Onde: A equivale amplitude de força aplicada pelo shaker em Newtons, no caso foram avaliados dois shakers, o Excit I fornece uma amplitude de 2201,76N de força pico e o Excit II que fornece uma amplitude de 57,83N de força pico; e f equivale a frequência de excitação do sistema em Hertz;

Os resultados apresentados a seguir foram obtidos utilizando os resultados gráficos fornecidos pelo Adams®.

4.1 Modelo dinâmico de 2GDL com massas concentradas

A Tab. 04 apresenta um comparativo entre os shakers Excit I e Excit II para o modelo de corpo rígido apresentado na Fig. 09.

Tabela 4. Comparação dos resultados fornecidos para um modelo com 2 graus de liberdade e massas concentradas utilizando o Excit I x Excit II.

	<i>Excit I</i>		<i>Excit II</i>	
Amplitude da força	2201,76 N		57,83 N	
Frequências (Hz)	$\ddot{x}1$ (RMS)	$\ddot{x}2$ (RMS)	$\ddot{x}1$ (RMS)	$\ddot{x}2$ (RMS)
3	672,27	3.997,40	1,47	1,39
10	12,22	7,47	0,32	0,20
20	20,64	54,76	0,29	0,66
30	410,86	2.614,70	0,21	1,01
33	581,70	3.675,50	0,18	1,05

40	13,82	138,05	0,16	1,10
50	8,26	53,15	$1,84 \cdot 10^{-5}$	$4,06 \cdot 10^{-5}$
60	9,11	106,32	0,16	1,10
70	5,28	77,93	0,21	1,01
80	3,13	71,78	0,29	0,66

Analisando a tabela 4 pode-se observar que comparando a resposta do sistema excitado por ambos os shakers pode-se obter frequências acima das estipuladas pela NHO 09 como sendo acima do nível de ação, ou seja, acima de $0,5 \text{ m/s}^2$. Entretanto para o shaker *Excit II* isso ocorre apenas na frequência de natural de 3Hz, enquanto que para o *Excit I* isto ocorre para qualquer frequência do espectro estudado.

4.2 Modelo dinâmico de 2GDL: mesa vibratória e assento

A Tab. 05 apresenta um comparativo entre os shakers *Excit I* e *Excit II* para o modelo de corpo rígido apresentado na Fig. 10.

Tabela 5. Comparação dos resultados fornecidos para um modelo com 2 graus de liberdade e massas não concentradas utilizando os shakers *Excit I* x *Excit II*.

	<i>Excit I</i>		<i>Excit II</i>	
Amplitude da força	2201,76 N		57,83 N	
Frequências (Hz)	$\ddot{x}_1(\text{RMS})$	$\ddot{x}_2(\text{RMS})$	$\ddot{x}_1(\text{RMS})$	$\ddot{x}_2(\text{RMS})$
3	208,88	1.216,40	1,48	1,39
10	3,36	3,36	0,32	0,20
20	171,80	1.065,70	0,29	0,29
30	207,62	0,03	0,21	1,00
33	450,96	2.838,70	0,19	1,04
40	194,65	1.224,20	0,16	1,08
50	8,58	53,76	$1,84 \cdot 10^{-5}$	$3,97 \cdot 10^{-5}$
60	7,34	92,32	0,16	1,08
70	2,72	74,39	0,21	1,00

80	2,70	73,34	0,29	0,66
----	------	-------	------	------

Analisando a tabela 5 é pode-se observar algo análogo ao observado na tabela 4, ambos os shakers fornecem uma aceleração de saída acima do nível de ação estipulado em norma. Enquanto que para o Excit I este fato ocorre para todas as frequências, para o shaker Excit II isto ocorre apenas para a frequência de 3 Hz.

Além das análises já realizadas pode-se visualizar a resposta em frequência, considerando que o sistema massa mola do modelo da fig.10 possua uma entrada com variação senoidal de 0 a 100Hz magnitude de 1N e fase de 0° , como mostrado na Fig. 11.

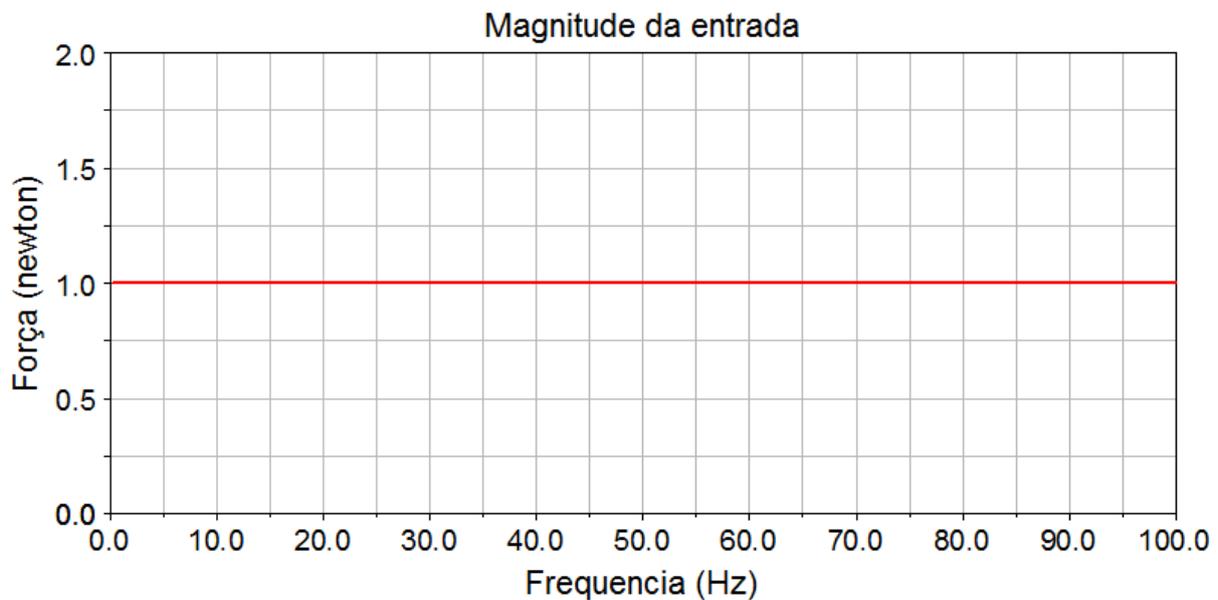


Figura 11. Magnitude da entrada para o sistema massa mola.

Já os gráficos das Figs. 12 e 13, apresentados abaixo fornecem as respostas em frequência, mostrando a variação da função de transferência do sistema em função da varredura de frequência. Neste gráfico pode-se observar que as frequências naturais são apresentadas em 3Hz e 33 Hz, sendo que em 33Hz o sistema possui ganho de $-7,89$ enquanto que em 3 Hz o sistema possui um ganho de $-19,10$ Hz.

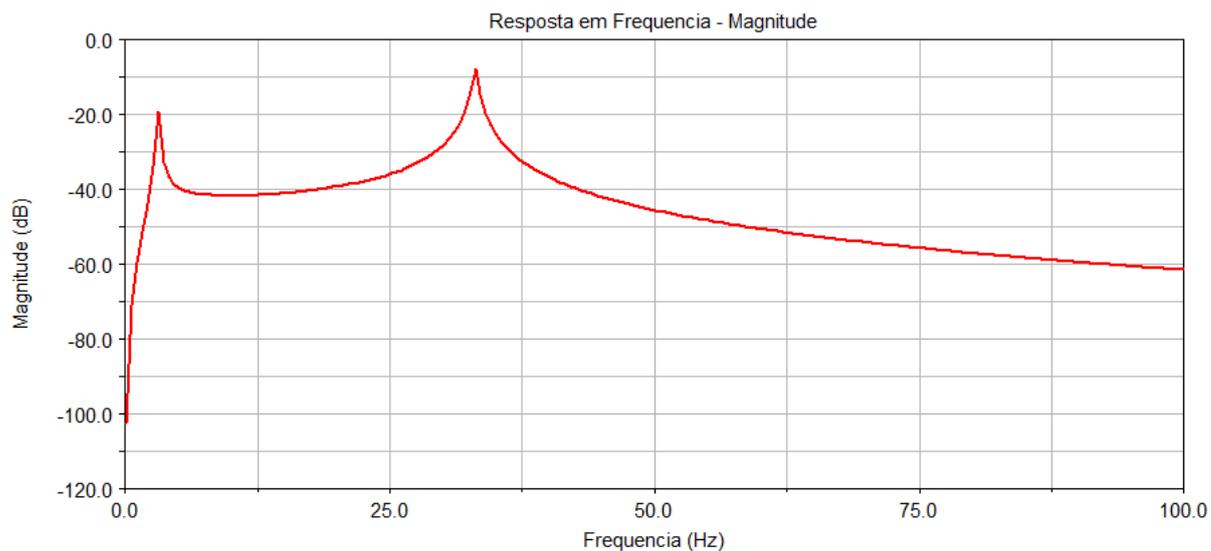


Figura 12. Resposta em frequência para a Magnitude.

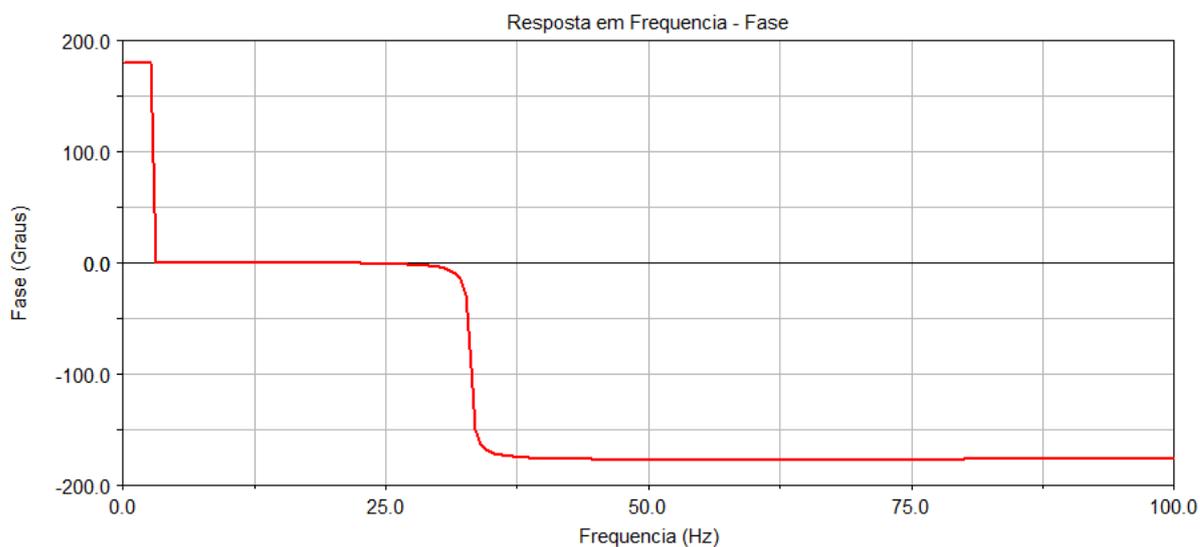


Figura 13. Resposta em frequência para a Fase.

4.3 Comparação entre os modelos propostos

As Tabs. 06 e 07 mostram um comparativo dos modelos desenvolvidos, buscando avaliar se o modelo mais simples com massas concentradas é representativo do modelo sem massas concentradas, apresentados nas figs. 09 e 10.

Tabela 6. Comparação dos modelos de 2 graus de liberdade com massa concentrada x sem massa concentrada para o shaker ET-127.

	Modelo com massa concentrada		Modelo sem massa concentrada	
Amplitude da força	<i>Excit I</i>		<i>Excit I</i>	
Frequências (Hz)	\ddot{x}_1 (RMS)	\ddot{x}_2 (RMS)	\ddot{x}_1 (RMS)	\ddot{x}_2 (RMS)
3	672,27	3.997,40	208,88	1.216,40
10	12,22	7,47	3,36	3,36
20	20,63	54,76	171,80	1.065,70
30	410,86	2.614,70	207,62	0,03
33	581,70	3.675,50	450,96	2.838,70
40	13,82	138,05	194,65	1.224,20
50	8,26	53,15	8,58	53,76
60	9,11	106,32	7,34	92,32
70	5,28	77,93	2,72	74,39
80	3,13	71,78	2,70	73,34

Tabela 7. Comparação dos modelos de 2 graus de liberdade com massa concentrada x sem massa concentrada para o shaker Modal-25.

	Modelo com massa concentrada		Modelo sem massa concentrada	
Amplitude da força	<i>Excit II</i>		<i>Excit II</i>	
Frequências (Hz)	\ddot{x}_1 (RMS)	\ddot{x}_2 (RMS)	\ddot{x}_1 (RMS)	\ddot{x}_2 (RMS)
3	1,47	1,39	1,48	1,39
10	0,32	0,20	0,32	0,20
20	0,29	0,66	0,29	0,29
30	0,21	1,01	0,21	1,00
33	0,18	1,05	0,19	1,04

40	0,16	1,10	0,16	1,08
50	$1,84 \cdot 10^{-5}$	$4,06 \cdot 10^{-5}$	$1,84 \cdot 10^{-5}$	$3,97 \cdot 10^{-5}$
60	0,16	1,10	0,16	1,08
70	0,21	1,01	0,21	1,00
80	0,29	0,66	0,29	0,66

Percebe-se pelos dados comparativos das Tabs. 06 e 07 que os modelos fornecem respostas bastantes diferentes para algumas frequências, sendo assim será utilizado o modelo sem massa concentradas representado pela fig.10 por este ser mais representativo da bancada a ser construída.

Os modelos da simulação com o shaker *Excit II* apenas atende a solicitação de acelerações acima de $0,5 \text{ m/s}^2$ de no caso de utilização do sistema a uma frequência de excitação de 3 Hz. Dessa forma, ambos os shakers estudados poderiam ser utilizados na bancada proposta, entretanto o shaker *Excit II* possui a limitação de ser excitado em umas das frequências naturais do sistema para alcançar o nível de vibração demandada.

5 CONCLUSÕES

Com este trabalho foi possível desenvolver uma simulação do comportamento aproximado da bancada que será desenvolvida, onde os objetivos principais eram identificar se ambos os shakers *Excit I* e *Excit II* podem ser aplicados no projeto, com a ressalva de que o shaker que fornece a menor amplitude o shaker *Excit II* apresenta condições favoráveis a ultrapassar os limites estabelecidos pela norma apenas na frequência natural de 3Hz.

Percebeu-se também após a análise comparativa entre os modelos desenvolvidos com e sem massas concentradas, que o modelo sem massas concentradas não é representativo do sistema, sendo dessa forma necessária a utilização de um modelo um pouco mais completo como o sistema sem massas concentradas.

Com os gráficos de resposta em frequência, foi possível confirmar também o comportamento da função de transferência do sistema em função da varredura de frequência e visualizar as frequências naturais de excitação do sistema.

REFERENCIAS

Anflor, C. T. M., Estudo da transmissibilidade da vibração do corpo humano na direção vertical e desenvolvimento de um modelo biodinâmico de quatro graus de liberdade. Rio Grande do Sul:UFRGS, 2003.

Balbinot, A., Caracterização dos níveis de vibração em motoristas de ônibus: um enfoque no conforto e na saúde. Rio Grande do Sul: UFRGS, 2001.

Becker, T., Desenvolvimento de uma mesa vibratória para estudos sobre vibração no corpo humano, medições em um grupo de motoristas e ajuste de um modelo biodinâmico. Rio Grande do Sul:UFRGS, 2006.

Cunha, I. A., Giampaoli, E., Norma de higiene ocupacional : NHO 09 : avaliação da exposição ocupacional a vibrações de corpo inteiro: procedimento técnico. São Paulo: Fundacentro, 2013.

Moravic, Marek. DARINA, Hroncova. OSLAR, Ostertag. Vibration of mechanical system using MSC Adams Software. American Journal of Mechanical Engineering, 2015.

NR 15 – Atividades e operações insalubres – Anexo VIII – Vibrações. Disponível em: <http://www.guiatrabalhista.com.br/legislacao/nr/nr15_anexoVIII.htm>. Acesso em: 21 de nov. 2015.

Pardal, T., Ruído de baixa frequência, um problema de saúde pública, 2015. Disponível em:<<http://blog.safemed.pt/ruído-de-baixa-frequencia-um-problema-para-a-saude-publica/>>. Acesso em: 21 de nov. 2015.

Pécora, V. NR 15 – Atividades e operações insalubres, 2015. Disponível em: <<http://vitorpecora.jusbrasil.com.br/artigos/153309652/nr-15-atividade-e-operacoes-insalubres>>. Acesso em: 26 de junho de 2016.

Soeiro, N. S. – *Curso de Fundamentos de Vibração e Balanceamento de Rotores*. Belém: UFPA-ELETRONORTE, 2008.

Vendrame, A. Vibrações Ocupacionais, 2008. Disponível em:<http://www.higieneocupacional.com.br/download/vibracoes_vendrame.pdf>. Acesso em: 21 de nov. 2015.