

ANÁLISE DO CONFORTO EM UM VEÍCULO MODELADO BIDIMENSIONALMENTE SUJEITO A VIBRAÇÕES PROVENIENTES DO PAVIMENTO

CONFORT ANALYSIS IN A TWO-DIMENSIONAL SHAPED VEHICLE SUB- JECTED TO PAVEMENT-ORIGINATED VIBRATION

Pedro Natal Pinheiro de Santilhana¹

Gustavo Simão Rodrigues²

Resumo: Os efeitos da vibração sobre o corpo humano são analisados há muito tempo com o objetivo de evitar os efeitos indesejáveis e até prejudiciais à saúde, como por exemplo, vertigens ou enjoos causados por movimentos oscilatórios. Além disso, a competitividade na indústria automobilística, onde não só o preço é responsável pela escolha de um determinado modelo, faz com que o consumidor avalie diversos outros aspectos para decidir qual veículo irá comprar. Dentre esses aspectos, o conforto pode ser um fator decisivo nesta escolha, principalmente em função do péssimo estado das rodovias brasileiras. Essa diferença na qualidade das pistas de rolagem no Brasil é tanta que alguns parâmetros das suspensões de um veículo produzido mundialmente possuem valores especialmente adaptados para as estradas brasileiras. O presente artigo tratará de um modelo automotivo bidimensional, com e sem motorista (três e dois graus de liberdade, respectivamente) para um carro de passeio. A partir da modelagem matemática deste automóvel, serão realizadas simulações aplicando as equações que regem o sistema proposto, comparando os resultados com norma padrão que trata do assunto - ISO 2631-1:1997 - e fazendo alterações nos parâmetros a fim de entender sua influência sobre a resposta obtida e, portanto, sobre o conforto do condutor. Após o estudo teórico e as simulações, pode-se ver a resposta da aceleração (rms) para diferentes situações e condições impostas ao sistema. Desse modo, foi possível concluir os parâmetros que influenciam no conforto do condutor e seus limites para o sistema estudado.

Palavras-chave: vibração mecânica. conforto veicular. veículo automotivo. excitação de base.

Abstract: The vibrations effects over human bodies has been analyzed for a long time so that it is possible to avoid these undesirable effects and even harmful to health, for example, giddiness and qualm due to oscillatory movement. Furthermore, the automobile industry competition, which the price is not the only responsible by the model choice, makes the consumers analyze different aspects before deciding which vehicle to buy. Among these aspects, the comfort can be a deciding aspect on that choice, mainly because of the poor conditions of the road flooring in Brazil. This quality variation of brazilian roads is so big that some suspension parameters of a worldwide manufactured vehicle have their values specially adapted for our roads. This report is going to approach a two-dimensional automotive model, with and without driver (three and two degrees of freedom, respectively) for a drive car. From the mathematics molding of this automobile, some simulations will be performed applying the equations that govern the proposed system, comparing the results with the standard that approaches this topic - ISO 2631-1:1997 - and varying the parameters to understand their influence on the results and, therefore, over the

¹ Graduando em Engenharia Mecânica, Universidade Estácio de Sá, Campus Praça XI; natal.2@hotmail.com.

² Professor Auxiliar, Universidade Estácio de Sá, Campus Praça XI; gustavosimao@uol.com.br.

comfort of the driver. After the theoretical study and the simulations, we could see the acceleration (rms) response for different situations and conditions that were imposed to the system. Thus, it was possible to conclude the parameters which influence driver's comfort and their limits for the studied system.

Keywords: mechanical vibration. vehicular comfort. automotive vehicle. base excitation.

1 INTRODUÇÃO

Com a competitividade do mercado automotivo, ainda mais em momentos de crise, como a atual, os fabricantes de carro precisam fazer de tudo para conquistar sua parcela no mercado de compradores. Para isso, considerando a influência que o conforto do automóvel tem na decisão da compra entre um veículo ou outro, é de interesse das empresas do ramo estudar o conforto humano sujeito a vibrações.

Este artigo tem como objetivo geral a modelagem matemática de um veículo bidimensional (com e sem o motorista), a demonstração das principais equações envolvidas, aplicação da norma ISO 2631-1:1997 nessas equações a fim de analisar o conforto percebido pelo condutor e determinar os principais parâmetros que influenciam na variação do conforto neste sistema. Como objetivos específicos, porém não menos importantes, tem-se a apresentação das equações gerais para sistemas vibratórios que servirão de base para todo o estudo e o estudo de sistemas de um ou mais graus de liberdade (GDL), de modo que seja possível modelar matematicamente o veículo em questão e, ainda, conhecer o raciocínio utilizado para obtenção de equações de sistemas de grau superior.

Qualquer movimento que se repita após um intervalo de tempo é denominado vibração ou oscilação. Segundo Rao (2008), um sistema vibratório é um sistema dinâmico onde suas variáveis como as excitações (entrada) e respostas (saídas) são dependentes do tempo e seu procedimento de análise é dividido em quatro etapas: modelagem matemática, derivação das equações governantes, solução das equações governantes e interpretação dos resultados. Para elaboração deste artigo, as derivações e soluções das equações diferenciais serão obtidas pelo método de Runge-Kutta cujas soluções permitirão a plotagem de gráficos para a análise dos resultados. Os sistemas de vibração estudados neste trabalho serão compostos pelos seguintes elementos: massa (m), mola (com constante de rigidez k) e amortecedor (com constante de amortecimento c).

2 MODELOS MATEMÁTICOS

2.1 Revisão bibliográfica

A Figura 1 ilustra um modelo de veículo de 2 GDL, onde os graus de liberdade representam as coordenadas requeridas para determinar as posições de todas as partes do sistema a qualquer instante, neste caso, os graus de liberdade são o deslocamento do centro de gravidade (CG) do chassi e a rotação em torno do eixo z, que passa pelo CG. Para este modelo deverá ser elaborado um diagrama do corpo livre (DCL) considerando primeiramente a 2ª Lei de Newton onde:

$$F_m = m\ddot{x} \quad (1)$$

Na Equação 1, \ddot{x} é a equação derivada de segunda ordem do deslocamento x , que representa a aceleração, m é a massa do chassi e F_m é a força resultante do sistema. Contudo, a força resultante é função das forças oriundas das molas (F_k), dos amortecedores (F_c) e da excitação de base F_b em função do pavimento, conforme Equações (2), (3) e (4).

$$F_k = kx \quad (2)$$

$$F_c = c\dot{x} \quad (3)$$

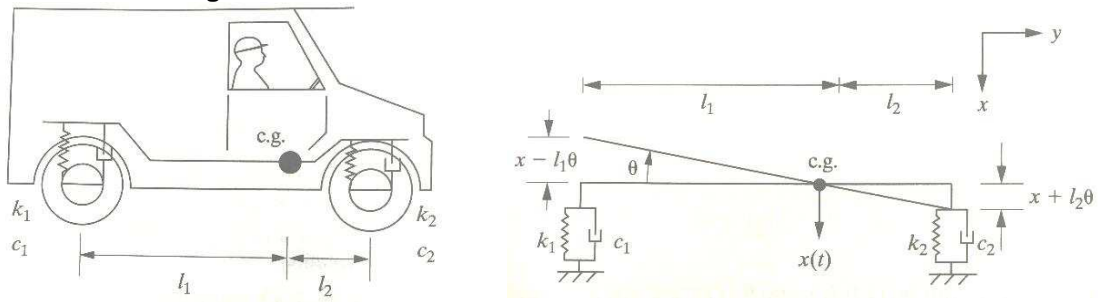
$$F_b = F_1u_1 + F_2u_2 \quad (4)$$

Para sistemas de um GDL, basta aplicar a Equação (5), porém, para sistemas com mais de um GDL, utiliza-se equações matriciais para os cálculos.

$$F_m = -F_c - F_k + F_e$$

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_1u_1 + F_2u_2 \quad (5)$$

Figura 1 – Modelo de 2 GDL de um veículo bidimensional.



Fonte: Adaptado de INMAN (2001).

2.2 Um grau de liberdade

Os modelos matemáticos são semelhantes para sistemas de 1, 2 ou mais GDL, porém os modelos para 1 GDL são mais simples, pois não incluem matrizes em sua solução. Ao tratarmos de um veículo, podemos simplificar o sistema calculando uma constante de rigidez equivalente (k_{eq}) e uma constante de amortecimento equivalente (c_{eq}), segundo as Equações (6) e (7), respectivamente. Vale ressaltar que estas equações valem para um sistema com molas e amortecedores em paralelo.

$$k_{eq} = k_1 + k_2 + \dots + k_n \quad (6)$$

$$c_{eq} = c_1 + c_2 + \dots + c_n \quad (7)$$

Desta forma, chega-se a um sistema semelhante ao ilustrado pela Figura 2. Nesse sistema haverá uma excitação de base (F_b) em função do pavimento dada pela Equação (8), na qual u_1 representa u_2 representam o deslocamento vertical das rodas em função da excitação de base e sua derivada, respectivamente.

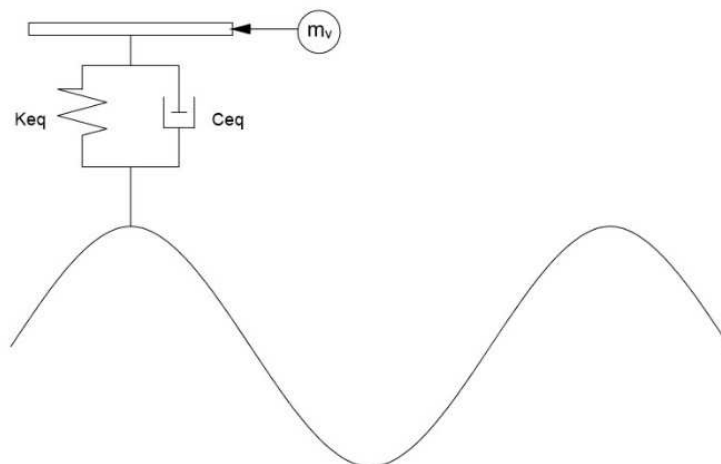
$$F_b = F_1 u_1 + F_2 u_2$$

$$u_1 = x_b = A \cdot \sin(\omega_b \cdot v \cdot t)$$

$$u_2 = \dot{x}_b = A \cdot \omega_b \cdot v \cdot \cos(\omega_b \cdot v \cdot t)$$

$$F_b(t) = k_{eq} A \sin(\omega_b \cdot v \cdot t) + c_{eq} A \omega_b v \cos(\omega_b \cdot v \cdot t) \quad (8)$$

Figura 2 – Modelo de 1 GDL de um veículo bidimensional.



Fonte: o autor

Para a Equação (8), tem-se A como a amplitude da senoide formada pelo pavimento, v como a velocidade linear do veículo, t como tempo e ω_b como a frequência de excitação de base dada pela Equação (9).

$$\omega_b = \frac{2\pi v}{R} \quad (9)$$

Onde R é o comprimento de onda da senoide do pavimento (na Figura 2, $R = 6 \text{ m}$) e v é a velocidade linear do veículo.

2.3 Dois e três graus de liberdade

Sistemas de dois graus de liberdade são semelhantes ao veículo da Figura 1 (desconsiderando o condutor). Contudo, neste sistema, as Equações (8) e (10) são compostas por matrizes onde:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F(t) \quad (10)$$

$$M = \begin{bmatrix} m_v & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$C = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & c_2 l_2 - c_1 l_1 \\ c_2 l_2 - c_1 l_1 & c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2 \end{bmatrix} \quad (12)$$

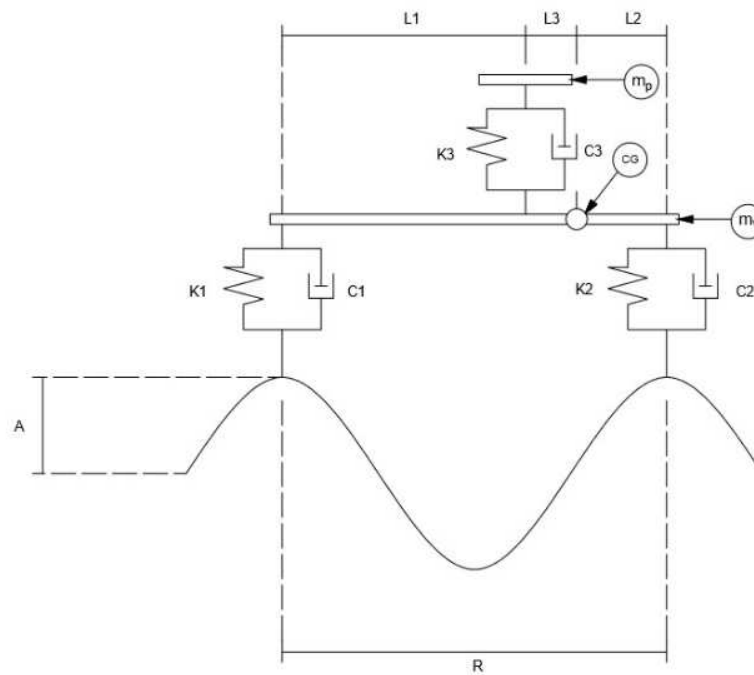
$$K = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & k_2 l_2 - k_1 l_1 \\ k_2 l_2 - k_1 l_1 & k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$F_b(t) = \begin{bmatrix} c_1 \dot{x}_t & k_1 x_t \\ -c_1 l_1 \dot{x}_t & -k_1 l_1 x_t \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_2 \dot{x}_d & k_2 x_d \\ -c_2 l_2 \dot{x}_d & -k_2 l_2 x_d \end{bmatrix} \quad (14)$$

Para as Equações (11), (12), (13) e (14), m_v é a massa do veículo, l é o momento de inércia do veículo, x_t e x_d são os deslocamentos da excitação de base traseiro e dianteiro, respectivamente, e \dot{x}_t e \dot{x}_d são as velocidades dos deslocamentos da excitação de base traseiro e dianteiro, respectivamente.

Por fim, chega-se ao sistema de 3 GDL modelado para o estudo do conforto em um veículo de passeio. Este sistema, representado pela Figura 3, tem como graus de liberdade o deslocamento vertical do CG do chassi, a rotação entorno do eixo z e o deslocamento vertical da massa do motorista. Por isso, esse sistema é descrito segundo a Equação (10).

Figura 3 – Modelo de 3 GDL para um veículo de passeio.



$$M = \begin{bmatrix} m_v & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 \\ 0 & 0 & m_m \end{bmatrix} \quad (15)$$

$$C = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} \end{bmatrix} \quad (16)$$

$$K = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} \end{bmatrix} \quad (17)$$

$$F_b(t) = \begin{bmatrix} c_1 \dot{x}_t & k_1 x_t \\ -c_1 l_1 \dot{x}_t & -k_1 l_1 x_t \\ 0 & 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_2 \dot{x}_d & k_2 x_d \\ -c_2 l_2 \dot{x}_d & -k_2 l_2 x_d \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (18)$$

Na Equação (15), m_m representa a massa do motorista e as Equações (16) e (17) são as matrizes das constantes de amortecimento e rigidez, respectivamente, e seus índices são os listados na Tabela 1. Além dessas, temos a Equação (17) - oriunda da Equação (4) - que representa o somatório das forças de excitação de base, provenientes do pavimento.

Tabela 1 – Índice das Equações (15) e (16).

$c_{11} = c_1 + c_2 - c_3$	$k_{11} = k_1 + k_2 - k_3$
$c_{12} = c_2 l_2 - c_1 l_1 - c_3 l_3$	$k_{12} = k_2 l_2 - k_1 l_1 - k_3 l_3$
$c_{13} = -c_3$	$k_{13} = -k_3$
$c_{21} = c_2 l_2 - c_1 l_1 - c_3 l_3$	$k_{21} = k_2 l_2 - k_1 l_1 - k_3 l_3$
$c_{22} = c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2 - c_3 l_3^2$	$k_{22} = k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 - k_3 l_3^2$
$c_{23} = -c_3 l_3$	$k_{23} = -k_3 l_3$
$c_{31} = c_3$	$k_{31} = k_3$
$c_{32} = -c_3 l_3$	$k_{32} = -k_3 l_3$
$c_{33} = c_3$	$k_{33} = k_3$

Onde L_1 (ou l_1 da Figura 1), L_2 (ou l_2 da Figura 1) e L_3 , ilustrados na Figura 3, representam as distâncias entre o CG e a suspensão traseira, a massa do passageiro e a suspensão dianteira, respectivamente.

3 SIMULAÇÕES

3.1 Dados iniciais

As simulações elaboradas foram constituídas das equações citadas anteriormente de forma que fossem gerados os gráficos a seguir (Figuras 4, 5,

6 e 7). Para as simulações a seguir, foram consideradas as Equações (10), (15), (16), (17) e (18), admitindo-se os valores dados na Tabela 2.

Tabela 2 – Valores iniciais para as simulações de um veículo 3-GDL.

$m_v = 1000 \text{ kg}$
$m_p = 75 \text{ kg}$
$I = 3000 \text{ kg.m}^2$
$k_1 = 35000 \text{ N.m}^{-1}$
$k_2 = 32000 \text{ N.m}^{-1}$
$k_3 = 20000 \text{ N.m}^{-1}$
$c_1 = 2570 \text{ N.s.m}^{-1}$
$c_2 = 2480 \text{ N.s.m}^{-1}$
$c_3 = 2500 \text{ N.s.m}^{-1}$
$l_1 = 1,50 \text{ m}$
$l_2 = 0,50 \text{ m}$
$l_3 = 0,25 \text{ m}$
$v = 50 \text{ km.h}^{-1} = 14 \text{ m.s}^{-1}$
$A = 0,005 \text{ m}$
$R = 0,002 \text{ km}$

Os valores de l , k e c da Tabela 2 foram retirados de Talukdar (2003), enquanto m_v , m_p , I e v foram escolhidos com base no conhecimento geral da massa, comprimento e velocidade de um carro de passeio comum e da massa de um homem adulto e A e R são valores acadêmicos para iniciar as simulações, porém com algum senso de realidade. Como condição inicial, tem-se o deslocamento inicial da massa do veículo $x_v = 0.1 \text{ m}$. Os gráficos obtidos para o modelo ilustrado na Figura 3 e a partir dos valores da Tabela 2 são representados nas Figuras 4 e 5.

Figura 4 – Deslocamento vertical (m) do veículo e do passageiro.

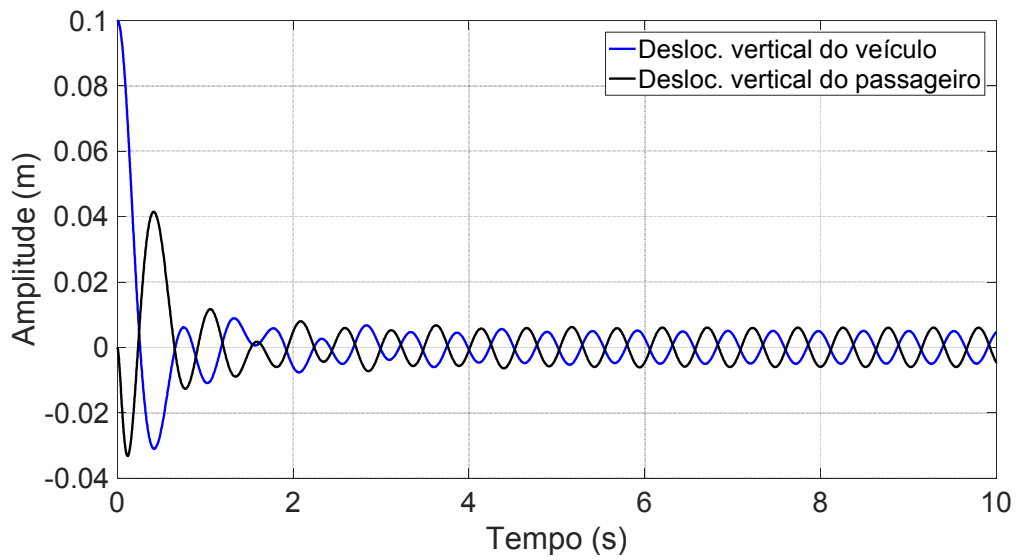
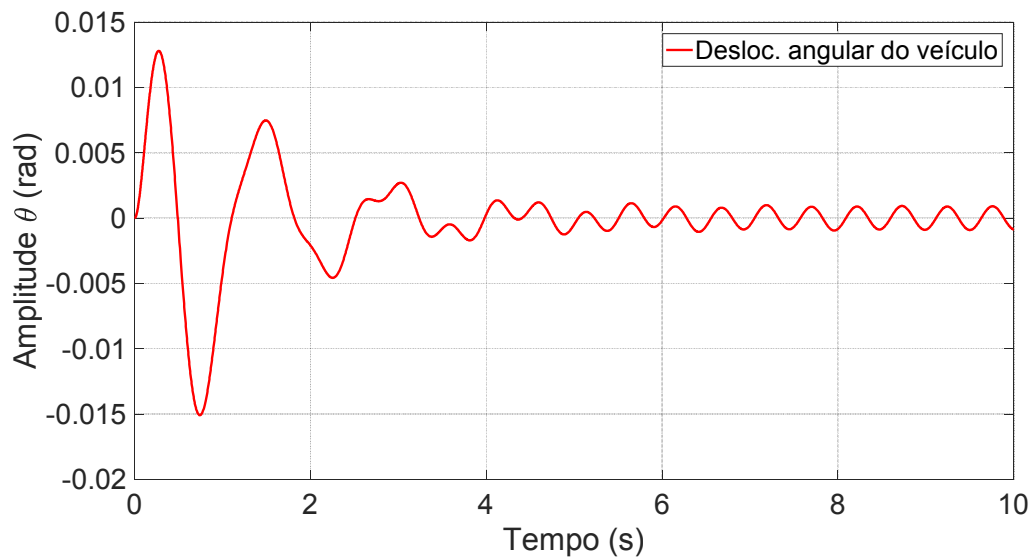


Figura 5 – Deslocamento angular (θ) do veículo.



Após as Figuras 4 e 5 serem plotadas, geraram-se os gráficos das Figuras 6 e 7, onde a perturbação inicial $x_0 = 0$.

Figura 6 – Deslocamento vertical (m) do veículo sem perturbação inicial.

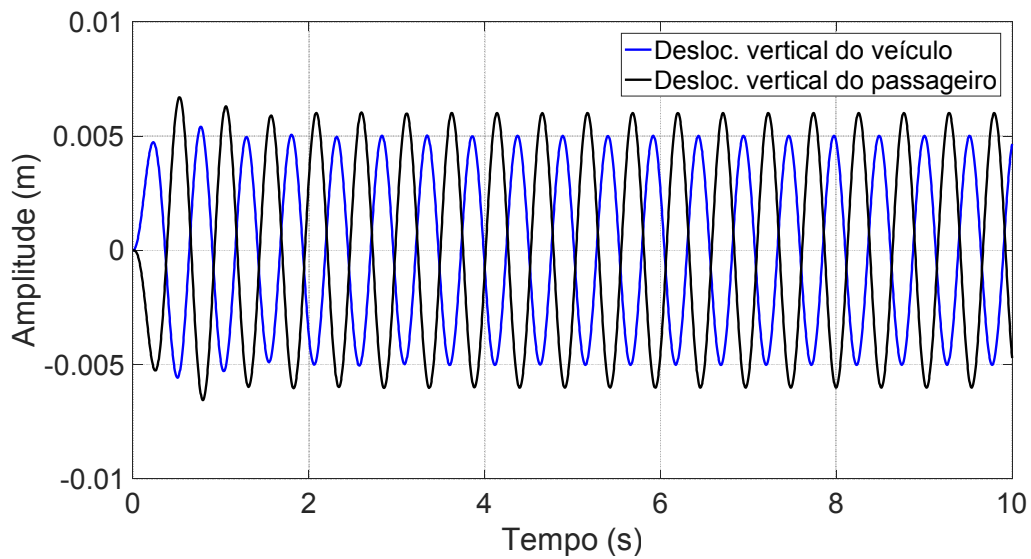
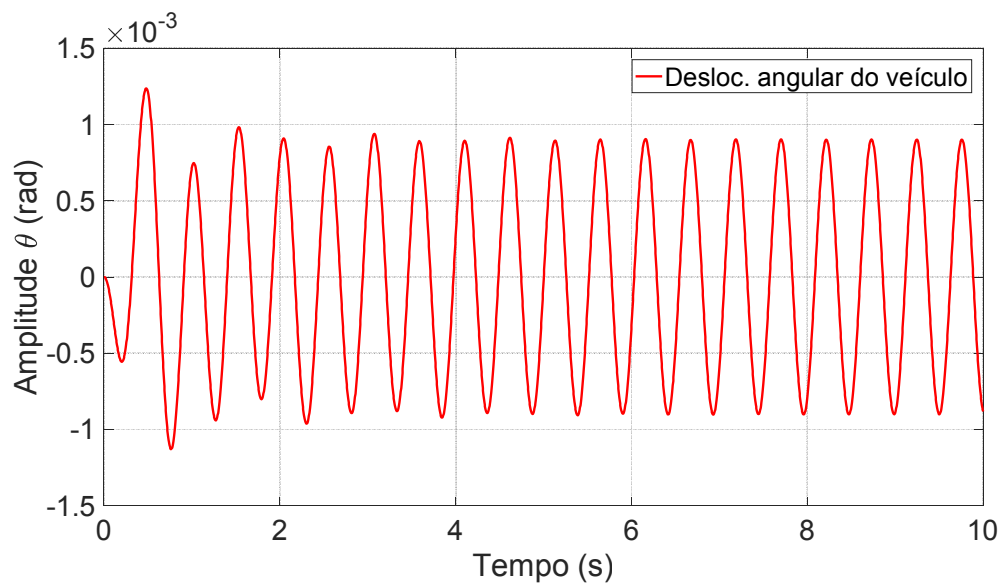


Figura 7 – Deslocamento angular (θ) do veículo sem perturbação inicial.



Nas Figuras 4 e 5 é possível observar o amortecimento do sistema, que ocorre em menos 1 segundo em relação ao deslocamento vertical e em pouco mais de 3 segundos em relação ao ângulo θ . Após o amortecimento, ainda é notável um deslocamento permanente das massas (veículo e passageiro), devido à excitação de base gerada por A. Nas Figuras 6 e 7 pode-se observar melhor os deslocamentos gerados pela excitação de base.

3.2 Dois e três graus de liberdade

Para a análise do conforto do condutor no veículo de passeio em questão foi considerada a norma ISO 2631-1:1997. Desta forma, considera-se o valor eficaz ponderado da aceleração (\ddot{x}_{rms}), em $m.s^{-2}$. A aceleração ponderada é dada por:

$$\ddot{x}_{rms} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T (\ddot{x}_{rms}(t))^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (19)$$

Com a aceleração vertical da massa do veículo \ddot{x}_v obtida pela Equação (10), utiliza-se o código rms (root-mean-square) para determinar a aceleração ponderada. O rms é dado por:

$$Y=rms(X) \quad (19)$$

onde:

$Y \rightarrow$ Escalar obtido de X (vetor), em $m.s^{-2}$

$X \rightarrow$ Equação (5)

Para analisar os resultados, utiliza-se uma tabela em anexo na norma, que relaciona as vibrações ($m.s^{-2}$) com a sensação de conforto do motorista (Tabela 3).

Tabela 3 – Vibração x Conforto.

Inferior a 0,315 m/s ²	não é desconfortável
Entre 0,315 m/s ² a 0,63 m/s ²	é um pouco desconfortável
Entre 0,5 m/s ² a 1 m/s ²	razoavelmente desconfortável
Entre 0,9 m/s ² a 1,6 m/s ²	desconfortável
Entre 1,25 m/s ² a 2,5 m/s ²	muito desconfortável
Superior a 2 m/s ²	extremamente desconfortável

Fonte: ISO 2631-1:1997

3.3 Resultados

Para as primeiras simulações para análise de alterações no sistema inicial, foram modificadas as constantes de rigidez das molas traseira e dianteira (k_1 e k_2 , respectivamente). A primeira alteração foi igualar os valores das duas constantes de modo que $k_1 = k_2 = 35000 \text{ N.m}^{-1}$. Para esta nova formatação,

tem-se uma vibração de $1,0367 \text{ m.s}^{-2}$, de forma que o veículo ainda transmite desconforto ao motorista. A segunda alteração de k foi $k_1 = k_2 = 32000 \text{ N.m}^{-1}$, onde se teve uma resposta de $0,9566 \text{ m.s}^{-2}$. A terceira alteração de k inverteu os valores iniciais de k_1 e k_2 , de modo que $k_1 = 32000 \text{ N.m}^{-1}$ e $k_2 = 35000 \text{ N.m}^{-1}$. O resultado desta mudança foi $1,0034 \text{ m.s}^{-2}$.

As próximas alterações envolveram as constantes de amortecimento c_1 e c_2 , traseira e dianteira, respectivamente. Como para k , inicialmente, foram igualados os valores de c de forma que $c_1 = c_2 = 2570 \text{ N.s.m}^{-1}$. O resultado desta alteração foi de $0,9840 \text{ m.s}^{-2}$. Em seguida, igualou-se os valores de c a 2480 N.s.m^{-1} , resultando em uma vibração de $0,9960 \text{ m.s}^{-2}$. Após isso, inverteu-se os valores iniciais de c , obtendo-se $0,9904 \text{ m.s}^{-2}$. Observa-se, então, que a simples inversão dos valores de c não influencia na sensação de conforto percebida pelo motorista.

Em seguida, realizou-se simulações variando a velocidade linear do carro, sabendo-se que este parâmetro influencia na amplitude dos deslocamentos vertical e angular permanentes (devido à excitação de base). Na Tabela 4, tem-se os resultados obtidos para cada velocidade demonstrada.

Tabela 4 – Velocidade x Vibração.

Velocidade (m.s^{-1})	Aceleração \ddot{x}_{rms} (m.s^{-2})
5	1,1085
10	0,8459
14	0,9904
20	0,9683
25	0,9706
50	1,1625

A próxima sequência de simulações teve como parâmetro a ser variado o pavimento por onde o veículo trafega, ou seja, alterou-se a amplitude A da senoide formada pelo pavimento, conforme a Figura 3. Juntamente com A , a velocidade v também foi alterada para cada nova amplitude, gerando a Tabela 5.

Tabela 5 – Amplitude x Vibração.

Vibração \ddot{x}_{rms} (m/s ²)						
Velocidade (m/s)	Amplitude do pavimento (mm)					
	1	3	5	7	10	15
5	1,2768	1,1639	1,1085	1,0720	1,0381	1,0162
10	1,1292	1,0219	0,9896	0,9985	1,0589	1,2515
14	1,0710	0,9852	0,9904	1,0433	1,1779	1,4938
20	1,0168	0,9486	0,9683	1,0395	1,1984	1,5514
25	0,9849	0,9292	0,9706	1,0618	1,2552	1,6571
50	0,9262	0,9752	1,1625	1,4052	1,8299	2,5994

Com essas simulações ainda não foram observados valores de aceleração ponderada aceitáveis para garantir o conforto do condutor do veículo. Contudo, percebe-se uma variação nos resultados quando se altera o pavimento e, sabendo que existe uma condição inicial no sistema ($x_0 = 0,1$ m), foram realizadas novas simulações nas quais o perfil do pavimento e as condições iniciais do sistema variam, conforme Tabela 6.

Tabela 6 – Vibração x Condições iniciais.

Vibração \ddot{x}_{rms} (m/s ²)						
Amplitude A (mm)	Condições iniciais (m)					
	-0,2	-0,1	0	0,1	0,2	0,5
1	2,3295	1,0985	0,0888	1,0710	2,2932	5,9990
3	2,1606	1,0519	0,2659	0,9852	2,0830	5,4682
5	2,1206	1,0879	0,4428	0,9904	2,0058	5,2268
7	2,1374	1,1657	0,6160	1,0433	1,9843	5,0990
10	2,1928	1,3202	0,8831	1,1779	1,9954	4,9414
15	2,3859	1,6506	1,3228	1,4938	2,1324	4,8303

Na Tabela 6, pode-se observar que os resultados encontrados para $x_0 = 0$ com amplitude A de até 3 mm são positivos em relação ao conforto do

motorista do carro e, em função desses resultados, foram realizadas novas simulações semelhantes as feitas para elaborar a Tabela 5, porém para $x_0 = 0$. Assim, tem-se a Tabela 7.

Tabela 7 – Amplitude x Vibração ($x_0 = 0$).

Vibração \ddot{x}_{rms} (m/s ²)						
Velocidade (m/s)	Amplitude do pavimento (mm)					
	2	3	4	5	10	15
5	0,0525	0,0786	0,1048	0,1310	0,2616	0,3921
10	0,1401	0,2099	0,2797	0,3493	0,6972	1,0440
14	0,1770	0,2659	0,3539	0,4428	0,8831	1,3228
20	0,1846	0,2765	0,3661	0,4618	0,9158	1,3786
25	0,2008	0,3014	0,3984	0,5019	1,0025	1,4975
50	0,3381	0,5087	0,6773	0,8459	1,6753	2,5034

3 CONCLUSÕES

Com base neste artigo, é possível conhecer os principais parâmetros que constituem um sistema vibratório bidimensional representando um veículo de passeio, ocupado apenas pelo condutor. Esses parâmetros estão listados na Tabela 2.

Após a modelagem matemática do modelo estudado, considerando os dados citados, e as primeiras simulações feitas para o modelo-base pode-se observar os gráficos que ilustram as curvas do sistema, com e sem condições iniciais (perturbação inicial do sistema). Com as simulações iniciais realizadas, o comportamento do sistema e sua capacidade de amortecimento conhecidos, foi possível elaborar novas simulações, variando parâmetros de interesse.

Com as novas simulações, pode-se concluir que as perturbações iniciais no sistema, que podem representar lombadas e buracos na via, têm influência negativa sobre a percepção de conforto do motorista e, obviamente, devem ser consideradas anomalias que não devem existir em pistas de rolagem para automóveis. Zerando essas condições iniciais e observando os resultados obtidos na Tabela 7 (para os demais valores dados na Tabela 2), percebe-se

que o veículo modelo é confortável em velocidades de até 25 m.s^{-2} (90 km.h^{-1}) e com um pavimento de amplitude A de até 3 mm (e em todo resultado de fundo azul na Tabela 7).

REFERÊNCIAS

- BALACHANDRAN, B.; MAGRAB, E. B. **Vibrações mecânicas**. Revisão técnica Mário F. Mucheroni. Tradução All Tasks. São Paulo: Cengage Learning, 2011.
- BOYCE, W. E.; DIPRIMA, R. C. **Equações diferenciais elementares e problemas de valores de contorno**. Tradução e revisão técnica Valéria de Magalhães Iório. Rio de Janeiro: LTC, 2014.
- HANSELMAN, D.; LITTLEFIELD, B. **MATLAB 6: Curso completo**. São Paulo: Prentice Hall, 2007.
- INMAN, D. J. **Engineering vibration**. New Jersey: Pearson Education, 2007.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARTIZATION. **ISO 2631-1:1997 Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration - Part 1: General requirements**. 1997.
- RAO, S. S. **Vibrações mecânicas**. Revisão técnica José Juliano de Lima Junior. Tradução Arlete Simille. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.
- TALUKDAR, S.; MAZUMDAR, A.; KALITA, K. **Comparative study of a flexible and rigid two degree of freedom half car model**. International Journal of Research in Engineering Technology. 2003.

Enviado em: 19 jul. 2017
Aceito em: 01 dez. 2017

Editor responsável: Mateus das Neves Gomes