Relatório Final

Título do projeto de pesquisa:	Resposta Dinâmica de um motor foguete a propelente sólido durante o transporte terrestre
Bolsista:	Matheus Romero
Orientador(a):	Carlos d'Andrade Souto
Período a que se refere o relatório:	Agosto de 2015 a Julho de 2016

Resumo

Motores - foguete a propelente sólido sofrem carregamentos dinâmicos ao longo de toda sua vida útil. O motor sofrerá esforços dinâmicos não somente durante sua operação, mas também durante o transporte entre o local de carregamento do envelope motor e o local de disparo. A realização de simulações computacionais permite estimar quais serão as respostas dinâmicas do motor e os esforços a que será submetido, contribuindo para que seja efetuado um transporte que não danifique o motor. Esse projeto de Iniciação Científica dedicou-se a realizar o estudo da dinâmica do conjunto cavalo mecânico – carreta carregada com um motor foguete S43 durante o transporte terrestre. A metodologia utilizada consiste na elaboração modelos que tratam o veículo e o motor foguete como corpos rígidos e permitem obter as frequências naturais do sistema e sua resposta a excitações impostas pela pista.

1. Introdução

Motores-foguete a propelente sólido sofrem carregamentos dinâmicos ao longo de sua vida útil, seja durante sua operação ou transporte entre o local de carregamento do envelope motor e o local de disparo do mesmo. Acelerações e/ou deslocamentos excessivos podem afetar o propelente e a junção propelente-estrutura o que pode resultar em falha durante a operação do motor. A realização de simulações computacionais permite estimar quais serão as respostas dinâmicas do motor e os esforços a que o mesmo será submetido durante o transporte terrestre. Desta forma pode-se avaliar se as cargas dinâmicas durante o transporte poderão afetar o motor-foguete de forma a comprometer sua operação segura para que medidas que reduzam estas cargas possam ser tomadas em fases anteriores da operação.
O Presente trabalho tem como objetivo realizar a analise dinâmica de um conjunto formado por um veículo e a carreta de transporte de um motor-foguete durante o transporte terrestre.

1.1 Conjunto Analisado

O conjunto cavalo mecânico - carreta - motor-foguete S43 – container de madeira é mostrado na figura 1 e suas dimensões na figura 2.

Figura 1- Conjunto veículo-suporte-motor foguete

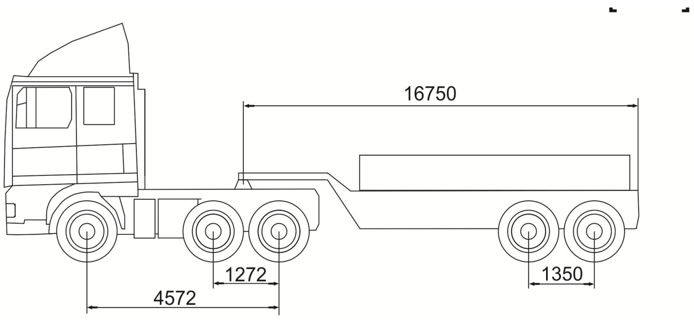

Figura 2 – Dimensões principais do veículo em mm

Uma vez que não estavam disponíveis as reais características dinâmicas do cavalo mecânico, foram utilizados dados de um veículo semelhante analisado em [PLAXICO, 2007] apresentados na tab. 1. Os dados da suspensão do veículo são apresentados na tabela 2. Os dados de alguns subsistemas não estavam disponíveis em [PLAXICO, 2007]. Assim foram utilizados dados de [Deng, 2008], indicados por (*) e [MADANY, 1987] indicados por (**) na tab.2. Os dados da carreta são apresentados na tab. 3 enquanto os de sua suspensão são mostrados na tabela 4.

Tabela 1. Propriedades características do cavalo mecânico

Massa (Kg)	2631
Momento de Inercia em Torno do Eixo Y (Kg.m²)	13709

Tabela 2. Propriedades da suspensão do cavalo mecânico

Suspensão	Rigidez (N/m) (*)	Amortecimento (N.s/m)	Massa do eixo (Kg)	Rigidez do pneu (N/m) (*)	Amortecimento do pneu (N.s/m) (**)
Frontal	200000	6570	544	980000	700
Intermediaria	200000	7790	1043	980000	1200
Traseira	200000	7790	1043	980000	1200

Tabela 3. Propriedades do conjunto Carreta/Motor S43/Caixa de Madeira.

Massa total do Conjunto (Kg)	19955
Momento de Inercia em Torno do Eixo Y (Kg.m²)	0.27498e+6

Tabela 4. Propriedades da suspensão do Conjunto Carreta-Motor

Suspensão	Rigidez (N/m) (*)	Amortecimento (N.s/m) (*)	Massa do eixo (Kg)	Rigidez do pneu (N/m) (*)	Amortecimento do pneu (N.s/m) (**)
Frontal	1000000	30000	1043	980000	1200
Traseira	1000000	30000	1043	980000	1200

1.2. Modelo Matemático

O modelo matemático descreve o comportamento dinâmico do sistema cavalo-carreta na direção vertical e foi obtido acoplando os modelos de um veículo com 2 eixos e de um veículo com 3 eixos mostrados nas Figs.3 e 4.

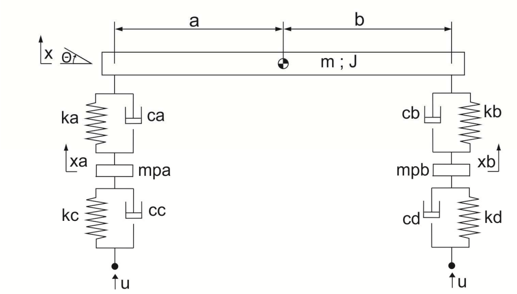

Figura 3- Veículo com dois eixos

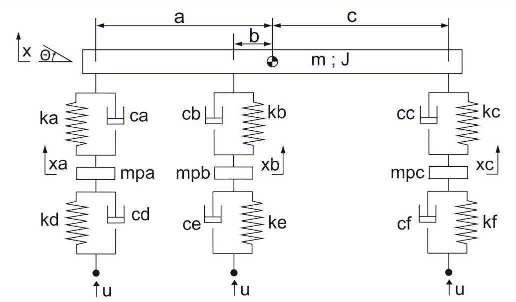

Figura 4- Veículo com três eixos

1.3. Sistema de Equações do Veículo Completo

As equações que descrevem o comportamento dinâmico dos modelos bidimensionais do veículo com 2 eixos e do veículo com 3 eixos podem ser escritas na forma matricial:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K] = \{F(t)\} \tag{1}$$

O modelo do sistema completo é mostrado na figura 5.

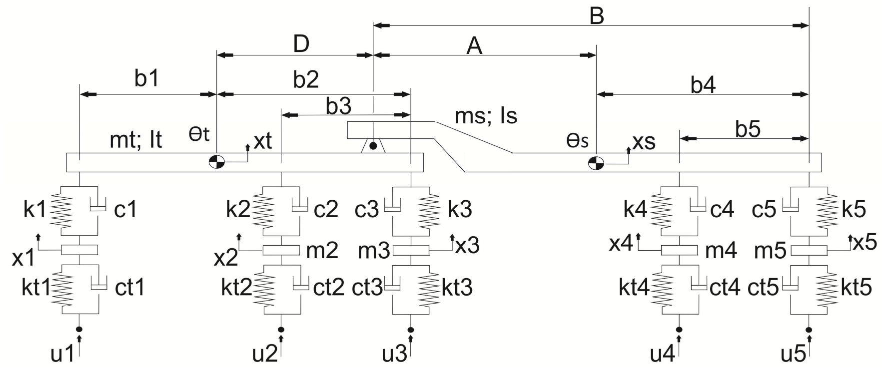

Figura 5- Modelo Matemático do sistema cavalo-carreta

As equações do sistema completo podem ser obtidas a partir da junção das equações dos veículos de três e dois eixos. Matricialmente:

$$\begin{bmatrix} [M_{cavalo}] & \\ & [M_{carreta}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\ddot{x}_{cavalo}\} \\ \{\ddot{x}_{carreta}\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [C_{cavalo}] & \\ & [C_{carreta}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\dot{x}_{cavalo}\} \\ \{\dot{x}_{carreta}\} \end{Bmatrix} + \\ + \begin{bmatrix} [K_{cavalo}] & \\ & [K_{carreta}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{x_{cavalo}\} \\ \{x_{carreta}\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F_{cavalo}\} \\ \{F_{carreta}\} \end{Bmatrix} \tag{2}$$

$$\{x_{cavalo}\} = \{xt \quad \theta t \quad x1 \quad x2 \quad x3\}^T \qquad \{x_{carreta}\} = \{xs \quad \theta s \quad x4 \quad x5\}^T$$

$$\{x^*_{sistema}\} = \{xt \quad \theta t \quad x1 \quad x2 \quad x3 \quad xs \quad \theta s \quad x4 \quad x5\}^T$$

A equação matricial acima ainda não inclui um vínculo entre os movimentos verticais do cavalo e da carreta que estão acoplados pela junção entre os dois. Da geometria do sistema mostrada na fig.5, tem-se que [ELMADANY, 1988]:

$$\frac{xt + D\theta t}{B} = \frac{xs}{(B - A)} \tag{3}$$

Desenvolvendo a expressão acima pode-se escrever θt em função de *xt* e *xs*:

$$\theta t = \frac{B}{D(B - A)} xs - \frac{1}{D} xt \tag{4}$$

Para que o sistema de equações do sistema considere o vínculo cavalo-carreta a eq.4 deve ser incluída no sistema matricial de equações da eq.(2) Uma vez que a varável θt é dependente de *xs* e *xt* deve ser excluída do sistema de equações. O novo vetor de variáveis é:

$$\{x_{sistema}\} = \{xt \quad x1 \quad x2 \quad x3 \quad xs \quad \theta s \quad x4 \quad x5\}^T \tag{5}$$

Para obter o sistema matricial de equações completo do sistema cavalo-carreta incluindo o vínculo cavalo-carreta apresentado na eq. (4) é necessário transformar o sistema da eq.(2). Esta transformação será aplicada às matrizes de massa rigidez e amortecimento e tem a forma:

$$[K_{sistema}] = [T]^T [K][T] \qquad [C_{sistema}] = [T]^T [C][T] \qquad [M_{sistema}] = [T]^T [M][T] \tag{6}$$

A matriz de transformação [T] pode ser obtida através transformação do vetor $\{x^*_{sistema}\}$ no vetor $\{x_{sistema}\}$:

$$\{x^*_{sistema}\} = [T]\{x_{sistema}\} \tag{7}$$

$$[T] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & & & 0 & & & 0 \\ -\alpha/\beta & 0 & & 0 & 1/\beta & 0 & & 0 \\ 0 & 1 & & & 0 & & & \\ & & 1 & & & & & \\ & & & 1 & & & & \\ & & & & 1 & & & \\ & & & & & 1 & & \\ & & & & & & 1 & 0 \\ 0 & & & & & & 0 & 1 \end{bmatrix}_{9x8} \qquad \alpha = 1 - \frac{A}{B} \qquad \beta = D\left(1 - \frac{A}{B}\right) \tag{8}$$

2. Análises Realizadas

2.1 Cálculos dos parâmetros modais

Resolvendo-se o problema de autovalor dado por:

$$([K_{sistema}] - \omega^2 [M_{sistema}])\{X\} = 0 \tag{6}$$

Podem-se obter as frequências naturais e as formas modais do sistema analisado.

2.2 Resposta Dinâmica a Deslocamento Aleatório da Base

Os deslocamentos impostos pelo pavimento variam de forma aleatória e portanto terão de ser descritos através de suas densidades espectrais de potência. Poderemos então obter as densidades espectrais de potência das forças a partir da densidade espectral de potência da pista:

$$S_{fifi}(\omega) = k_i S_{uu}(\omega) \qquad \text{i=1,2,...,6} \tag{7}$$

Os termos fora da diagonal principal da matriz das densidades espectrais de potência podem ser considerados nulos e portanto esta matriz terá a forma:

$$[S_{ff}(\omega)] = \begin{bmatrix} 0 & & & & & & & & \\ & 0 & & & & & & & \\ & & S_{11}(\omega) & & & & & & \\ & & & S_{22}(\omega) & & & & & \\ & & & & S_{33}(\omega) & & & & \\ & & & & & 0 & & & \\ & & & & & & 0 & & \\ & & & & & & & S_{44}(\omega) & \\ & & & & & & & & S_{55}(\omega) \end{bmatrix} \qquad (8)$$

A matriz das densidades espectrais de potência das respostas estruturais ($[S_{xx}(\omega)]$) pode ser calculada a partir da matriz das densidades espectrais de potência das forças aplicadas ($[S_{ff}(\omega)]$) e da matriz de receptância ($[H(\omega)]$) por [PETYT, 1990] :

$$[S_{xx}(\omega)] = [\overline{H}(\omega)][S_{ff}(\omega)][H(\omega)]^T \qquad (9)$$

Onde a matriz de receptância é dada por:

$$[H(\omega)] = (-\omega^2[M_{sistema}] + i\omega[C_{sistema}] + [K_{sistema}])^{-1} \qquad (10)$$

E sua complexa conjugada é $[\overline{H}(\omega)]$. A excitação aplicada aos pneus por um determinado perfil de rodovia é [RENHBERG,2011]:

$$G_d(\omega) = \frac{1}{2\pi v} G_d(n_o) \left(\frac{\omega}{2\pi v n_o} \right)^{-2} \qquad (11)$$

Onde n_o=0,1m^{-1} , v é a velocidade horizontal do veículo e $G_d(n_o)$ é o parâmetro que define a intensidade da irregularidade da superfície. Em [ISO, 1995] as rodovias são classificadas conforme a qualidade definida pela irregularidade do pavimento. As classificações variam de A (muito boa) a H (muito ruim). Quanto melhor a rodovia, menor será o parâmetro $G_d(n_o)$.
A expressão acima pode então ser utilizada na eq.(7) como $S_{uu}(\omega)$. Consideraremos neste trabalho $G_d(n_o)$=256x10^{-6} m^3 o mesmo valor adotado em [RENHBERG,2011].

3. RESULTADOS

3.1 Respostas do veículo a um pavimento de perfil aleatório

Uma rotina em ambiente MATLAB foi elaborada para calcular a resposta do grau de liberdade *xs* (deslocamento no centro de massa da carreta) quando o sistema é submetido a um perfil de rodovia descrito na eq.(11) e no último parágrafo do item anterior.

O sistema matricial descrito na eq.(2) é montado e as matrizes do sistema são transformadas de acordo com a eq.(6). As matrizes assim obtidas são utilizadas no cálculo das frequências naturais resolvendo o problema de auto-valor da eq.(6) e na obtenção da resposta ao deslocamento aleatório das rodas imposto pela pista percorrida. Considerou-se uma velocidade de 50 Km/h. As frequências naturais são mostradas na tab. 5. A densidade espectral do deslocamento do centro de massa carreta é mostrada na fig. 6.

Tabela 5. Frequências naturais do sistema cavalo-carreta

Modo	Frequência [Hz]
1	1,10
2	1,43
3	2,14
4	5,36
5	5,44
6	7,00
7	7,04
8	7,43

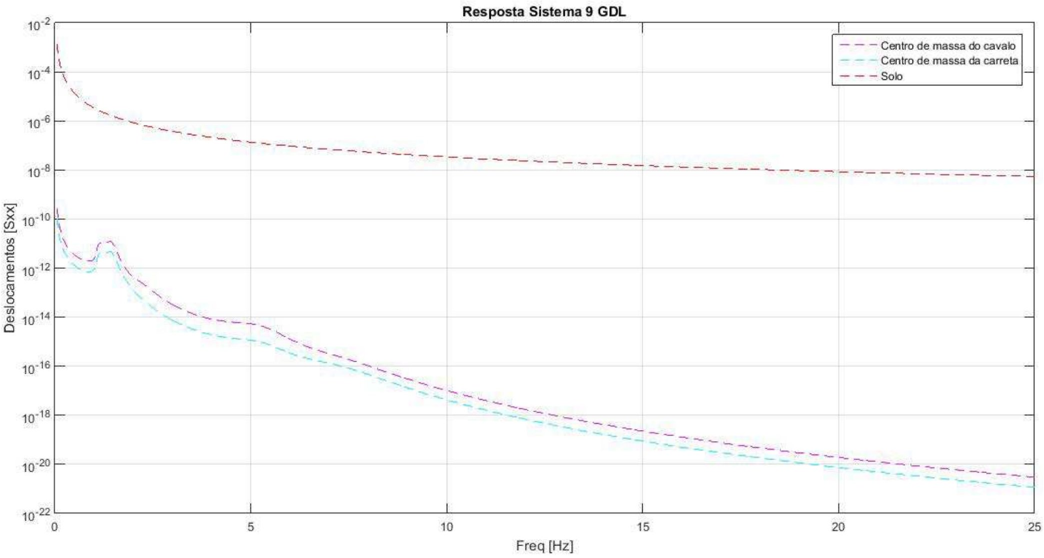

Figura 6 –Gráfico da Resposta do Sistema Analisado.

Como seria de se esperar para um veículo de grande massa, as frequências naturais são bastante baixas. Observando-se a fig.(6) percebe-se a que a suspensão do veículo consegue absorver a maior parte das vibrações causadas pela pista, minimizando o deslocamento do centro de massa da carreta.

AGRADECIMENTOS

Ao CNPq pela bolsa de iniciação científica concedida ao primeiro autor através do Programa Institucional de Bolsas PIBIC/IAE.

REFERÊNCIAS

PETYT, M. **Introduction to Finite Element Vibration Analysis**, Cambridge University Press, Cambridge, 1990.

PLAXICO, Chuck; KENNEDY, James; SIMONOVIC, Srdjan; ZISI, Nikola **Enhanced Finite Element Analysis Crash Model of Tractor-Trailers (Phase A)**. 2007. 120f Relatório. National Transportation Research Center Incorporated (NTRCI), University Transportation Center, Knoxville, Tenessee, EUA

International Organization for Standardization (1995), **Mechanical vibration – road surface profiles - reporting of data**, ISO standard 8608.

RENHBERG, Adam. **Suspension design for off-road construction machines.** 2011. 92 f. Tese de Doutorado – KTH Royal Institute of Technology - Department of Aeronautical and Vehicle Engineering, Estocolmo, 2011.

LEITE, Irano Curvello. **ANÁLISE DINÂMICA DE VEÍCULOS COM ESTRUTURA FLEXÍVEL ATRAVÉS DE TÉCNICAS MODULARES DE MODELAGEM.** 2007. 180 f. Dissertação de Mestrado, Instituto Militar de Engenharia,, Rio de Janeiro, 2007.

ELMADANY, M.M. **NONLINEAR RIDE ANALYSIS OF HEAVY TRUCKS**, Computers & Structures Vol. 25 No 1, pp69-82, 1987

ELMADANY, M.M **Design and Otimization of Truck Suspension Using Covariance Analysis,** Computers & Structures Vol. 28 No 2, pp241-246, 1988.

BAYRAKDAR, Özgür. **Random Vibration of a Road Vehicle.** 2010. 41 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Master Of Sciene In Mechanical Engineering, İzmir Institute Of Technology, İzmİr, 2010.

DENG, Jiantao **ADAPTATION OF A TRUCKSIM MODEL TO EXPERIMENTAL HEAVY TRUCK HARD BRAKING DATA**. 2009, 177f. Dissertação de mestrado , Ohio State University, EUA