



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA

Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica

Júlio César de Moraes Fernandes

INFLUÊNCIA DAS NÃO LINEARIDADES GEOMÉTRICAS
EM SISTEMAS DE SUSPENSÃO COM AMORTECIMENTO
ASSIMÉTRICO SOB EXCITAÇÃO HARMÔNICA

Bauru

2015

Júlio César de Moraes Fernandes

INFLUÊNCIA DAS NÃO LINEARIDADES GEOMÉTRICAS
EM SISTEMAS DE SUSPENSÃO COM AMORTECIMENTO
ASSIMÉTRICO SOB EXCITAÇÃO HARMÔNICA

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia de Bauru, Programa de Pós-Graduação em engenharia Mecânica na Área de Projetos Mecânicos, como parte dos requisitos necessários à obtenção de Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Marcos Silveira

Bauru

2015

Fernandes, Júlio César de Moraes.

Influência das não linearidades geométricas em sistemas de suspensão com amortecimento assimétrico sob excitação harmônica / Júlio César de Moraes Fernandes, 2015

74 f. : il.

Orientador: Marcos Silveira

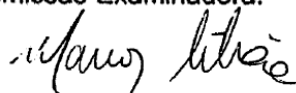
Dissertação (Mestrado)-Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia, Bauru, 2015

1. Dinâmica veicular. 2. Amortecedor assimétrico. 3. Excitação harmônica. 4. Não linearidades geométricas. I. Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia. II. Título.

ATA DA DEFESA PÚBLICA DA DISSERTAÇÃO DE MESTRADO DE JULIO CESAR DE MORAES FERNANDES, DISCENTE DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA, DO(A) FACULDADE DE ENGENHARIA DE BAURU.

Aos 24 dias do mês de julho do ano de 2015, às 14:00 horas, no(a) Anfiteatro da Seção Técnica de Pós-graduação, da Faculdade de Engenharia de Bauru, reuniu-se a Comissão Examinadora da Defesa Pública, composta pelos seguintes membros: Prof. Dr. MARCOS SILVEIRA do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru, Prof. Dr. PAULO JOSE PAUPITZ GONCALVES do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru, Prof. Dr. SAMUEL DA SILVA do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, sob a presidência do primeiro, a fim de proceder a arguição pública da DISSERTAÇÃO DE MESTRADO de JULIO CESAR DE MORAES FERNANDES, intitulado "INFLUÊNCIA DAS NÃO LINEARIDADES GEOMÉTRICAS EM SISTEMAS DE SUSPENSÃO COM AMORTECIMENTO ASSIMÉTRICO SOB EXCITAÇÃO HARMÔNICA". Após a exposição, o discente foi arguido oralmente pelos membros da Comissão Examinadora, tendo recebido o conceito final: Aprova do . Nada mais havendo, foi lavrada a presente ata, que, após lida e aprovada, foi assinada pelos membros da Comissão Examinadora.

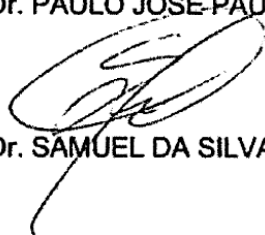
Prof. Dr. MARCOS SILVEIRA



Prof. Dr. PAULO JOSE-PAUPITZ GONCALVES



Prof. Dr. SAMUEL DA SILVA



Dedicatória...

A toda minha família em especial meus pais que sempre me apoiaram e estiveram ao meu lado me incentivando a buscar conhecimento.

A minha noiva que praticamente esteve ao meu lado em todas as etapas deste trabalho.

A todos os amigos que fizeram parte desta trajetória.

A gravidade explica os movimentos dos planetas,
mas não pode explicar quem colocou os planetas
em movimento. Deus governa todas as coisas e sabe
tudo que é ou que pode ser feito.

Isaac Newton

Agradecimentos

Agradeço em primeiro lugar a Deus por me dar sabedoria e discernimento para fazer sempre a escolha certa e me guiar pelo caminho correto de paz e harmonia.

A toda minha família, meus irmãos Juliano e Cássio, e em especial ao meu pai o Sr. Joaquim e minha mãe Sra. Efigênia, que sempre me apoiaram nos estudos, nunca deixaram que eu desanimasse dos meus objetivos e me ajudaram muito no decorrer desse trabalho.

A minha noiva Karina por me ajudar nos momentos difíceis e dar apoio para que eu não desanimasse dos meus sonhos.

Agradeço profundamente ao meu orientador Professor Dr. Marcos Silveira pela grande ajuda, dedicação e incentivo que teve durante o mestrado, pelo conhecimento transmitido e principalmente pelo comprometimento e dedicação, pois sem isto não seria possível realizar esse trabalho.

Aos docentes e membros do grupo de pesquisa NDE, Professor Dr. Paulo José Paupitz Gonçalves, Professor Dr. Bento Rodrigues de Pontes Jr. e Professor Titular Dr. José Manoel Balthazar que além do conhecimento transmitidos nas disciplinas também ajudaram muito para que esse trabalho fosse concluído.

Aos técnicos desta universidade, à seção administrativa, à fundação CAPES que liberou verba para financiar minhas pesquisas, a todos os meus amigos do grupo de pesquisa, Rodrigo, Douglas, Carlos, Janzen, Hassan, Adriano, Fransber, Pedro, Bruno, Willian, Alexander, Felipe, Jaime e em especial Lucas de Haro Silva e Michael Andrade Maedo, por toda a ajuda e companheirismo nessa caminhada. E todos que de certa forma ajudaram para que esse trabalho fosse concluído.

Resumo

FERNANDES, J. C. M., INFLUÊNCIA DAS NÃO LINEARIDADES GEOMÉTRICAS EM SISTEMAS DE SUSPENSÃO COM AMORTECIMENTO ASSIMÉTRICO SOB EXCITAÇÃO HARMÔNICA, Bauru: Faculdade de Engenharia, UNESP - Universidade Estadual Paulista, 2015, 75 p., Dissertação (Mestrado).

O objetivo deste trabalho é estudar o comportamento dinâmico de sistemas de suspensão veicular que empregam amortecimento viscoso assimétrico, com foco na melhoria do conforto para os passageiros, considerando não linearidades geométricas presentes no sistema. Estudos anteriores comprovam que o uso de amortecedores assimétricos nestes tipos de sistema pode ser vantajoso com relação ao conforto dos passageiros. Porém, nota-se que há uma deficiência no entendimento do comportamento dinâmico deste tipo de sistema. Portanto, análises mais aprofundadas deste problema devem ser realizadas. A modelagem e o comportamento de duas configurações de suspensões, uma com amortecimento viscoso simétrico e outra com amortecimento viscoso assimétrico são apresentados e comparados. As simulações são feitas usando um modelo de quarto de carro para analisar a dinâmica vertical. A configuração geométrica de um sistema de suspensão é levada em consideração na modelagem da força de amortecimento e da força da mola, de forma a incluir não linearidades geométricas no modelo. O perfil de pavimento é introduzido no sistema através de uma excitação harmônica. Diversos valores de frequência de excitação são utilizados para descrever as diferentes irregularidades de diferentes tipos de pavimento. Os modelos matemáticos referentes aos sistemas de suspensão descritos são analisados através de simulação numérica. Através da análise computacional e métodos usuais em dinâmica não linear, incluindo históricos de deslocamento, plano de fase e resposta em frequência é possível identificar regiões nas quais fenômenos indesejados ocorrem. Para esta análise, foram variados os valores do coeficiente de amortecimento tanto para a compressão quanto para a extensão do amortecedor e estabelecida uma razão de assimetria. Através da modelagem e simulações computacionais deste estudo é possível verificar que a escolha da razão de assimetria ameniza os efeitos das irregularidades do pavimento no deslocamento e aceleração da massa suspensa. Esta diminuição também pode melhorar o conforto para os passageiros.

Palavras-chave: dinâmica veicular, amortecedor assimétrico, excitação harmônica, não linearidades geométricas

Abstract

FERNANDES, J. C. M., INFLUENCE OF GEOMETRIC NONLINEARITIES IN SUSPENSION SYSTEMS WITH ASYMMETRICAL DAMPING UNDER HARMONIC EXCITATION, Engineering College of Bauru, UNESP - São Paulo State University, 2015, 75 p., Dissertation (Master's degree).

The objective of this work is to study the dynamical behaviour of vehicle suspension systems employing asymmetrical viscous damping, with a focus on improving passenger comfort, considering geometric nonlinearities which are present in the system. Previous studies have shown that the use of asymmetrical dampers in these types of systems can be advantageous with regard to the comfort of the passengers. However, there is a deficiency in understanding the dynamic behaviour of such systems. Therefore, further analysis of this problem should be conducted. The modeling and the behaviour of suspensions of two configurations, one with symmetrical viscous damping and another with asymmetrical viscous damping are presented and compared. The simulations are performed using a quarter-car model to analyze the vertical dynamics. The geometric configuration of a suspension system is taken into account in modeling the damping force and spring force, to include geometrical nonlinearities in the model. The road profile is introduced into the system through a harmonic excitation. Several values of excitation frequency are used to describe the various irregularities of different types of road. Mathematical models of the described suspension systems are analyzed by numerical simulation. Through computational analysis and usual methods in nonlinear dynamics, including time history, phase plane and frequency response, it is possible to identify regions where unwanted phenomena occur. For this analysis, the values of the damping coefficient for the compression and extension of the damper were varied, establishing an asymmetry ratio. Through modeling and computer simulations in this study, the choice of the asymmetry ratio diminishes the effects that the uneven road causes on the displacement and acceleration of the sprung mass. This decrease can also improve the comfort for the passengers.

Keywords: vehicle dynamics, asymmetrical damper, harmonic excitation, geometric nonlinearities

LISTA DE FIGURAS

1.1	Suspensão passiva e os respectivos componentes: mola helicoidal (a), amortecedor hidráulico (b), braços inferiores da suspensão (c) e braços superiores da suspensão (d) - fonte: Dixon (2008).	3
1.2	Representação esquemática de um amortecedor magnetoreológico com os respectivos componentes internos - fonte: Jiang e Christenson (2011). . . .	4
1.3	Construção dos amortecedores hidráulicos de Tubo duplo (a), Mono tubo gás/fluido (b) e Mono tubo com êmbolo flutuante (c) - fonte: Milliken e Milliken (1995).	5
1.4	Veículo de corridas Mors 1902 - fonte: < http://www.gracesguide.co.uk	6
1.5	Histórico de deslocamento da massa suspensa sob excitação harmônica utilizando amortecimento simétrico (a) e amortecimento assimétrico com razão de assimetria 3:1 (b).	7
1.6	Representação esquemática de um veículo de passageiros (a), e modelo de quarto de carro com os respectivos parâmetros.	8
1.7	Modelo de metade de carro e respectivos parâmetros - fonte: Silveira, Pontes Junior e Balthazar (2014).	8
1.8	Suspensão do tipo McPherson - fonte: Hurel, Mandow e Garcia-Cerezo (2012).	9
1.9	Suspensão do tipo double wishbone - fonte: http://www.solsticeforum.com	10
1.10	Modelo de quarto de carro e modelo biodinâmico - fonte: Papalukopoulos e Natsiavas (2007).	12
1.11	Característica da força de amortecimento simétrico e assimétrico para a extensão e compressão do amortecedor - fonte: Silveira, Pontes Junior e Balthazar (2014).	14
2.1	Representação esquemática de um veículo de passageiros (a) e modelo de quarto de carro através de um modelo massa mola amortecedor de dois graus de liberdade (GDL) com seus respectivos parâmetros (b).	20

2.2	Representação esquemática e parâmetros geométricos de uma suspensão do tipo double wishbone: (a) modelo de 2 GDL incluindo a geometria da suspensão, (b) distância até a fixação inferior do amortecedor (b_a), comprimento dos braços inferior e superior (b_s), comprimento do segmento $\overline{AF}$ (h), dimensão de auxilio para definir a inclinação do conjunto mola-amortecedor (d); (c) dimensão vertical da articulação do braço inferior até a fixação superior do conjunto mola-amortecedor (a_0), comprimento do conjunto mola-amortecedor (a), ângulo formado entre o segmento $\overline{AF}$ e a barra inferior da suspensão $\overline{AB}$ (θ), ângulo formado entre o braço inferior da suspensão e a horizontal (γ).	24
2.3	<i>Half power method</i> para determinação do fator de amortecimento ζ - fonte: adaptado de (MAIA; SILVA, 1997).	27
3.1	Máximo deslocamento ($z_{s,max}$) (a), máxima velocidade ($\dot{z}_{s,max}$) (b) e máxima aceleração ($\ddot{z}_{s,max}$) (c) da massa suspensa em relação à frequência de excitação (ω) utilizando $\beta = 3$	31
3.2	Máximo deslocamento ($z_{s,max}$) (a), máxima velocidade ($\dot{z}_{s,max}$) (b) e máxima aceleração ($\ddot{z}_{s,max}$) (c) da massa suspensa em relação a β utilizando $\omega = 5.13$ rad/s.	32
3.3	Máximo deslocamento ($z_{s,max}$) (a), máxima velocidade ($\dot{z}_{s,max}$) (b) e máxima aceleração ($\ddot{z}_{s,max}$) (c) da massa suspensa em relação a β utilizando $\omega = 47.14$ rad/s.	32
3.4	Comparação de máximo deslocamento ($z_{s,max}$) (a), máxima velocidade ($\dot{z}_{s,max}$) (b) e máxima aceleração ($\ddot{z}_{s,max}$) (c) da massa suspensa com amortecimento simétrico e assimétrico para ω variando de 0 até 100 rad/s.	33
3.5	Histórico de deslocamento da massa suspensa (z_s) para $\beta = 0.33$ (a), $\beta = 1$ (b) e $\beta = 3$ (c).	33
3.6	Detalhe da máxima aceleração da massa suspensa ($\ddot{z}_{s,max}$) em relação a ω no primeiro pico de ressonância com $\beta = 0.33$, $\beta = 1$ e $\beta = 3$	34
3.7	Histórico de deslocamento com $\omega = 1$ rad/s (a), plano de fase com $\omega = 1$ rad/s (b), histórico de deslocamento com $\omega = 5$ rad/s (c), plano de fase com $\omega = 5$ rad/s (d), histórico de deslocamento com $\omega = 10$ rad/s (e), plano de fase com $\omega = 10$ rad/s (f), histórico de deslocamento com $\omega = 20$ rad/s (g), plano de fase com $\omega = 20$ rad/s (h), histórico de deslocamento com $\omega = 50$ rad/s (i), plano de fase com $\omega = 50$ rad/s (j) da massa suspensa com $\beta = 1$ e $\beta = 3$	35
4.1	Diferentes inclinações para o conjunto mola-amortecedor na posição de equilíbrio, sendo $d = 0$ mm (a), $d = 150$ mm (b) e $d = 300$ mm (c).	37
4.2	Diferentes valores no comprimento do conjunto mola-amortecedor na posição de equilíbrio, sendo $a_0 = 480$ mm (a), $a_0 = 380$ mm (b) e $a_0 = 280$ mm (c).	38

4.3	Máximo deslocamento ($z_{s,max}$) (a), máxima velocidade ($\dot{z}_{s,max}$) (b) e máxima aceleração ($\ddot{z}_{s,max}$) (c) da massa suspensa em relação à ω , utilizando amortecimento assimétrico com $\beta = 0.33$	38
4.4	Máximo deslocamento ($z_{s,max}$) (a), máxima velocidade ($\dot{z}_{s,max}$) (b) e máxima aceleração ($\ddot{z}_{s,max}$) (c) da massa suspensa em relação à ω , utilizando amortecimento simétrico com $\beta = 1$	39
4.5	Máximo deslocamento ($z_{s,max}$) (a), máxima velocidade ($\dot{z}_{s,max}$) (b) e máxima aceleração ($\ddot{z}_{s,max}$) (c) da massa suspensa em relação à ω , utilizando amortecimento assimétrico com $\beta = 3$	40
4.6	Máximo deslocamento ($z_{s,max}$) (a), máxima velocidade ($\dot{z}_{s,max}$) (b) e máxima aceleração ($\ddot{z}_{s,max}$) (c) da massa suspensa em função de ω com $\beta = 0.33$, $\beta = 1$ e $\beta = 3$ para $d = 0$ mm.	41
4.7	Máximo deslocamento ($z_{s,max}$) (a), máxima velocidade ($\dot{z}_{s,max}$) (b) e máxima aceleração ($\ddot{z}_{s,max}$) (c) da massa suspensa em função de ω com $\beta = 0.33$, $\beta = 1$ e $\beta = 3$ para $d = 150$ mm.	41
4.8	Máximo deslocamento ($z_{s,max}$) (a), máxima velocidade ($\dot{z}_{s,max}$) (b) e máxima aceleração ($\ddot{z}_{s,max}$) (c) da massa suspensa em função de ω com $\beta = 0.33$, $\beta = 1$ e $\beta = 3$ para $d = 300$ mm.	42
4.9	Amplitude de deslocamento da massa suspensa ($z_{s,amp}$) nos picos de ressonância do sistema com $d = 0$ mm em função de β (a), amplitude de deslocamento da massa suspensa ($z_{s,amp}$) em função de ω com $\beta = 0.33$, $\beta = 1$ e $\beta = 3$ (b). . . .	42
4.10	Amplitude de deslocamento da massa suspensa ($z_{s,amp}$) em função de ω para $d = 0$ mm, $d = 150$ mm e $d = 300$ mm com $\beta = 0.33$ (a), $\beta = 1$ (b) e $\beta = 3$ (c). .	43
4.11	Amplitude de deslocamento da massa suspensa ($z_{s,amp}$) em função de β com $d = 0$ mm, $d = 150$ mm e $d = 300$ mm para $\omega = 5.13$ rad/s (a), ($z_{s,amp}$) em função de β para $\omega = 47.14$ rad/s (b).	43
4.12	Amplitude de deslocamento da massa suspensa no primeiro pico de ressonância em função de β , para diferentes valores de a_0 , com $d = 0$ mm (a), $d = 150$ mm (b) e $d = 300$ mm (c).	44
4.13	Amplitude de deslocamento da massa suspensa no segundo pico de ressonância em função de β , para diferentes valores de a_0 com $d = 0$ mm (a), $d = 150$ mm (b) e $d = 300$ mm (c).	45
4.14	Máxima aceleração da massa suspensa ($\ddot{z}_{s,max}$) para $\beta = 0.33$ e $d = 0$ mm (a), $d = 150$ mm (b) e $d = 300$ mm (c).	46
4.15	Máxima aceleração da massa suspensa ($\ddot{z}_{s,max}$) para $\beta = 1$ e $d = 0$ mm (a), $d = 150$ mm (b) e $d = 300$ mm (c).	46
4.16	Máxima aceleração da massa suspensa ($\ddot{z}_{s,max}$) para $\beta = 3$ e $d = 0$ mm (a), $d = 150$ mm (b) e $d = 300$ mm (c).	47

4.17	Amplitude de deslocamento ($z_{s,amp}$) e máximo deslocamento ($z_{s,max}$) da massa suspensa em função de ω , para $\beta = 0.33$, $d = 0$ mm e $a_0 = 480$ mm (a), $a_0 = 380$ mm (b) e $a_0 = 280$ mm (c).	47
4.18	Amplitude de deslocamento ($z_{s,amp}$) e máximo deslocamento ($z_{s,max}$) da massa suspensa em função de ω , para $\beta = 1$, $d = 0$ mm e $a_0 = 480$ mm (a), $a_0 = 380$ mm (b) e $a_0 = 280$ mm (c).	48
4.19	Amplitude de deslocamento ($z_{s,amp}$) e máximo deslocamento ($z_{s,max}$) da massa suspensa em função de ω , para $\beta = 3$ e $d = 0$ mm, utilizando $a_0 = 480$ mm (a), $a_0 = 380$ mm (b) e $a_0 = 280$ mm (c).	48
4.20	Máxima aceleração da massa suspensa ($\ddot{z}_{s,max}$) de 3 sistemas de suspensão com $d = 300$ mm e $a_0 = 280$ mm com $\beta = 0.33$, $\beta = 1$ e $\beta = 3$ comparando com um sistema sem modificações na geometria ($d = 0$ mm e $a_0 = 480$ mm) e $\beta = 0.33$ (a), $\beta = 1$ (b) e $\beta = 3$ (c).	49
5.1	Modelo de metade de carro através de um modelo massa mola amortecedor de 4 GDL com seus respectivos parâmetros.	52
5.2	Representação esquemática e parâmetros geométricos de uma suspensão do tipo <i>double wishbone</i> : (a) modelo de 2 GDL incluindo a geometria da suspensão, (b) distância até a fixação inferior do amortecedor (b_a), comprimento dos braços inferior e superior (b_s), comprimento do segmento $\overline{AF}$ (h), dimensão de auxílio para definir a inclinação do conjunto mola-amortecedor (d); (c) dimensão vertical da articulação do braço inferior até a fixação superior do conjunto mola-amortecedor (a_0), comprimento do conjunto mola-amortecedor (a), ângulo formado entre o segmento $\overline{AF}$ e a barra inferior da suspensão $\overline{AB}$ (Θ), ângulo formado entre o braço inferior da suspensão e a horizontal (γ)	53

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras latinas

Símbolo	Descrição
a	Comprimento do conjunto mola-amortecedor
a_0	Dimensão vertical da articulação do braço inferior até a fixação superior do conjunto mola-amortecedor
a_f	Comprimento final da mola e do amortecedor
$\dot{a}_f$	Velocidade relativa entre a massa suspensa e não suspensa
a_i	Comprimento inicial da mola e do amortecedor
b_a	Distância até a fixação inferior do amortecedor do amortecedor
b_s	Comprimento dos braços superior e inferior
h	Comprimento do segmento $\overline{AF}$
$c_s^\pm$	Coefficiente de amortecimento assimétrico (extensão / compressão)
c_s^+	Coefficiente de amortecimento da extensão do amortecedor
c_s^-	Coefficiente de amortecimento da compressão do amortecedor
c_u	Coefficiente de amortecimento do pneu e componentes da suspensão
d	Dimensão de auxilio para definir a inclinação do conjunto mola-amortecedor
F	Termo de dissipação de energia da função de Lagrange
F_{cs}	Força de amortecimento
$F_{cs}^\pm$	Força de amortecimento assimétrica
F_{ks}	Força da mola da suspensão
k_s	Coefficiente de rigidez da mola da suspensão
k_u	Coefficiente de rigidez do pneu e dos componentes da suspensão

L	Equação de Lagrange (Lagrangian)
m_s	Massa do sistema suspenso
m_u	Massa do sistema não suspenso
T	Energia cinética total na equação de Lagrange
t	Tempo
T_{ms}	Energia cinética da massa suspensa
T_{mu}	Energia cinética da massa não suspensa
V	Energia potencial total na equação de Lagrange
V_{ms}	Energia potencial da massa suspensa
V_{mu}	Energia potencial da massa não suspensa
z_{max}	Amplitude máxima do perfil do pavimento
z_r	Função que representa a elevação do pavimento
$\dot{z}_r$	Derivada da função que representa elevação do pavimento
z_s	Coordenada vertical de deslocamento do sistema suspenso
$\dot{z}_s$	Velocidade do sistema suspenso
$\ddot{z}_s$	Aceleração do sistema suspenso
z_u	Coordenada vertical de deslocamento do sistema não suspenso
$\dot{z}_u$	Velocidade do sistema não suspenso
$\ddot{z}_u$	Aceleração do sistema não suspenso

Letras Gregas

Símbolo	Descrição
β	Razão de assimetria do amortecedor assimétrico
γ	Ângulo formado entre o braço inferior da suspensão e a horizontal
ω	Frequência de excitação da função que representa o pavimento
ω_n	Frequência natural
ω_{ns}	Frequência natural do sistema suspenso
ω_{nu}	Frequência natural do sistema não suspenso
θ	Ângulo formado entre o segmento $\overline{AF}$ e a barra inferior da suspensão

θ_f	Ângulo formado entre o segmento $\overline{AF}$ e a barra inferior da suspensão fora da posição de equilíbrio
θ_i	Ângulo formado entre o segmento $\overline{AF}$ e a barra inferior da suspensão na posição de equilíbrio

Abreviações

Símbolo	Descrição
<i>CG</i>	Centro de Gravidade
<i>DW</i>	Double Wishbone
<i>ER</i>	Eletroreológico
<i>GDL</i>	Graus De Liberdade
<i>EDO</i>	Equação Diferencial Ordinária
<i>ISO</i>	International Organization for Standardization
<i>MR</i>	Magnetoreológico
<i>MGDL</i>	Múltiplos Graus de Liberdade

SUMÁRIO

Resumo

Abstract

Lista de figuras

Lista de símbolos

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Introdução ao problema	1
1.2	Revisão Bibliográfica	2
1.2.1	Sistemas de suspensão veicular	2
1.2.2	Amortecedor viscoso veicular	4
1.2.3	Amortecedor assimétrico	6
1.2.4	Modelagem de sistemas de suspensão veicular	7
1.2.5	Geometria de sistemas de suspensão veicular	9
1.2.6	Avaliação do nível de conforto dos passageiros	10
1.2.7	Dinâmica de sistemas de suspensão veicular	12
1.3	Justificativa	17
1.4	Objetivos	17
1.5	Estrutura da dissertação	18
2	MODELAGEM DO SISTEMA DE SUSPENSÃO	19
2.1	Modelagem do sistema de suspensão através do método de Lagrange	19
2.2	Energia cinética e potencial do sistema	20
2.3	Equações dinâmicas através da equação de Euler-Lagrange:	22
2.4	Modelo com não linearidades geométricas	23
2.5	Metodologia	26
3	SISTEMA COM AMORTECIMENTO ASSIMÉTRICO	29
3.1	Frequências naturais do sistema	29
3.2	Influência dos subsistemas não suspenso e suspenso na resposta global . . .	30

3.3	Influência de β na resposta da massa suspensa	31
3.4	Comparação entre os sistemas simétrico e assimétrico	32
3.5	Análise da posição média da massa suspensa	34
3.6	Conclusões	36
4	INFLUÊNCIA DAS NÃO LINEARIDADES GEOMÉTRICAS	37
4.1	Influência da inclinação do conjunto mola-amortecedor	38
4.2	Resposta da massa suspensa em relação à β	40
4.3	Amplitude de deslocamento da massa suspensa	42
4.4	Influência dos parâmetros a_0 e d na amplitude de deslocamento	44
4.5	Influência dos parâmetros a_0 e d na máxima aceleração da massa suspensa	45
4.6	Máximo deslocamento e amplitude de deslocamento da massa suspensa . .	47
4.7	Parâmetros geométricos combinados ao amortecimento assimétrico para melhoria do conforto	49
4.8	Conclusões	49
5	CONCLUSÕES FINAIS E TRABALHOS FUTUROS	51
5.1	Conclusões finais	51
5.2	Trabalhos futuros	52
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	54

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Este capítulo apresenta uma introdução geral sobre a dinâmica do sistema de suspensão, especificamente utilizando amortecimento assimétrico e considerando não linearidades geométricas. É apresentado um histórico e a revisão bibliográfica, com uma visão geral sobre os sistemas de suspensão, componentes e os principais aspectos que contribuem para a melhoria do conforto para os passageiros. A justificativa e os objetivos deste trabalho também são apresentados neste capítulo.

1.1 INTRODUÇÃO AO PROBLEMA

A busca por melhorias em conforto e segurança de passageiros é constante na indústria automobilística. Neste contexto, diversas inovações tecnológicas relacionadas à melhora de desempenho e conforto foram introduzidas aos sistemas de suspensão nas últimas décadas. Porém, o alto custo impede o uso destas tecnologias na grande maioria dos veículos, que ainda utilizam sistemas antiquados. A utilização de sistemas de suspensão ativa melhora consideravelmente o conforto para os passageiros. Porém, devido ao custo elevado dos componentes, esse tipo de suspensão acaba sendo aplicado apenas à veículos de altíssimo padrão. Na busca por melhorar o conforto mantendo um baixo custo, sistemas de suspensão equipados com amortecedores hidráulicos passivos assimétricos foram propostos. Esse tipo de amortecedor possui um coeficiente de amortecimento para a fase de extensão e outro para a fase de compressão. Estudos anteriores mostram que o uso de amortecedores assimétricos em sistemas de suspensão veiculares é vantajoso em diversas situações. O desempenho do amortecedor está relacionado à razão de assimetria, razão entre o coeficiente de amortecimento na extensão e o coeficiente na compressão. A geometria do sistema de suspensão deve ser considerada nas análises, pois tem influência direta nas forças relacionadas. A modelagem e o comportamento de um sistema de suspensão com amortecimento viscoso assimétrico e considerando não linearidades geométricas serão apresentados, com foco na redução da amplitude e aceleração vertical da massa suspensa do veículo. As irregularidades do pavimento serão introduzidas através

de excitações harmônicas. Serão realizadas análises através de simulação computacional, e será determinada a influência da razão de assimetria e dos parâmetros da geometria no deslocamento, velocidade e aceleração e também na amplitude de deslocamento da massa suspensa. Com base nestes resultados, será possível identificar qual a melhor combinação entre a razão de assimetria e parâmetros geométricos para obter melhor conforto para os passageiros na maior gama possível de situações.

1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O histórico dos sistemas de suspensão tem o objetivo de mostrar alguns aspectos relevantes para o entendimento das respostas dinâmicas de um sistema de suspensão. É apresentada a história da suspensão e os principais componentes de uma suspensão veicular, incluindo o amortecedor assimétrico. Aborda alguns autores e seus respectivos estudos referentes aos sistemas de suspensão e também sobre o conforto para os passageiros. São apresentados dois dos principais tipos de modelo utilizados para análises de sistemas de suspensão, sendo que um deles incluem não linearidades geométricas.

1.2.1 SISTEMAS DE SUSPENSÃO VEICULAR

Durante séculos os veículos não eram equipados com qualquer tipo de suspensão. Somente mais tarde, no século VIII, uma primitiva suspensão baseada em um sistema de correntes de aço foi desenvolvida. Molas de metal foram os primeiros sistemas desenvolvidos no século 17 e, pouco depois, feixes de molas. Vários projetos foram desenvolvidos até o século passado, que considerou o desenvolvimento do conceito de suspensão baseada em uma mola e um amortecedor (GUGLIELMINO et al., 2008).

Atualmente os elementos usuais de um sistema de suspensão passiva são os pneus de borracha, que absorvem as menores irregularidades do pavimento, evitando que se transmitam à carroceria, uma mola elástica de aço, responsável pela rigidez do sistema, e um absorvedor de impacto, ou amortecedor, responsável por dissipar a energia das vibrações, os braços da suspensão que permitem uma ligação articulada entre a roda e o chassi (Fig. 1.1). Estes são chamados elementos passivos, pois eles não necessitam de uma fonte de energia externa e suas características são constantes com o tempo. Embora sistemas de suspensão passiva sejam os mais comuns em veículos de passageiros, sabe-se que eles não têm ação ideal em toda a faixa operacional de condições e aplicações (BOUAZARA; RICHARD; RAKHEJA, 2006; TUSSET; RAFIKOV; BALTHAZAR, 2009).

Em um sistema de suspensão semi-ativa convencional, o sistema de amortecimento é realizado pela variação do orifício chamado *bypass* que interliga as duas câmaras dentro do atuador hidráulico. Isso faz com que seja possível melhorar o desempenho do amortecimento, pois é possível obter diferentes forças de amortecimento no mesmo amortecedor

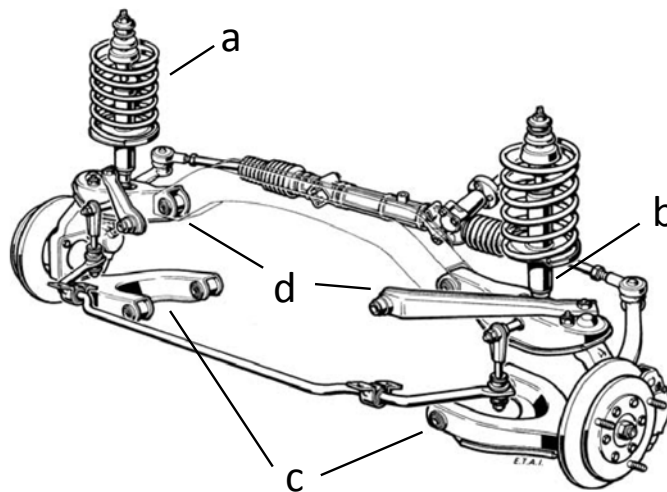


Figura 1.1: Suspensão passiva e os respectivos componentes: mola helicoidal (a), amortecedor hidráulico (b), braços inferiores da suspensão (c) e braços superiores da suspensão (d) - fonte: Dixon (2008).

(FISCHER; ISERMANN, 2004). Comparado com sistemas de suspensão ativa e passiva, o sistema de suspensão semi-ativa combina as vantagens de ambas as suspensões, ou seja, ele fornece um bom desempenho em comparação com suspensões passivas e é econômica, segura e não requer quaisquer atuadores de potência mais elevada ou uma grande fonte de alimentação (YAO et al., 2002). Geralmente nesse tipo de suspensão são empregados amortecedores magnetoreológicos (MR), que podem alterar a força de amortecimento variando a viscosidade do fluido. Amortecedores MR (Fig. 1.2) apresentam rendimento elevado, têm baixos custos de produção, exigem baixo consumo de energia, têm resposta rápida e tamanho reduzido. No entanto, eles são caracterizados pela dinâmica não linear (normalmente histerese), o que torna o tratamento matemático complicado, especialmente na modelagem e o desenvolvimento de leis de controle para a redução da vibração (ZAPATEIRO et al., 2012).

Veículos de alto desempenho geralmente empregam sistemas suspensão ativa. Aplicações práticas de suspensões ativas foram facilitadas pelo amadurecimento dos microprocessadores e eletrônica associada. Em meados da década de 1980 as suspensões ativas tiveram uma atração considerável tendo sua primeira aplicação no veículo experimental Lotus Esprit (HROVAT, 1997; NGUYEN; CHOI; PARK, 2012). Existem algumas variações na construção desse tipo de suspensão, dentre elas está a suspensão ativa hidráulica e a suspensão ativa eletromagnética. Os sistemas de controle comerciais utilizam sistemas hidráulicos para fornecer o sistema de suspensão ativa, devido à elevada densidade de força, a facilidade de projeto, a maturidade da tecnologia, e a disponibilidade comercial dos componentes (GYSEN et al., 2010).

Nas suspensões ativa e semi-ativa, técnicas de controle são estudadas com a finalidade

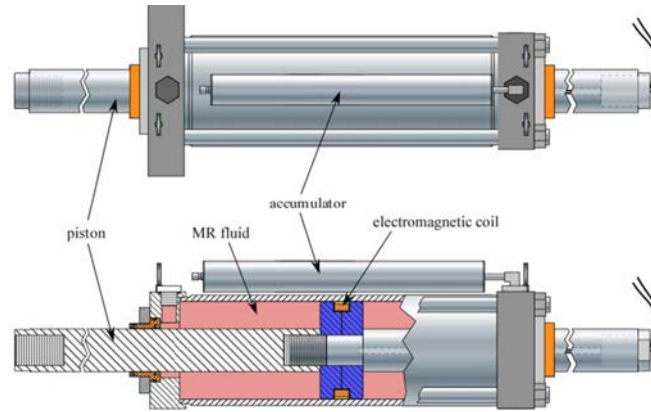


Figura 1.2: Representação esquemática de um amortecedor magnetoreológico com os respectivos componentes internos - fonte: Jiang e Christenson (2011).

de melhorar a escolha adequada das correntes de entrada para os níveis de desempenho desejados. Nesses sistemas são utilizados métodos e ferramentas de controle como, por exemplo, H_∞ , *slide mode control*, controle robusto, lógicas *fuzzy*, etc. Esses controladores são desenvolvidos com o objetivo de minimizar alguns índices de desempenho do veículo, tais como aceleração da massa suspensa, aceleração de arfagem, impulsos na suspensão traseira e dianteira, estabilidade e as forças de controle (PRABAKAR; SUJATHA; NARAYANAN, 2009). Um sistema de suspensão ativo eletromagnético é composto de um atuador tubular de ímã permanente, em paralelo com uma mola mecânica. Os atuadores eletromagnéticos permitem um fluxo de energia bidirecional e, conseqüentemente, ambos os modos de motor e gerador são possíveis (GYSEN et al., 2009). Suspensão ativa tem atraído muita atenção nos últimos anos devido ao seu potencial para atender aos requisitos de desempenho exigidos pelos consumidores (LI; LAM; CHEUNG, 2014). Em contraste, uma suspensão ativa aumenta o custo do veículo e requer a utilização de um atuador completamente ativo, e uma entrada de energia significativa é geralmente necessária (GUGLIELMINO et al., 2008).

1.2.2 AMORTECEDOR VISCOSO VEICULAR

O amortecedor viscoso é a forma de amortecimento mais comum utilizado em controle de vibrações. Nesse caso, a quantidade de energia dissipada depende de muitos fatores como o tamanho e a forma do corpo em vibração, a viscosidade do fluido utilizado, a frequência da vibração e a velocidade do corpo em vibração (RAO, 2004). No caso do amortecedor veicular sua principal função é controlar e amortecer os movimentos de ação e reação das rodas mantendo o pneu sempre em contato com o solo e diminuir as amplitudes de deslocamento e aceleração da massa suspensa do veículo.

Os amortecedores passivos utilizados nos veículos são basicamente bombas de óleo e o tipo mais comum atualmente é denominado amortecedor telescópico hidráulico. À medida

que a suspensão se desloca para cima e para baixo, o fluido hidráulico é forçado por um pistão com pequenos furos, chamados orifícios retardando o movimento da suspensão (RILL, 2011). Esse tipo de amortecedor hidráulico geralmente é o mais utilizado nos veículos médios de passeio (Fig. 1.3).

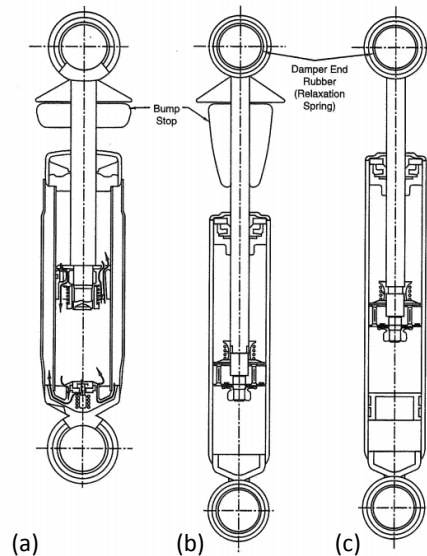


Figura 1.3: Construção dos amortecedores hidráulicos de Tubo duplo (a), Mono tubo gás/fluido (b) e Mono tubo com êmbolo flutuante (c) - fonte: Milliken e Milliken (1995).

Basicamente existem três tipos de amortecedores hidráulicos: Amortecedor de tubo duplo, que utiliza em sua construção uma válvula na base do amortecedor que serve para controlar a passagem do fluido para a outra câmara, amortecedor mono tubo que utiliza uma emulsão de gás junto com o fluido dentro do cilindro e o amortecedor mono tubo com êmbolo flutuante com gás pressurizado na parte inferior, isso faz com que a pressão aumente durante o ciclo (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995).

Um amortecedor viscoso veicular apresenta três características gerais: dados de dimensão que incluem o curso do amortecedor, o mínimo e máximo comprimento entre a montagem, diâmetro, métodos de montagem, etc. As características de força de amortecimento indicam que a força varia de acordo com a velocidade de compressão e extensão. Outros fatores como limitação na temperatura de operação, poder de dissipação, necessidade de resfriamento, também podem influenciar o desempenho do amortecedor (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995).

Há muito tempo os amortecedores viscosos são utilizados na tentativa de melhorar o conforto para os passageiros. O primeiro absorvedor de impacto “primitivo” (amortecedor) foi instalado no veículo Mors 1902 (Fig. 1.4), no *French Grand Prix Renault* em 1906. Nesse sistema de suspensão as forças de amortecimento eram geradas pelo movimento de palhetas ou um pistão em um fluido (DIXON, 2008).

Esses tipo de amortecedor viscoso passivo é utilizado basicamente pelo baixo custo.



Figura 1.4: Veículo de corridas Mors 1902 - fonte: < <http://www.gracesguide.co.uk>.

Porém, para veículos de alto desempenho não é o mais indicado. Devido a esse fato a suspensão desses veículos empregam amortecedores especiais ou outros tipos de suspensão. Porém, isso afeta diretamente o custo de fabricação do veículo (NGUYEN; CHOI; PARK, 2012).

1.2.3 AMORTECEDOR ASSIMÉTRICO

O estudo envolvendo a utilização de amortecedores assimétricos é alvo de estudo desde muito tempo atrás e tem crescido nos últimos anos. Esses amortecedores são projetados para fornecer uma força de amortecimento consideravelmente maior durante a extensão do que durante o curso de compressão (AHMED; RAKHEJA, 1992). Essas diferentes forças de amortecimento para compressão e extensão do amortecedor geralmente são estabelecidas de acordo com uma razão de assimetria. Normalmente a força de extensão é definida entre três a quatro vezes maior que a força de compressão (DIXON, 2008).

Estudos revelam que a utilização de um amortecedor assimétrico implica em um efeito onde a posição de equilíbrio dinâmico do sistema em estado estacionário sofre alteração, dependendo da razão de assimetria e também da frequência da fonte excitadora. As investigações analíticas e experimentais realizadas em amortecedores de alto desempenho com propriedades assimétricas para a compressão e extensão revelam tendências de diminuição considerável na posição média da massa suspensa (Fig. 1.5). Nesse estudo esse efeito é referido como *packing* ou *jacking down* (RAJALINGHAM; RAKHEJA, 2003).

Análises dinâmicas sobre amortecedores assimétricos comprovam que além da influência no conforto, a geometria também influencia a resposta dinâmica do sistema de suspensão. Os resultados obtidos na análise cinemática de uma suspensão utilizando amortecedor

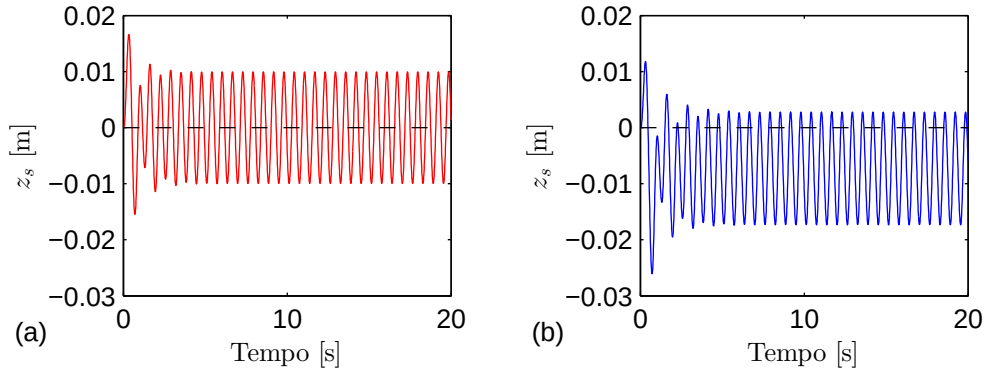


Figura 1.5: Histórico de deslocamento da massa suspensa sob excitação harmônica utilizando amortecimento simétrico (a) e amortecimento assimétrico com razão de assimetria 3:1 (b).

assimétrico sugerem que as respostas cinemática e dinâmica são fortemente influenciados pela assimetria entre compressão e extensão e pela velocidade de deslocamento do veículo (BALIKE; RAKHEJA; STIHARU, 2011).

Ahmed e Rakheja (1992) investigaram um método analítico para descrever o comportamento de um sistema que utiliza um amortecedor assimétrico multi-fase. Neste estudo ele usou uma técnica de linearização para obter a resposta em frequência de um sistema de dois graus de liberdade (GDL) utilizando amortecimento assimétrico sob excitação harmônica. Os resultados obtidos analiticamente foram comparados com resultados obtidos numericamente. Esses resultados ilustraram que essa técnica pode prever o comportamento da resposta do sistema não linear para diversas amplitudes de excitação em toda a gama de frequências analisadas. Silveira, Pontes Junior e Balthazar (2014) fizeram análises comparando um sistema utilizando amortecimento simétrico e assimétrico através do modelo de quarto de carro e metade de carro, e ambos simulando as imperfeições do pavimento com três entradas de impacto. Neste estudo investigou-se também a influência da razão de assimetria e a velocidade do veículo na resposta da massa suspensa. Os resultados mostraram que o sistema de suspensão com amortecimento assimétrico se mostra mais vantajoso, pelo fato de reduzir a aceleração vertical e angular da massa suspensa.

1.2.4 MODELAGEM DE SISTEMAS DE SUSPENSÃO VEICULAR

A Fig. (1.6) mostra um sistema de suspensão representada por um modelo massa mola amortecedor com dois graus de liberdade e esse sistema é composto de dois subsistemas ligados em série. Cada subsistema é composto de uma mola e um amortecedor em uma estrutura com massa. A base do sistema representa o pavimento no qual o veículo trafega, cujas irregularidades causam as forças que excitam o sistema. O subsistema inferior representa a massa não suspensa do veículo. Estes elementos têm características de rigidez

e amortecimento que, embora não façam parte do sistema de suspensão propriamente dito, contribuem para o comportamento dinâmico global do sistema. O subsistema superior representa o sistema de suspensão propriamente dito e a massa suspensa e o amortecedor assimétrico é adotado neste subsistema. Apesar de ser muito utilizado para representar a dinâmica de um sistema de suspensão, esse modelo se restringe apenas aos movimentos verticais dos sistemas suspenso e não suspenso.

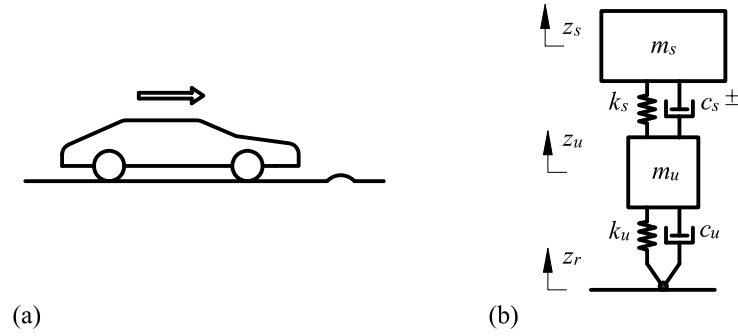


Figura 1.6: Representação esquemática de um veículo de passageiros (a), e modelo de quarto de carro com os respectivos parâmetros.

O modelo de metade de carro (*half-car*) mostrado na Fig. (1.7) apresenta em sua dinâmica além dos movimentos verticais os movimentos angulares do sistema suspenso (SILVEIRA; PONTES JUNIOR; BALTHAZAR, 2014). O modelo de metade de carro é constituído de um bloco suspenso que representa a massa do chassi, da carroceria, dos passageiros, do motor e da transmissão do veículo. Os dois subsistemas não suspensos independentes representam a suspensão dianteira e traseira incluindo amortecedor, pneu e componentes da suspensão.

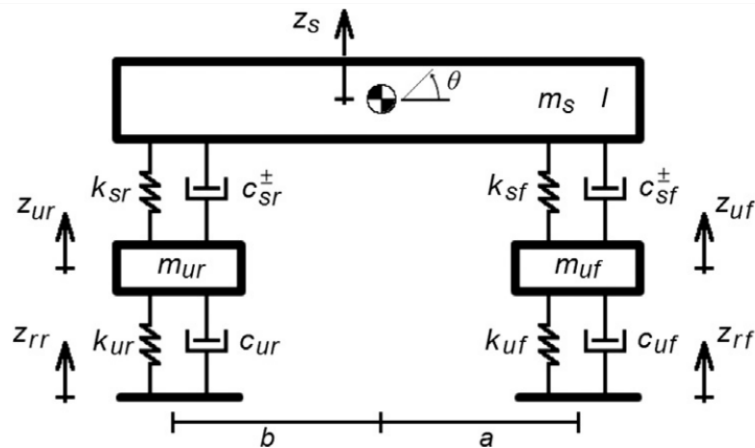


Figura 1.7: Modelo de metade de carro e respectivos parâmetros - fonte: Silveira, Pontes Junior e Balthazar (2014).

Cada subsistema tem sua massa, rigidez e amortecimento e o deslocamento acontece apenas na vertical. Em alguns casos o subsistema não suspenso pode representar também

os lados esquerdo e direito do veículo. Um parâmetro importante nesse tipo de modelagem é a localização do centro de gravidade (CG). De acordo com Milliken e Milliken (1995), a localização do centro de gravidade de um carro de corridas é um dos fatores fundamentais relacionados ao desempenho porque a capacidade do pneu nas curvas depende muito da carga vertical (ou normal) aplicada ao pneu.

1.2.5 GEOMETRIA DE SISTEMAS DE SUSPENSÃO VEICULAR

A geometria do sistema de suspensão é formada por um mecanismo onde os componentes são interligados e isolados por materiais não rígidos. O alinhamento desse mecanismo mantém o paralelismo do eixo em relação ao solo, proporcionando boa dirigibilidade e garantindo principalmente o controle durante a mudança de direção. A geometria da suspensão além do alinhamento compõe-se de ajustes determinantes para o bom desempenho quanto ao conforto e segurança, prolongando a vida útil dos pneus, evitando desgastes irregulares na banda de rodagem (DIXON, 2009).

Nos veículos médios de passageiros existem diferentes tipos de suspensão que são utilizados na traseira e na dianteira. Cada veículo recebe uma geometria diferente de acordo com o modelo e cargas solicitadas. A suspensão do tipo McPherson (Fig. 1.8) é a mais utilizada na dianteira dos veículos populares pelo fato de apresentar algumas vantagens, tais como a sua simplicidade de construção, peso e volume reduzido (HUREL; MANDOW; GARCIA-CEREZO, 2012).

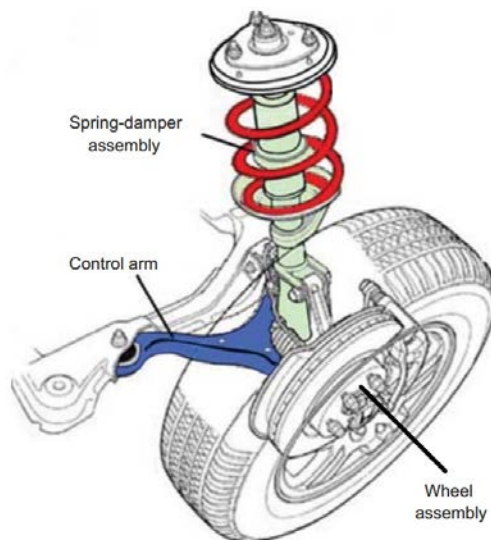


Figura 1.8: Suspensão do tipo McPherson - fonte: Hurel, Mandow e Garcia-Cerezo (2012).

A estrutura da suspensão é simples, porque a peça de ligação é composta por duas partes rígidas e uma bucha de borracha. Em sua forma básica, consiste em dois braços de

controle de ligação do chassi com o eixo da roda, que também determinam o mecanismo de articulação. Consequentemente o custo da suspensão é baixo, e a confiabilidade da suspensão é elevada (SANO, 2001).

Na dianteira do veículo também é comum encontrar veículos que utilizam a suspensão do tipo double wishbone (Fig. 1.9). A geometria desse sistema de suspensão tem efeito significativo sobre o conforto dos passageiros em comparação com outros sistemas, como McPherson e outros tipos de suspensão (BALIKE, 2010).

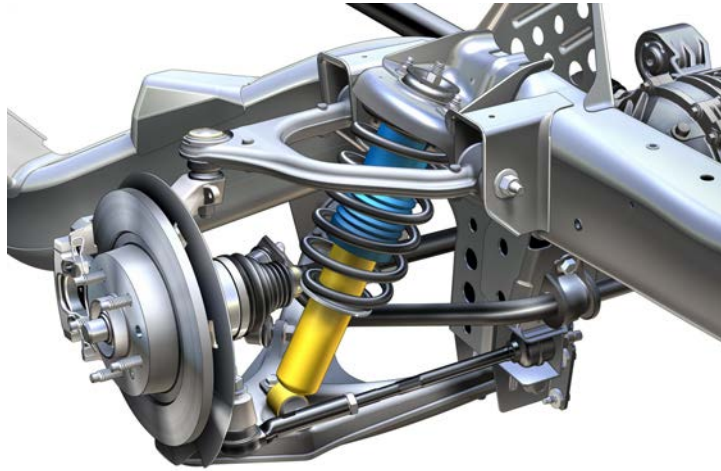


Figura 1.9: Suspensão do tipo double wishbone - fonte: <http://www.solsticeforum.com>.

1.2.6 AVALIAÇÃO DO NÍVEL DE CONFORTO DOS PASSAGEIROS

O nível de conforto é um item muito importante a se analisar quando se trata não apenas de veículos de passageiros, mas também qualquer meio que exponha o corpo humano às vibrações. Todo e qualquer veículo incluindo aeronaves, carros, caminhões e elevadores podem expor o homem à vibrações mecânicas. Essas vibrações são consideradas distúrbios, pois interferem diretamente no conforto, segurança e saúde dos passageiros e operadores (FERNANDES; MENDES, 1978).

O corpo humano possui características que podem ser aproximadas a sistemas mecânicos e cada parte do corpo incluindo os órgãos internos têm diferentes valores de frequência natural. Dessa forma, quando os seres humanos estão sujeitos as vibrações, dependendo da frequência da excitação, essas partes do corpo e órgãos podem entrar em ressonância. O resultado dessa ressonância afeta o corpo humano de diferentes formas. A tabela 1.1 mostra os principais sintomas relacionados com a frequência da vibração.

Tabela 1.1: Principais sintomas relacionados com a frequência da vibração - fonte: Fernandes e Mendes (1978).

Sintomas	Frequência [Hz]
Sensação geral de desconforto	4 - 9
Sintomas na cabeça	13 - 20
Maxilar	6 - 8
Influência na linguagem	13 - 20
Garganta	12 - 19
Dor no peito	5 - 7
Dor abdominal	4 - 10
Desejo de urinar	10 - 18
Aumento do tônus muscular	13 - 20
Influência nos movimentos respiratórios	4 - 8
Contrações musculares	4 - 9

De acordo com Fernandes e Mendes (1978), as vibrações transmitidas ao corpo humano são analisadas de três maneiras distintas:

- **“Vibrações transmitidas simultaneamente à superfície total do corpo e/ou a partes substanciais dele.** Isto acontece quando o corpo está imerso em um meio vibratório. Há circunstâncias em que isto é de interesse prático, por exemplo, quando ruídos de alta intensidade no ar ou na água excitam vibrações no corpo”.
- **“Vibrações transmitidas ao corpo como um todo através de superfícies de sustentação,** como os pés de um homem em pé, ou as nádegas de um homem sentado, ou a área de sustentação de um homem recostado. Este tipo de vibração é comum em veículos, em construções em movimento vibratório e nas proximidades de maquinário de trabalho”.
- **“Vibrações aplicadas a partes específicas do corpo, como cabeça e membros.** Exemplos destas vibrações ocorrem por meio de cabos, pedais ou suportes de cabeça, ou por grande variedade de ferramentas e instrumentos manuais”.

Na tentativa de melhorar o conforto dos passageiros do veículo, além de estudos para atenuar a vibração pela suspensão, alguns estudos também envolvem o assento do veículo. O conforto dinâmico proporcionado pelo banco é uma função que depende do projeto, construção, cinemática, a facilidade de ajuste da suspensão, e desempenho do sistema de suspensão. Entre esses fatores, a cinemática do sistema de ligação, meios elásticos, e mecanismo de amortecimento influenciam as características de transmissão de vibração dos assentos (BOILEAU; RAKHEJA, 1990). Além disso, o desconforto causado pelas vibrações estão diretamente ligados a fadiga dos ocupantes do veículo. Por isso alguns

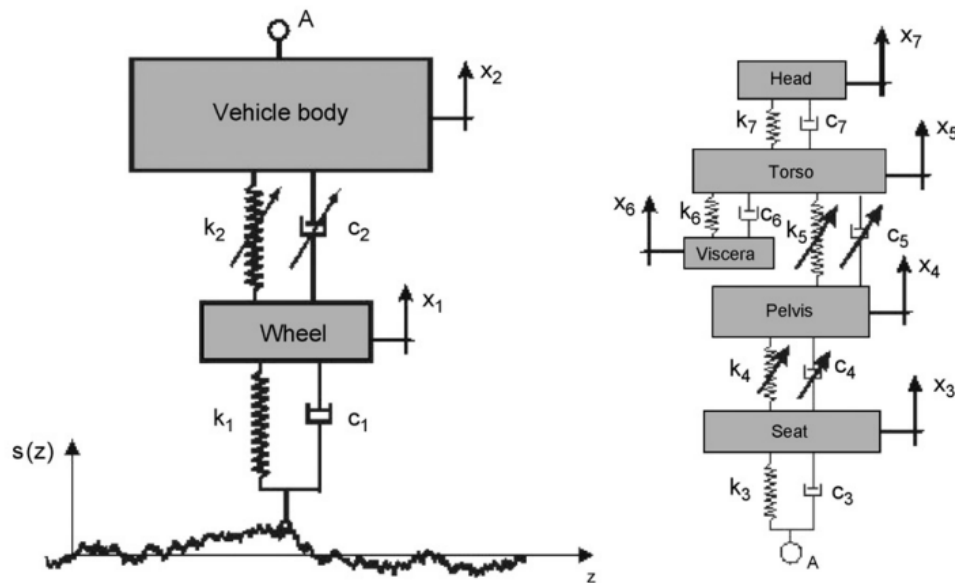


Figura 1.10: Modelo de quarto de carro e modelo biodinâmico - fonte: Papalukopoulos e Natsiavas (2007).

estudos incluem nos modelos de suspensão o assento e um sistema biodinâmico onde algumas partes do corpo humano são consideradas (Fig. 1.10).

Porém, é comumente entendido e aceito que a resposta humana a excitação dinâmica depende de muitos parâmetros mecânicos, físicos, fisiológicos e psicológicos (PAPALUKOPOULOS; NATSIAVAS, 2007).

1.2.7 DINÂMICA DE SISTEMAS DE SUSPENSÃO VEICULAR

Existem diversos tipos de suspensão veicular, e cada tipo é desenvolvido de acordo com o tamanho do veículo e o tipo de esforços no qual a suspensão é submetida. O principal objetivo de uma suspensão veicular é isolar os passageiros das vibrações induzidas pelas imperfeições do pavimento (conforto), permitindo que o motorista mantenha o controle do veículo (estabilidade) (ELS et al., 2007). Porém, os objetivos principais são contraditórios (SILVEIRA; PONTES JUNIOR; BALTHAZAR, 2014). Para ser considerado confortável, o veículo deve ter uma suspensão mais “macia”, e para ser considerado estável, a suspensão deve ser mais “dura” (NGUYEN; CHOI; PARK, 2012).

Vários modelos de suspensão foram desenvolvidos durante o século passado, até chegar no conceito de suspensão baseado em uma mola e um amortecedor (GUGLIELMINO et al., 2008). O uso de molas para permitir o movimento vertical relativo entre a roda e o chassi existe desde os primeiros veículos tracionados por animais. O amortecedor foi introduzido mais tarde, entre a massa suspensa e não suspensa, com o propósito de reduzir a oscilação, controlar o movimento e reduzir a aceleração lateral e longitudinal da massa suspensa (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995).

Os sistemas de suspensão evoluíram conforme a tecnologia dos sistemas de transporte também evoluíam. A suspensão dos veículos populares geralmente são fabricadas com elementos passivos e consiste de um elemento de dissipação de energia que é um amortecedor, e um elemento de armazenamento de energia, que é uma mola (NGUYEN; CHOI; PARK, 2012). Desta forma, além dos sistemas de suspensão com elementos passivos, alguns veículos de alto desempenho são produzidos com suspensões que recebem componentes semi-ativos e ativos. Porém, a utilização de tais sistemas implica no conflito que os fabricantes de automóveis enfrentam nos seus esforços para melhorar a segurança e conforto para os passageiros.

A utilização desses sistemas de suspensão de alto desempenho só pode ser alcançado pela demanda de alta energia e complexidade de funcionamento (FISCHER; ISERMANN, 2004; YAO et al., 2002). Em um estudo comparativo entre os três tipos de suspensão Fischer e Isermann (2004) mostraram como os parâmetros desconhecidos podem ser obtidos experimentalmente através da estimativa paramétrica, utilizando acelerômetros no chassi e roda, e sensores de deflexão da suspensão com diferentes combinações. Em seguida, os princípios de *feedback* são utilizados para controlar a taxa de amortecimento dos amortecedores utilizando atuadores e válvulas proporcionais magnéticas. Yao et al. (2002) apresentaram um sistema de controle semi-ativo utilizando amortecedor magnetoreológico. Neste estudo foram obtidas respostas experimentais e comparadas a um modelo matemático de *Bouc-Wen*. Com essa pesquisa pôde-se concluir que sob corrente elétrica, o amortecedor magnetoreológico não pode ser tratado como um amortecedor viscoso, mas suas propriedades e características podem ser descritas utilizando o modelo de *Bouc-Wen*.

Aplicações práticas de suspensões ativas foram facilitadas pelo amadurecimento dos sistemas eletrônicos, o que, por sua vez, também influenciaram a evolução de atuadores e sensores. Como resultado do amadurecimento desta infraestrutura, sistemas suspensões ativas tiveram uma atração considerável em meados da década de 1980 com sua aplicação amplamente divulgada no veículo experimental Lotus Esprit (HROVAT, 1997; NGUYEN; CHOI; PARK, 2012).

Os sistemas de suspensão ativa são caracterizadas pelo uso de sistemas de controle como, por exemplo, o controle ótimo, que tem como objetivo determinar os sinais de controle de um determinado processo, para satisfazer as restrições físicas e ao mesmo tempo minimizar ou maximizar algum critério de desempenho (KIRK, 2012). O controle ótimo, que está no contexto de controle moderno, abre novas possibilidades para controle de sistemas de suspensão veicular e quaisquer sistema que necessite melhoria de desempenho. O fato de ser no domínio do tempo permite naturalmente tratar de sistemas dinâmicos não lineares, criando possibilidades que atendem necessidades de otimização dinâmica para viabilizar a realização de processos em que as questões de energia consumida, tempo, segurança e atendimento de vínculos são cruciais, como é o caso de processos químicos, nucleares e missões aeroespaciais (ATAIR, 2012).

As suspensões semi-ativa e ativa fornecem um conforto bastante elevado, se comparado ao sistema de suspensão passiva. Apesar do desempenho, esses tipos de suspensão necessitam de fontes de energia externa e o custo dos componentes acabam influenciando no custo final do veículo (BOUAZARA; RICHARD; RAKHEJA, 2006). Dessa forma, suspensões semi-ativa e ativa são aplicadas restritamente em veículos de altíssimo padrão.

Com o objetivo de reduzir o custo global do veículo sem comprometer o nível de conforto para os passageiros, os engenheiros têm buscado alternativas para essa questão. Uma solução encontrada foi o desenvolvimento de amortecedores passivos, cuja força de amortecimento atua de forma assimétrica. Alguns estudos envolvendo a análise dinâmica de sistemas de suspensão com amortecimento assimétrico mostram resultados satisfatórios (AHMED; RAKHEJA, 1992; RAJALINGHAM; RAKHEJA, 2003; SILVEIRA; PONTES JUNIOR; BALTHAZAR, 2014).

O amortecedor assimétrico possui coeficiente de amortecimento diferente durante a fase de extensão e a fase de compressão (Fig. 1.11). Devido à velocidade da roda ser consideravelmente mais elevada na direção ascendente, quando comparada com o sentido descendente, os amortecedores assimétricos são desenvolvidos para proporcionar uma força de amortecimento maior durante a fase de extensão do que durante a fase de compressão (RAJALINGHAM; RAKHEJA, 2003). O uso desse tipo de amortecimento assimétrico causa uma mudança na posição média de deslocamento da massa suspensa. Isso ocorre porque a energia potencial armazenada na mola da suspensão durante a compressão é dissipada durante a extensão sob maior amortecimento, reduzindo assim o curso do amortecedor durante o movimento de extensão. Segundo Rajalingham e Rakheja (2003), esse efeito acontece devido as características de amortecimento assimétrico e é denominado *jacking down* ou *packing*.

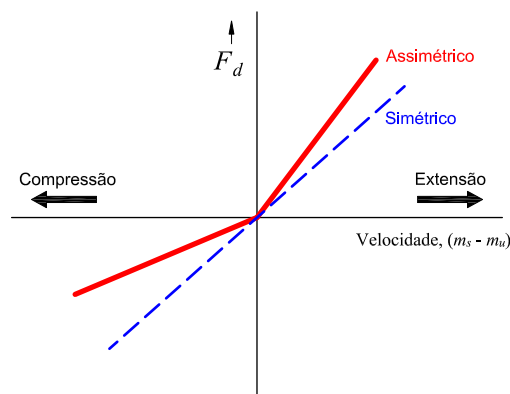


Figura 1.11: Característica da força de amortecimento simétrico e assimétrico para a extensão e compressão do amortecedor - fonte: Silveira, Pontes Junior e Balthazar (2014).

Alguns autores explicam que esse coeficiente de amortecimento durante a fase de extensão deve ser considerado três vezes maior que o coeficiente de amortecimento durante

a fase de compressão (DIXON, 2008). Apesar da utilização desse tipo de componente ser muito comum nos veículos, nota-se que ainda não existem estudos muito aprofundados para as análises desse tipo de amortecedor. Nestas análises é comum a utilização de métodos numéricos e quando possível, utilizam-se de aproximações analíticas para descrever o comportamento do sistema (AHMED; RAKHEJA, 1992). O trabalho de Ahmed e Rakheja (1992) foi um dos primeiros a mostrar investigações de um sistema de suspensão através do modelo de quarto de carro utilização amortecedor assimétrico multi-fases mediante a excitação harmônica. Esse estudo propôs que a força de amortecimento assimétrico não linear era caracterizada por uma força simétrica, utilizando a linearização equivalente local. Dessa forma, a resposta do modelo linear correlaciona-se muito bem com a resposta da velocidade do modelo não linear, devido à semelhança de energia. Essa técnica também pôde prever a resposta do sistema não linear para diferentes amplitudes de excitação.

A função harmônica geralmente é utilizada como forma de excitação para que o sistema seja excitado na mesma frequência dos autovalores correspondentes. Porém, é comum e aceito que o perfil de uma estrada não é descrito por uma função harmônica. Por esse motivo, algumas investigações utiliza-se de perfis de estrada gerados aleatoriamente, enquanto outras investigações analisam o desempenho do sistema de amortecimento assimétrico mediante a impactos. Silveira, Pontes Junior e Balthazar (2014) mostraram algumas vantagens do sistema utilizando amortecimento assimétrico comparado ao sistema simétrico, através do modelo de metade de carro. Os resultados das simulações mostraram que o sistema assimétrico apenas na frente do veículo pode ser utilizado para diminuir oscilações angulares, ao custo de acelerações verticais ligeiramente maiores quando comparado com o sistema totalmente assimétrico. As respostas numéricas também indicaram que o sistema de amortecimento assimétrico também é mais suave para os movimentos de arfagem do veículo, diminuindo as acelerações angulares.

Com o objetivo de melhorar o desempenho dos sistemas que utilizam amortecimento assimétrico, Shekhar, Hatwal e Mallik (1999) fizeram um estudo comparando quatro alternativas diferentes de isolamento. Nesse estudo também foram utilizados três entradas de impacto com três índices diferentes para avaliar as características de desempenho do isolador. Nesse caso concluiu-se que o desempenho das diferentes configurações depende dos tipos de entrada e também dos índices escolhidos. Porém, a inclusão do amortecedor de Coulomb melhora o desempenho quando considera-se altos valores para o parâmetro de severidade.

Estudos anteriores mostram que a inclusão da geometria auxilia no entendimento da resposta dinâmica de um sistema de suspensão (ATTIA, 2002; ARANA; EVANGELOU; DINI, 2015). Nos veículos médios de passageiros, existem diferentes tipos de suspensão que são utilizadas na traseira e na dianteira. É comum encontrar veículos populares equipados com suspensões do tipo McPherson e do tipo double wishbone. Na maioria dos modelos

matemáticos a geometria da suspensão é desprezada. Porém, diversos autores incluem a geometria com o objetivo de incluir não linearidades geométricas da suspensão (BALIKE, 2010; HUREL; MANDOW; GARCIA-CEREZO, 2012). A tese de doutorado de Balike (2010) foi baseada em um método de análise cinemática e dinâmica acoplada do sistema de suspensão do veículo, incluindo a sua geometria e as propriedades de amortecimento assimétricas. Os resultados deste estudo sugerem que uma síntese ótima da suspensão do veículo exige considerações das análises de resposta cinemática e dinâmica acopladas. Um problema de otimização com restrições é formulado e resolvido a fim de obter melhor síntese para um amortecedor assimétrica de dois estágios. Essa otimização tem o objetivo de obter uma relação aceitável entre o desempenho cinemático e dinâmico sob diferentes gamas de excitações e de velocidades.

A norma ISO 2631 (1997) sugere que a vibração translacional deve ser medida em três eixos sobre a placa da bacia. Porém, apenas o eixo com a vibração mais grave é utilizado para avaliar a gravidade da vibração (PADDAN; GRIFFIN, 2002). A medição do nível de conforto não se aplica apenas à veículos de passageiros, mas também qualquer meio que exponha o corpo humano às vibrações. Veículos aéreos, terrestres e aquáticos, bem como maquinarias (da indústria ou agricultura) expõem o homem à vibração mecânica, interferindo no seu conforto, na eficiência do seu trabalho e, em algumas situações, na saúde e segurança. O corpo humano possui características de inércia e elasticidade que lhe conferem valores de frequência natural distintos, relativos a cada uma de suas partes (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 1997). Os estudos básicos das vibrações afirmam que se uma frequência externa coincide com a frequência natural do sistema, ocorre a ressonância, que implica em amplificação do movimento (RAO, 2004).

A melhoria do conforto para os passageiros vai além de análises do sistema de suspensão do veículo. Nesse contexto, modelos mais completos incluem também o acento do veículo (KOLICH, 2003; BOUAZARA; RICHARD; RAKHEJA, 2006). Com o objetivo de investigar a influencia do acento do veículo Bouazara, Richard e Rakheja (2006) estudaram a resposta dinâmica através de um modelo não linear utilizando amortecedores passivos, semi-ativos e ativos. Esse modelo considera um atrito de Coulomb devido às ligações e mancais do acento. Nesse sistema o modelo biodinâmico do passageiro é negligenciado. Nesse estudo concluiu-se que as suspensões ativa e semi-ativa aumentaram o conforto em aproximadamente 50% quando comparados com o modelo passivo. Em média, a melhora foi de 30% para a aceleração vertical e 50% para a aceleração de rolagem. Porém, para a aceleração de arfagem, os três tipos de suspensão analisados mantiveram-se estáveis.

No entanto, alguns estudos revelam que o projeto dos assentos dos veículos baseados em estudos ergonômicos geralmente não atende o padrão de conforto do usuário final. Kolich (2003) fez um estudo onde o objetivo do trabalho era desafiar critérios de ergonomia

relacionadas à antropometria. Neste contexto, doze indivíduos, representando uma ampla gama de tamanhos de corpos, avaliaram cinco diferentes assentos de veículos compactos durante uma sessão de curto prazo. Porções de uma pesquisa de confiança e validade foram usadas para este fim. As características de contorno e geometria dos cinco assentos foram quantificadas e comparadas com as informações da pesquisa. Com base nesta constatação, concluiu-se que o conforto do assento do automóvel é uma ciência única. Critérios de ergonomia que serviam como base para esta ciência não podem ser aplicados cegamente, pois eles não garantem assentos de veículos confortáveis.

Portanto, deve-se levar em consideração que a melhoria do conforto para os passageiros do veículo depende das técnicas envolvidas nas pesquisas referentes aos sistemas de suspensão. A utilização de métodos numéricos e analíticos auxilia no entendimento dos efeitos que as irregularidades do pavimento causam em relação ao conforto dos passageiros. Observando diferentes estudos envolvendo a dinâmica global de um veículo, pode-se concluir que a melhoria do conforto deve ser encarada como um aspecto global. A modelagem do sistema de suspensão deve conter o maior número de parâmetros possíveis a fim de representar com mais fidelidade o sistema real.

1.3 JUSTIFICATIVA

Tendo em vista os estudos anteriores relacionados a amortecimento assimétrico e não linearidades geométricas em sistemas de suspensão, é interessante realizar um estudo que englobe esses dois fenômenos, além do efeito das imperfeições do pavimento, para determinar a influência em relação ao conforto fornecido por veículos de passageiros. Analisar a dinâmica de um sistema de suspensão utilizando simulação numérica através de modelos simples, como o modelo de quarto de carro, é de grande importância para o projeto e desenvolvimento destes sistemas, uma vez que é relativamente caro construir protótipos e realizar experimentos. Essas análises possibilitam verificar se um sistema com amortecedor com características assimétricas tem uma influência significativa no deslocamento, velocidade ou aceleração da massa suspensa. A investigação da influência da geometria na resposta dinâmica da massa suspensa, incluindo a aceleração, que é relacionada ao conforto dos passageiros, possibilita melhor entendimento do sistema. Este entendimento é aplicável a um grande número de tipos de sistemas além de veículos de passageiros.

1.4 OBJETIVOS

O objetivo principal desse trabalho é analisar a resposta de um sistema de suspensão veicular com amortecimento assimétrico e considerando não linearidades geométricas, com foco na melhoria do conforto para os passageiros. Resultados da dinâmica vertical de

um sistema com amortecimento assimétrico mostram uma considerável vantagem deste tipo de sistema. Portanto, uma análise detalhada da resposta do sistema combinando o amortecimento assimétrico e os parâmetros geométricos através do modelo de quarto de carro será feita para verificar potenciais vantagens.

Esse objetivo principal pode ser dividido em quatro partes:

1. Obter um modelo de quarto de carro que descreva o comportamento dinâmico de um sistema de suspensão veicular com amortecimento assimétrico, incluindo não linearidades geométricas. A inclusão dessas não linearidades já se mostrou essencial para o correto entendimento da resposta dinâmica.
2. Avaliar o desempenho do sistema de suspensão mediante a uma excitação harmônica utilizando ferramentas de análise como histórico de deslocamento, velocidade e aceleração da massa suspensa.
3. Comparar os resultados numéricos entre um sistema com amortecimento simétrico e assimétrico com diversas razões de assimetria, e verificar quais parâmetros têm maior influência na melhoria do conforto para os passageiros.
4. Determinar a influência das não linearidades geométricas combinada ao uso do amortecimento assimétrico na resposta do sistema.

1.5 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Esta dissertação está estruturada da seguinte forma: o capítulo 2 mostra a modelagem do sistema, com o objetivo de demonstrar a obtenção das equações dinâmicas de movimento pelo método de Lagrange, e também é apresentado o modelo com não linearidades geométricas e a metodologia. No capítulo 3 é observado o sistema de suspensão com amortecedor assimétrico e os resultados são comparados com um sistema com amortecedor simétrico, utilizando as ferramentas de análise de sistemas não lineares, análise da posição média do sistema suspenso e as conclusões referentes as respostas das simulações numéricas. No capítulo 4 são feitas simulações do sistema de suspensão considerando não linearidades geométricas. São feitas análises de máximo deslocamento, máxima velocidade e máxima aceleração em função da frequência. Também são analisadas a amplitude de deslocamento, máximo deslocamento e máxima aceleração nos picos de ressonância do sistema. O capítulo 5 apresenta os comentários finais e sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2

MODELAGEM DO SISTEMA DE SUSPENSÃO

Este capítulo apresenta a modelagem de um sistema de suspensão utilizando um modelo de quarto de carro, utilizando amortecimento assimétrico e considerando as não linearidades geométricas. As equações dinâmicas são obtidas utilizando o método de Lagrange. Para isso é necessário obter a energia cinética e a energia potencial de cada subsistema. Também é necessário obter os termos das equações referentes à dissipação de energia do sistema. As não linearidades geométricas são introduzidas nas equações dinâmicas considerando a geometria do mecanismo de suspensão.

2.1 MODELAGEM DO SISTEMA DE SUSPENSÃO ATRAVÉS DO MÉTODO DE LAGRANGE

O objetivo desta seção é obter as equações dinâmicas do sistema utilizando o método de Lagrange. Será utilizado um modelo de quarto de carro, para análises de vibrações verticais contendo dois graus de liberdade. Trata-se de um modelo de parâmetros concentrados, utilizado apenas para análises de vibrações verticais. Este modelo, seus parâmetros e as coordenadas são mostrados na Fig. (2.1).

Este sistema consiste em dois subsistemas. O subsistema inferior é constituído de um bloco de massa m_u , uma mola de rigidez k_u e coeficiente de amortecimento simétrico c_u . A massa m_u representa a massa não suspensa, que inclui o braço inferior da suspensão, a roda e o pneu. O deslocamento vertical dessa massa é dado por z_u . As características de rigidez e amortecimento deste subsistema são provenientes das características do pneu e roda. O subsistema superior é constituído de um bloco de massa m_s , uma mola de rigidez k_s e um amortecedor de coeficiente de amortecimento assimétrico $c_s^\pm$. Esse subsistema representa a massa suspensa do veículo, incluindo o chassi, a carroceria, os passageiros, o motor e a transmissão. O seu deslocamento vertical é representado por z_s . O amortecedor viscoso

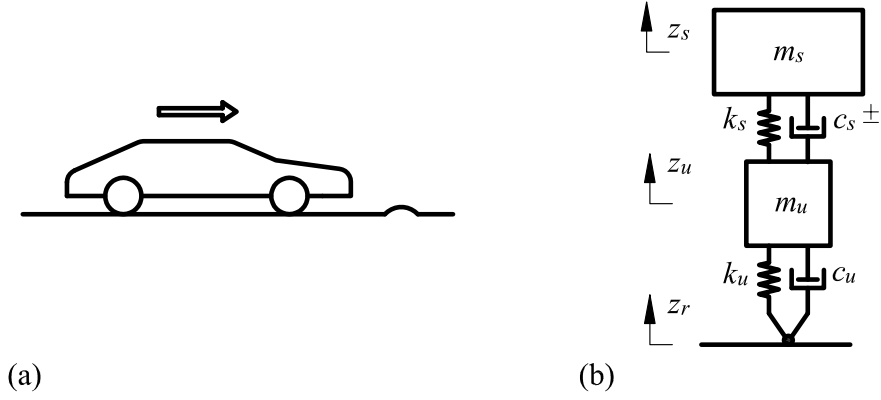


Figura 2.1: Representação esquemática de um veículo de passageiros (a) e modelo de quarto de carro através de um modelo massa mola amortecedor de dois graus de liberdade (GDL) com seus respectivos parâmetros (b).

entre o bloco de massa m_s e m_u é considerado assimétrico. Dessa forma, o coeficiente de amortecimento durante a extensão é dado por c_s^+ , e o coeficiente de amortecimento durante a compressão é dado por c_s^- . Nos dois subsistemas, a rigidez é considerada linear.

Na modelagem deste sistema de quarto de carro, a excitação da base representa as irregularidades do pavimento, e é dada pela seguinte função harmônica:

$$z_r = z_{max} \sin(\omega t) \quad (2.1)$$

na qual z_{max} é a amplitude da excitação, ω é a frequência de excitação harmônica e t é o tempo.

2.2 ENERGIA CINÉTICA E POTENCIAL DO SISTEMA

Para a obtenção das equações dinâmicas, será utilizado o método de Lagrange conforme demonstrado por (MEIROVITCH, 2012). O Lagrangeano é dado por:

$$L = T - V \quad (2.2)$$

no qual T é a energia cinética e V é a energia potencial. Como se trata de um sistema amortecido, também é necessário obter o termo de dissipação de energia do sistema, dado por F .

A energia cinética do bloco de massa m_u é dada por:

$$T_{mu} = \frac{1}{2} m_u \dot{z}_u^2 \quad (2.3)$$

A energia cinética do bloco de massa m_s é dada por:

$$T_{ms} = \frac{1}{2}m_s\dot{z}_s^2 \quad (2.4)$$

Dessa forma a energia cinética total do sistema é dada por:

$$T = T_{mu} + T_{ms} = \frac{1}{2}m_u\dot{z}_u^2 + \frac{1}{2}m_s\dot{z}_s^2 \quad (2.5)$$

Considerando que o sistema tem dois graus de liberdade, a energia potencial elástica sempre é proporcional ao deslocamento relativo. A energia potencial referente ao sistema não suspenso é dada por:

$$V_{mu} = \frac{1}{2}k_u(z_u - z_r)^2 \quad (2.6)$$

A energia potencial do sistema suspenso é dada por:

$$V_{ms} = \frac{1}{2}k_s(z_s - z_u)^2 \quad (2.7)$$

Dessa forma a energia potencial total do sistema é dada por:

$$V = V_{mu} + V_{ms} = \frac{1}{2}k_u(z_u - z_r)^2 + \frac{1}{2}k_s(z_s - z_u)^2 \quad (2.8)$$

A energia cinética (Eq. 2.5) e a energia potencial (Eq. 2.8) são substituídas no Lagrangeano (Eq. 2.2), resultando em:

$$L = \frac{1}{2}m_u\dot{z}_u^2 + \frac{1}{2}m_s\dot{z}_s^2 - \frac{1}{2}k_u(z_u - z_r)^2 - \frac{1}{2}k_s(z_s - z_u)^2 \quad (2.9)$$

A dissipação de energia do sistema é proveniente do amortecimento viscoso. Neste sistema, a dissipação de energia é proporcional à velocidade relativa, e é dada por:

$$F^\pm = \frac{1}{2}c_u(\dot{z}_u - \dot{z}_r)^2 + \frac{1}{2}c_s^\pm(\dot{z}_s - \dot{z}_u)^2 \quad (2.10)$$

na qual o coeficiente de amortecimento assimétrico para a extensão e compressão é definido como:

$$c_s^\pm \Rightarrow \begin{cases} c_s^+ & \text{se } \dot{z}_s - \dot{z}_u \geq 0 \\ c_s^- & \text{se } \dot{z}_s - \dot{z}_u < 0 \end{cases} \quad (2.11)$$

2.3 EQUAÇÕES DINÂMICAS ATRAVÉS DA EQUAÇÃO DE EULER-LAGRANGE:

Dando sequência ao método de Lagrange, conforme demonstrado por Meirovitch (2012), utiliza-se a equação de Euler-Lagrange com termos dissipativos, definida por:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{z}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial z_i} + \frac{\partial F}{\partial \dot{z}_i} = 0 \quad (2.12)$$

sendo $i = u, s$ referentes as coordenadas z_u e z_s respectivamente.

A seguir será encontrada a equação dinâmica do sistema não suspenso, ou seja, $i = u$. Substituindo as Eqs. (2.9) e (2.10), referentes ao Lagrangeano e aos termos dissipativos respectivamente, na Eq. (2.12), a derivada parcial de L em relação a $\dot{z}_u$ é dada por:

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{z}_u} = m_u \dot{z}_u \quad (2.13)$$

e a derivada da Eq. (2.13) em relação ao tempo é dada como:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{z}_u} \right) = m_u \ddot{z}_u \quad (2.14)$$

A derivada parcial de L em relação a z_u é dada por:

$$\frac{\partial L}{\partial z_u} = k_s(z_s - z_u) - k_u(z_u - z_r) \quad (2.15)$$

e finalmente a derivada parcial de F em relação a $\dot{z}_u$ fica na forma:

$$\frac{\partial F}{\partial \dot{z}_u} = c_u(\dot{z}_u - \dot{z}_r) - c_s^\pm(\dot{z}_s - \dot{z}_u) \quad (2.16)$$

Portando, substituindo as Eqs. (2.14, 2.15, 2.16) na Eq. (2.12), a equação dinâmica da massa não suspensa resulta em:

$$m_u \ddot{z}_u + k_u(z_u - z_r) - k_s(z_s - z_u) + c_u(\dot{z}_u - \dot{z}_r) - c_s^\pm(\dot{z}_s - \dot{z}_u) = 0 \quad (2.17)$$

A seguir será encontrada a equação dinâmica do sistema suspenso, ou seja, $i = s$. Para isso, repete-se o mesmo procedimento sendo que a derivada parcial de L em relação a $\dot{z}_s$ é dada por:

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{z}_s} = m_s \dot{z}_s \quad (2.18)$$

e a derivada no tempo da Eq. (2.18) fica da seguinte forma:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{z}_s} \right) = m_s \ddot{z}_s \quad (2.19)$$

A derivada parcial de L em relação a z_s é dada por:

$$\frac{\partial L}{\partial z_s} = -k_s(z_s - z_u) \quad (2.20)$$

e finalmente a derivada parcial de F em relação a $\dot{z}_s$ fica na forma:

$$\frac{\partial F}{\partial \dot{z}_s} = c_s^\pm(\dot{z}_s - \dot{z}_u) \quad (2.21)$$

Portando substituindo as Eqs. (2.19, 2.20, 2.21) na Eq. (2.12), a equação dinâmica da massa suspensa resulta em:

$$m_s \ddot{z}_s + k_s(z_s - z_u) + c_s^\pm(\dot{z}_s - \dot{z}_u) = 0 \quad (2.22)$$

Dessa forma, as duas equações dinâmicas para o sistema de dois graus de liberdade com amortecimento assimétrico ficam na seguinte forma:

$$\begin{aligned} m_u \ddot{z}_u - k_s(z_s - z_u) - c_s^\pm(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + c_u(\dot{z}_u - \dot{z}_r) + k_u(z_u - z_r) &= 0 \\ m_s \ddot{z}_s + k_s(z_s - z_u) + c_s^\pm(\dot{z}_s - \dot{z}_u) &= 0 \end{aligned} \quad (2.23)$$

2.4 MODELO COM NÃO LINEARIDADES GEOMÉTRICAS

Para realizar um estudo dos efeitos das não linearidades geométricas, resultantes da geometria de uma suspensão do tipo double wishbone, os parâmetros relativos a geometria desta suspensão são definidos conforme a Fig. (2.2). Devido às imperfeições do pavimento, a massa não suspensa sofre deslocamentos, resultando em uma variação da geometria da suspensão. As forças relacionadas ao amortecedor e mola do sistema suspenso são influenciadas por essa variação na geometria. Esses parâmetros geométricos influenciam a resposta dinâmica, como o deslocamento, velocidade e aceleração máximas da massa suspensa e não suspensa (CHERIAN; JALILI; AYGLON, 2009).

Os parâmetros relevantes para o modelo em estudo são mostrados na Fig. (2.2). Para o modelo de suspensão proposto, existem alguns parâmetros fixos na geometria, como o comprimento dos braços inferior e superior ($b_s = \overline{AB} = \overline{DC}$), distância até a fixação inferior do amortecedor ($b_a = \overline{AE}$), dimensão vertical da articulação do braço inferior até a fixação superior do conjunto mola-amortecedor (a_0).

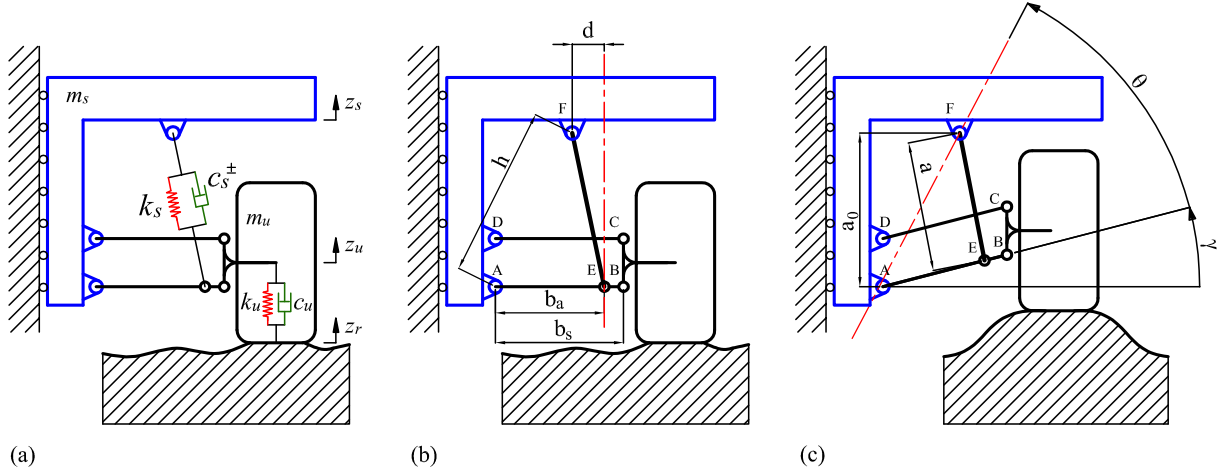


Figura 2.2: Representação esquemática e parâmetros geométricos de uma suspensão do tipo double wishbone: (a) modelo de 2 GDL incluindo a geometria da suspensão, (b) distância até a fixação inferior do amortecedor (b_a), comprimento dos braços inferior e superior (b_s), comprimento do segmento $\overline{AF}$ (h), dimensão de auxílio para definir a inclinação do conjunto mola-amortecedor (d); (c) dimensão vertical da articulação do braço inferior até a fixação superior do conjunto mola-amortecedor (a_0), comprimento do conjunto mola-amortecedor (a), ângulo formado entre o segmento $\overline{AF}$ e a barra inferior da suspensão $\overline{AB}$ (θ), ângulo formado entre o braço inferior da suspensão e a horizontal (γ).

A inclinação do conjunto mola-amortecedor na posição de equilíbrio ($z_u = 0$, $z_s = 0$) é definida com o auxílio da medida d . Alguns ângulos iniciais são definidos. O ângulo formado entre o segmento ($\overline{AF}$) e a barra inferior da suspensão ($\overline{AB}$) é denominado por θ . Na posição de equilíbrio, esse ângulo é dado por:

$$\theta_i = \arcsin \left(\frac{a_0}{h} \right) \quad (2.24)$$

na qual h é definido como o comprimento ($\overline{AF}$), e dado por:

$$h = \sqrt{(b_a - d)^2 + a_0^2} \quad (2.25)$$

O comprimento do conjunto mola-amortecedor ($\overline{EF}$) é dado por:

$$a = \sqrt{b_a^2 + h^2 - 2b_a h \cos \theta} \quad (2.26)$$

A força da mola depende do deslocamento relativo entre as suas extremidades, que são os pontos E e F mostrados na Fig. (2.2). No caso do modelo considerando não linearidades geométricas, esse deslocamento relativo é dado pela Eq. (2.26), e a força da mola fica na forma:

$$F_{ks} = k_s(a_i - a) \quad (2.27)$$

O ângulo formado entre o braço inferior da suspensão e a horizontal é dado por:

$$\gamma = \arcsin \left(\frac{z_s - z_u}{b_s} \right) \quad (2.28)$$

O ângulo θ fora da posição de equilíbrio é obtido por:

$$\theta_f = \theta_i - \gamma \quad (2.29)$$

Para um amortecedor viscoso, a força de amortecimento é proporcional à velocidade relativa entre as extremidades do conjunto mola-amortecedor. No caso do modelo considerando não linearidades geométricas, essa velocidade relativa é dada por:

$$\dot{a} = \frac{b_a h \sin(\theta_f) (\dot{z}_s - \dot{z}_u)}{\sqrt{b_a^2 + h^2 - 2b_a h \cos(\theta_f) (z_u - z_s + b_s)(-z_u + z_s + b_s)}} \quad (2.30)$$

A força de amortecimento é calculada através do produto do coeficiente de amortecimento viscoso do amortecedor e da velocidade relativa, e é dada por:

$$F_{cs}^\pm = c_s^\pm \dot{a} \quad (2.31)$$

No caso do modelo considerando não linearidades geométricas, o coeficiente de amortecimento assimétrico para a extensão e compressão é definido como:

$$c_s^\pm \Rightarrow \begin{cases} c_s^+ & \text{se } \dot{a} \geq 0 \\ c_s^- & \text{se } \dot{a} < 0 \end{cases} \quad (2.32)$$

Substituindo as Eqs. (2.27) e (2.31) na Eq. (2.23), as equações dinâmicas para o sistema com amortecedor assimétrico e levando em consideração as não linearidades geométricas são dadas por:

$$\begin{aligned} m_u \ddot{z}_u + k_u (z_u - z_r) + c_u (\dot{z}_u - \dot{z}_r) - k_s (a_i - a) - c_s^\pm \dot{a} &= 0 \\ m_s \ddot{z}_s + k_s (a_i - a) + c_s^\pm \dot{a} &= 0 \end{aligned} \quad (2.33)$$

2.5 METODOLOGIA

Neste trabalho, a resposta dinâmica é obtida através da integração numérica das equações dinâmicas (equações diferenciais), e são utilizadas as ferramentas de análise de sistemas não lineares como: históricos de deslocamento, velocidade e aceleração, análise de trajetórias no plano de fases, análise de deslocamento, velocidade e aceleração máximos em função da frequência de excitação, análise de amplitude de deslocamento em função da frequência de excitação. Essas ferramentas de análise são explicadas a seguir e podem ser exploradas com mais detalhes em Rao (2004), Nayfeh e Balachandran (2008) e Meirovitch (2012).

O histórico de deslocamento neste trabalho é a curva obtida pela integração numérica das equações dinâmicas, e é feita de duas formas. A primeira consiste em observar toda a curva obtida na integração numérica, incluindo o regime transiente e regime estacionário. A segunda forma consiste em analisar a resposta apenas em estado estacionário, onde despreza-se o regime transiente e observa-se o sistema apenas a partir deste ponto.

Para o sistema dinâmico de quarta ordem estudado, pode-se observar as trajetórias no plano de estados, ou plano de fase. Este plano é definido pelas coordenadas z_s e $\dot{z}_s$. Isso é um método gráfico que permite a interpretação geométrica da resposta dinâmica. Neste estudo, essa ferramenta auxilia na determinação dos equilíbrios dinâmicos do sistema.

A resposta em frequência é feita para que se possa observar qual a influência da variação de ω na resposta do sistema. Para as análises, são observados os valores de máximo deslocamento, máxima velocidade e de máxima aceleração da massa suspensa. Esses valores máximos são obtidos pelo máximo valor encontrado na integração numérica, para cada valor de ω , para o sistema em regime estacionário. Cada valor obtido é plotado em um gráfico com apenas esses valores máximos de deslocamento, velocidade e aceleração.

Um procedimento semelhante é utilizado para as amplitudes de deslocamento. A amplitude de deslocamento é obtida pela diferença entre o máximo e o mínimo valor dentro da resposta do sistema em estado estacionário, pela variação de algum parâmetro.

Para as análises mostradas nesse trabalho, são considerados os parâmetros baseados em um veículo médio de passageiros (SILVEIRA; PONTES JUNIOR; BALTHAZAR, 2014). A massa não suspensa é $m_u = 200$ kg, a rigidez do sistema não suspenso é $k_u = 400000$ N/m e o amortecimento do sistema não suspenso é $c_u = 40$ Ns/m. A massa suspensa é $m_s = 1500$ kg, a rigidez do sistema suspenso é $k_s = 44000$ N/m. Para simulações com amortecimento simétrico, os coeficientes de amortecimento utilizados para a extensão e compressão são $c_s^+ = c_s^- = 4000$ Ns/m. A amplitude da excitação harmônica utilizada para simular o perfil do pavimento é $z_{max} = 0.02$ m.

Para o sistema com amortecimento assimétrico, o coeficiente de amortecimento recebe valores diferentes para as fases de compressão e extensão de acordo com a velocidade

relativa. Para estabelecer os valores específicos de c_s^- e c_s^+ , é definida a razão de assimetria:

$$\beta = \frac{c_s^+}{c_s^-} \quad (2.34)$$

Foram utilizados diferentes valores para c_s^- e c_s^+ , como mostrado na Tab. (2.1). Esses valores de c_s^- e c_s^+ foram escolhidos para que a energia dissipada em um ciclo seja semelhante ao amortecimento simétrico.

Os fatores de amortecimento ζ_u e ζ_s referentes ao sistema de suspensão são determinados utilizando o método *half-power method*. Esse método é baseado na medição da largura de banda entre dois pontos na curva de resposta (MAIA; SILVA, 1997). A largura da banda (a meia potência) é definida como a largura da curva da resposta de frequência quando a magnitude ($z_{s,max}$) é $(1/\sqrt{2})$ vezes o valor do pico. Este valor é denotado por $\Delta\omega$, como pode ser visto pela Fig. (2.3).

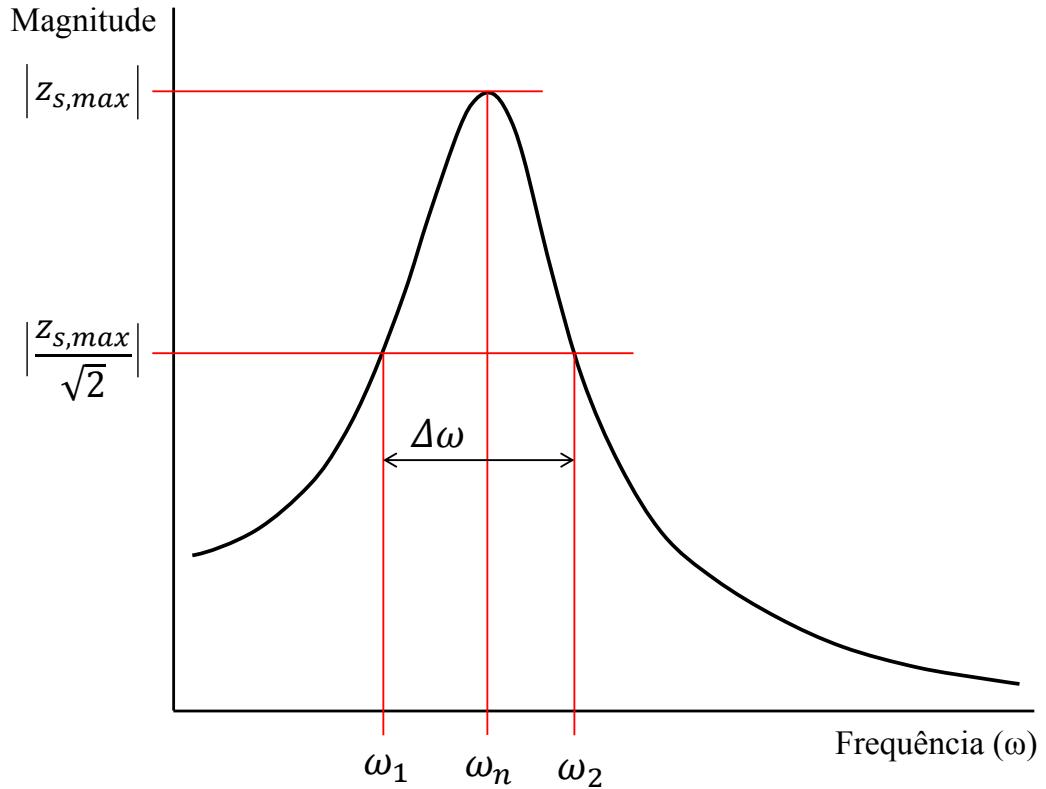


Figura 2.3: *Half power method* para determinação do fator de amortecimento ζ - fonte: adaptado de (MAIA; SILVA, 1997).

O valor de $\Delta\omega$ pode ser relacionado com o amortecimento da seguinte forma:

$$\Delta\omega = 2\zeta\omega_n = 2\zeta\omega_r \quad (2.35)$$

e portanto, o fator de amortecimento ζ pode ser estimado através da largura de banda $\Delta\omega$, e pode ser calculado da seguinte forma:

$$\zeta = \frac{1}{2} \frac{\Delta\omega}{\omega_r} \quad (2.36)$$

Os valores de ζ calculados em cada pico de ressonância para os valores de β utilizado nas simulações, são apresentados na Tab. (2.1). Detalhes desse método podem ser verificados em Maia e Silva (1997).

Tabela 2.1: Tabela de valores dos coeficientes de amortecimento (c_s^- e c_s^+), da razão de assimetria (β) e os valores de fator de amortecimento no primeiro pico de ressonância (ζ_u) e no segundo pico de ressonância (ζ_s).

c_s^-	c_s^+	β	ζ_u	ζ_s
7500	500	0.06	0.2353	0.2201
7000	1000	0.14	0.2353	0.2257
6500	1500	0.23	0.2255	0.2238
6000	2000	0.33	0.2255	0.2271
5500	2500	0.45	0.2300	0.2256
5000	3000	0.60	0.2300	0.2245
4500	3500	0.77	0.2300	0.2249
4000	4000	1	0.2300	0.2226
3500	4500	1.28	0.2200	0.2189
3000	5000	1.66	0.2300	0.2197
2500	5500	2.20	0.2245	0.2186
2000	6000	3	0.2347	0.2210
1500	6500	4.33	0.2449	0.2208
1000	7000	7	0.2500	0.2185
500	7500	15	0.2500	0.2179

Para as simulações do sistema considerando as não linearidades geométricas, foram utilizados: $b_s = 400$ mm, $b_a = 340$ mm, a_0 varia entre 280 mm e 480 mm, d varia entre 0 mm e 300 mm.

O método utilizado para a integração numérica é o *Runge-Kutta* de quarta ordem com passo fixo. Esse método é utilizado para resolver equações diferenciais ordinárias (EDO) do tipo $y' = f(t, y)$, e é um dos métodos mais utilizados em sistemas de engenharia. A integração numérica em si foi realizada na linguagem C, e para a visualização dos resultados foi utilizado o software MatLab. O passo de integração utilizado foi $t = 0.01$ s, pois fornece uma boa precisão para a solução das equações dinâmicas e também fornece um tempo computacional relativamente baixo. A simulação numérica do sistema é feita por um tempo total de 100 s. O regime estacionário é considerado após 80 s, pois após análises do histórico foi possível verificar que esse valor é suficiente para que o sistema entre no regime permanente.

CAPÍTULO 3

SISTEMA COM AMORTECIMENTO ASSIMÉTRICO

Neste capítulo, são apresentados os resultados de simulações do sistema com amortecimento assimétrico sem não linearidade geométrica. O amortecedor assimétrico é avaliado mediante diferentes razões de assimetria. São obtidas respostas de máximo deslocamento, máxima velocidade e máxima aceleração do sistema. São realizadas comparações entre o sistema com amortecedor simétrico e assimétrico. Também são realizadas análises da posição média do sistema suspenso utilizando amortecedor assimétrico. Os parâmetros referente às simulações foram apresentados no capítulo 2.

3.1 FREQUÊNCIAS NATURAIS DO SISTEMA

Para o sistema de suspensão analisado nesse trabalho contendo dois graus de liberdade, as matrizes de massa $[\mathbf{M}]$ e de rigidez $[\mathbf{K}]$ são dadas por:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_u & 0 \\ 0 & m_s \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_u + k_s & -k_s \\ -k_s & k_s \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

Para se encontrar as frequências naturais desse sistema, resolve-se o problema de autovalor:

$$[\mathbf{K}] - \lambda[\mathbf{M}] = 0 \quad (3.3)$$

Substituindo as Eqs. (3.1) e (3.2) na Eq. (3.3) resulta em:

$$\begin{bmatrix} -\lambda m_u + k_s + k_u & -k_s \\ -k_s & -\lambda m_s + k_s \end{bmatrix} = 0$$

Para se obter o polinômio característico é necessário resolver o determinante da matriz, e fica na forma:

$$\lambda^2 m_s m_u - \lambda k_s m_s - \lambda k_s m_u - k_s k_u \quad (3.4)$$

Nesse caso, substituindo os valores dos parâmetros ($m_s = 1500$ kg, $m_u = 200$ kg, $k_s = 44000$ N/m e $k_u = 400000$ N/m), e encontrando as duas raízes do polinômio (λ_1 e λ_2) obtêm-se os dois autovalores, sendo eles:

$$\lambda_1 = \omega_1^2 = 2.222,94 \quad (3.5)$$

$$\lambda_2 = \omega_2^2 = 26,39 \quad (3.6)$$

Portanto, as duas frequências naturais do sistema analisado nesse trabalho são:

$$\omega_1 = 47,14 \text{ rad/s} \quad (3.7)$$

$$\omega_2 = 5,13 \text{ rad/s} \quad (3.8)$$

Como as frequências naturais do sistema estão na faixa entre 0 – 100 rad/s, as simulações numéricas do sistema de suspensão são feitas nessa faixa de frequência.

3.2 INFLUÊNCIA DOS SUBSISTEMAS NÃO SUSPENSO E SUSPENSO NA RESPOSTA GLOBAL

As respostas do sistema em função da frequência de excitação (ω), mostradas ao longo desse trabalho, serão baseadas nos dois picos de ressonância referente às duas frequências naturais do sistema (ω_1 e ω_2). A massa do sistema não suspenso é muito menor que a massa do sistema suspenso. Dessa forma, quando $\omega \approx \omega_1$, o sistema não suspenso tem maior amplitude de deslocamento e quando $\omega \approx \omega_2$ o sistema suspenso tem maior amplitude de deslocamento.

A Fig. (3.1) mostra o máximo deslocamento ($z_{s,max}$), velocidade ($\dot{z}_{s,max}$) e aceleração ($\ddot{z}_{s,max}$) para $\beta = 3$. Os máximos deslocamento, velocidade e aceleração ocorrem próximos

das frequências naturais do sistema. Porém, é possível notar que na frequência natural ω_1 ocorrem as mudanças mais significativas.

Na Fig. (3.1-a), observa-se um pico com valor positivo de máximo deslocamento próximo de ω_2 e valores negativos são observados à medida que ω aproxima-se de ω_1 . Na Fig. (3.1-b) nota-se que o sub-sistema suspenso tem mais influência no sistema global do que o sistema não suspenso. É possível verificar que o maior pico ocorre próximo de ω_2 , porém, nessa figura também nota-se um pico próximo de ω_1 .

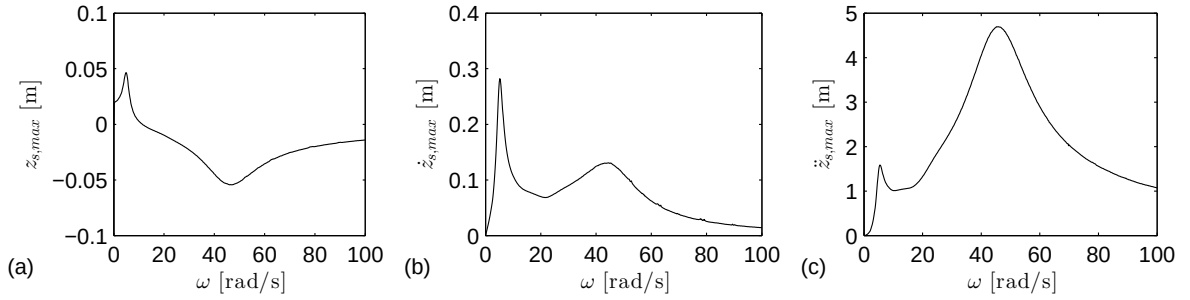


Figura 3.1: Máximo deslocamento ($z_{s,max}$) (a), máxima velocidade ($\dot{z}_{s,max}$) (b) e máxima aceleração ($\ddot{z}_{s,max}$) (c) da massa suspensa em relação à frequência de excitação (ω) utilizando $\beta = 3$.

Na análise da máxima aceleração mostrada na Fig. (3.1-c) nota-se que o sistema não suspenso tem maior influência na resposta dinâmica do sistema. O maior valor da máxima aceleração ocorre próximo da frequência natural ω_1 . Porém, também verifica-se um pequeno pico de aceleração na frequência natural ω_2 .

3.3 INFLUÊNCIA DE β NA RESPOSTA DA MASSA SUSPENSA

O objetivo desta seção é observar os dois picos de ressonância separadamente e verificar qual razão β mostra melhor desempenho, admitindo que uma boa suspensão deve reduzir a amplitude de deslocamento e também a aceleração. Para essas análises o sistema é excitado nas duas frequências naturais do sistema separadamente, e para cada valor de ω é feita uma variação da razão de assimetria (β).

A Fig. (3.2-a) mostra o máximo deslocamento da massa suspensa ($z_{s,max}$) no primeiro pico de ressonância (ω_2). É possível notar que quanto maior o valor de β menor é o máximo deslocamento. Porém, observando a máxima aceleração mostrada Fig. (3.2-c) nota-se o efeito contrário. No primeiro pico de ressonância, quanto menor o valor de β , menor é a máxima aceleração da massa suspensa.

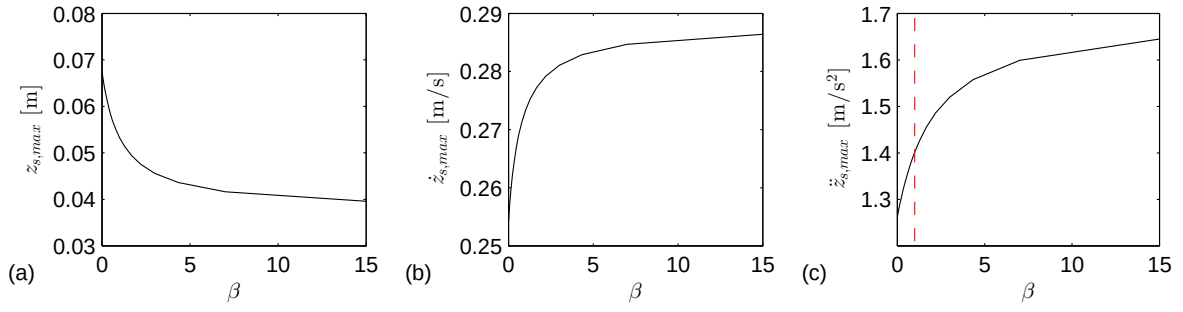


Figura 3.2: Máximo deslocamento ($z_{s,max}$) (a), máxima velocidade ($\dot{z}_{s,max}$) (b) e máxima aceleração ($\ddot{z}_{s,max}$) (c) da massa suspensa em relação a β utilizando $\omega = 5.13$ rad/s.

Na Fig. (3.3) são analisados o máximo deslocamento, velocidade e aceleração da massa suspensa no segundo pico de ressonância (ω_1). Na Fig. (3.3-a) quanto maior β , menor é o máximo deslocamento da massa suspensa, assim como observado para $\omega = 5.13$ rad/s. O aumento na razão β , implica em uma diminuição da máxima aceleração. Esse aumento é vantajoso apenas em uma faixa até próximo de $\beta = 5$, pois após isso o valor da aceleração se mantém.

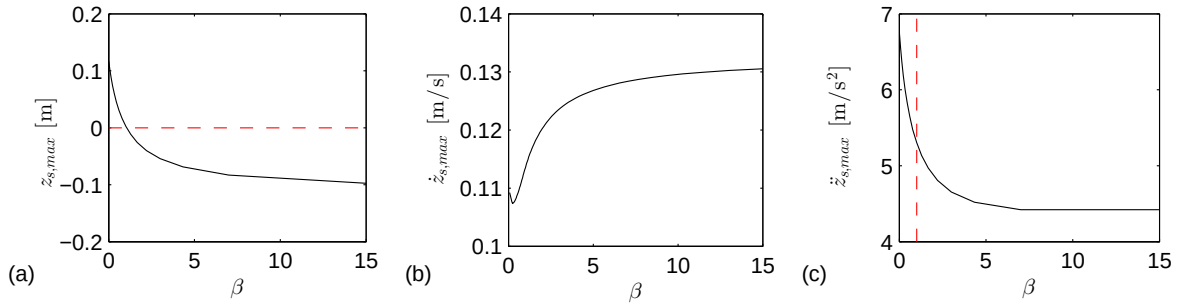


Figura 3.3: Máximo deslocamento ($z_{s,max}$) (a), máxima velocidade ($\dot{z}_{s,max}$) (b) e máxima aceleração ($\ddot{z}_{s,max}$) (c) da massa suspensa em relação a β utilizando $\omega = 47.14$ rad/s.

3.4 COMPARAÇÃO ENTRE OS SISTEMAS SIMÉTRICO E ASSIMÉTRICO

Na comparação entre o sistema de suspensão utilizando um amortecimento simétrico e assimétrico, nota-se pequena variação em algumas faixas de frequência. Nas figuras (3.4-a, 3.4-b, 3.4-c) são mostrados o máximo deslocamento, velocidade e aceleração da massa suspensa. Nota-se que no primeiro pico, tanto o sistema simétrico quanto o assimétrico atingem valores de máximo deslocamento na mesma frequência. O sistema utilizando amortecimento assimétrico mostra pouca vantagem sobre o amortecedor simétrico quando se analisa o máximo deslocamento.

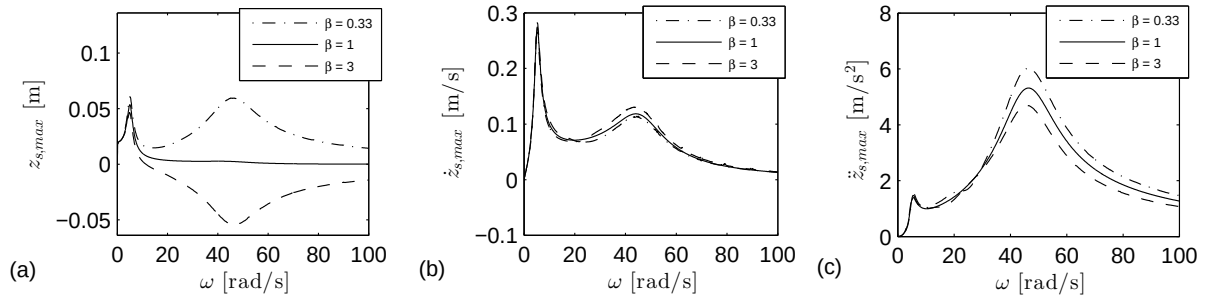


Figura 3.4: Comparação de máximo deslocamento ($z_{s,max}$) (a), máxima velocidade ($\dot{z}_{s,max}$) (b) e máxima aceleração ($\ddot{z}_{s,max}$) (c) da massa suspensa com amortecimento simétrico e assimétrico para ω variando de 0 até 100 rad/s.

Quando ω está próximo de ω_1 , o amortecimento assimétrico mostra maior influência no máximo deslocamento em relação ao amortecimento simétrico. O máximo deslocamento apresenta valores negativos quando $\beta = 3$, como mostra a Fig. (3.4-a). Isso pode ocorrer devido a um efeito conhecido como *jacking down* ou *packing*. Segundo Rajalingham e Rakheja (2003), este fenômeno tem sido atribuído à característica assimétrica do amortecedor. A energia potencial armazenada na mola da suspensão durante a compressão é dissipada durante a extensão sob maior amortecimento, reduzindo assim o curso do amortecedor durante o movimento de extensão. Isso causa um deslocamento negativo posição média da massa suspensa do veículo (RAJALINGHAM; RAKHEJA, 2003). Porém, essa posição média apresenta valores positivos quando $\beta = 0.33$, valores negativos com $\beta = 3$ e nula para $\beta = 1$, como mostra a figura Fig. (3.5).

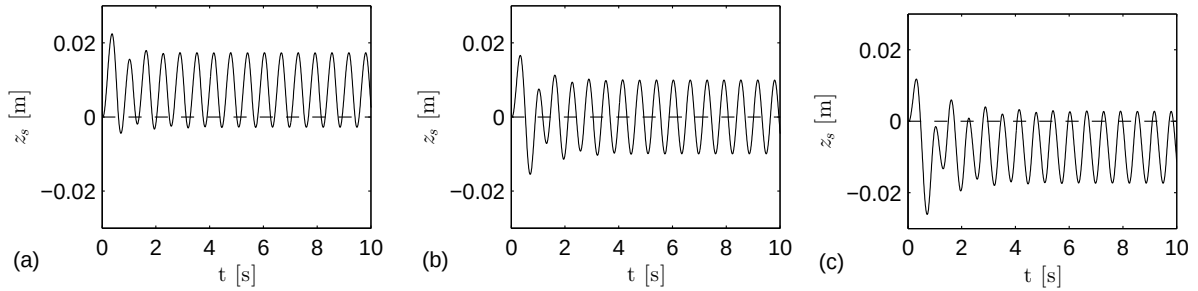


Figura 3.5: Histórico de deslocamento da massa suspensa (z_s) para $\beta = 0.33$ (a), $\beta = 1$ (b) e $\beta = 3$ (c).

O sistema com amortecimento assimétrico com $\beta = 3$ se mostra mais vantajoso quando comparado ao sistema com $\beta = 1$ e $\beta = 0.33$, pois há uma diminuição da máxima aceleração no segundo pico de ressonância, como mostra a Fig. (3.4-c). Porém, quando é observado o primeiro pico de ressonância nota-se que $\beta = 3$ não é a razão que mostra menor valor de aceleração. A Fig. (3.6) mostra os detalhes da diferença do primeiro para o segundo pico de ressonância.

Nesse caso foi observada uma redução de 13.25% na máxima aceleração do segundo

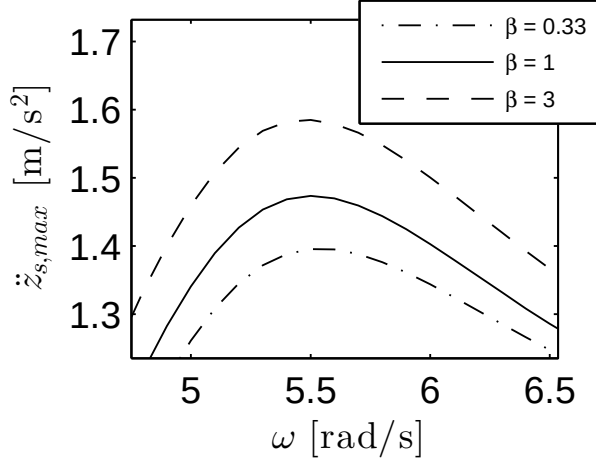


Figura 3.6: Detalhe da máxima aceleração da massa suspensa ($\ddot{z}_{s,max}$) em relação à ω no primeiro pico de ressonância com $\beta = 0.33$, $\beta = 1$ e $\beta = 3$.

pico, quando se utiliza $\beta = 3$ comparado com $\beta = 1$. E no primeiro pico quando $\beta = 0.33$ houve uma redução de 5.92% na aceleração, enquanto que para $\beta = 3$ houve um aumento de 7.60% na aceleração quando comparado a $\beta = 1$.

3.5 ANÁLISE DA POSIÇÃO MÉDIA DA MASSA SUSPensa

Com o intuito de analisar o efeito de *jacking down*, foram realizadas simulações com valores de $\omega = 1, 5, 10, 20$ e 50 rad/s. Esses valores foram escolhidos para avaliar qual a influência da frequência de excitação na posição média da massa suspensa. As respostas são analisadas utilizando histórico de deslocamento e plano de fase com o sistema suspenso em estado estacionário.

A Fig. (3.7-a) mostra o histórico de deslocamento da massa suspensa na frequência $\omega = 1$ rad/s com $\beta = 1$ e $\beta = 3$. É possível notar que para $\omega = 1$ rad/s a posição média de equilíbrio dinâmico não sofre mudança. Os sistemas simétrico e assimétrico estabilizam-se na mesma posição. O plano de fase mostrado na Fig. (3.7-b) mostra que as trajetórias estão sobrepostas. A partir de $\omega = 5$ rad/s a posição média de equilíbrio começa a se deslocar negativamente.

Nas análises do sistema com amortecimento assimétrico com $\beta = 3$, nota-se que o sistema tem diferentes valores na posição média da massa suspensa. A posição média da massa suspensa depende do valor da frequência de excitação (ω). Também observa-se que quando ω se aproxima da frequência natural ω_1 , a posição média se distancia da origem.

Através dessa análise também é possível verificar que apesar de haver uma mudança na posição média da massa suspensa, a amplitude do deslocamento não sofre alteração. Foram feitas análises para outros valores de $\omega > 50$ rad/s, e a partir desse valor, a posição média da massa suspensa começa a se aproximar da posição de origem.

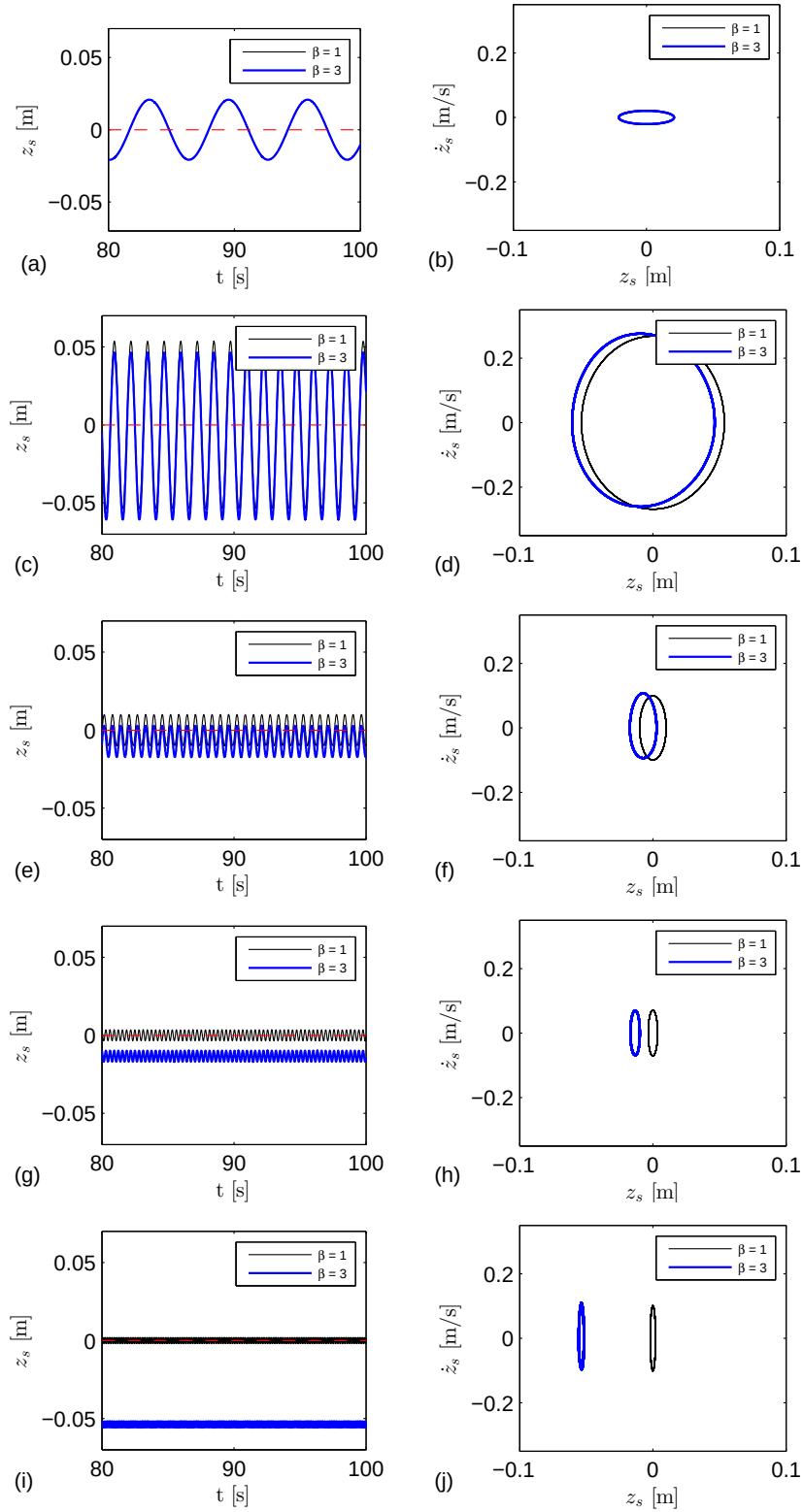


Figura 3.7: Histórico de deslocamento com $\omega = 1$ rad/s (a), plano de fase com $\omega = 1$ rad/s (b), histórico de deslocamento com $\omega = 5$ rad/s (c), plano de fase com $\omega = 5$ rad/s (d), histórico de deslocamento com $\omega = 10$ rad/s (e), plano de fase com $\omega = 10$ rad/s (f), histórico de deslocamento com $\omega = 20$ rad/s (g), plano de fase com $\omega = 20$ rad/s (h), histórico de deslocamento com $\omega = 50$ rad/s (i), plano de fase com $\omega = 50$ rad/s (j) da massa suspensa com $\beta = 1$ e $\beta = 3$.

3.6 CONCLUSÕES

Na análise do sistema de suspensão utilizando amortecimento simétrico e assimétrico com excitação harmônica, foi possível verificar qual a influência de cada subsistema na resposta dinâmica global do sistema. Quando é feita uma comparação entre os sistemas utilizando amortecimento simétrico e assimétrico observa-se que a razão de assimetria β influencia diretamente o máximo deslocamento, máxima velocidade e máxima aceleração da massa suspensa. Na análise da máxima aceleração, o amortecimento assimétrico se mostra mais vantajoso nas frequências mais altas com $\beta > 1$. Na região de frequências mais baixas, entre 0 e 20 rad/s, o sistema assimétrico com $\beta < 1$ se mostra mais vantajoso, quando se analisa a máxima aceleração. Quando se compara os sistemas simétrico e assimétrico, apesar da posição média da massa suspensa se distanciar da origem, a amplitude de deslocamento praticamente se mantém. É possível definir pelas figuras que o efeito *jacking down* ocorre quando se utiliza um amortecedor assimétrico, porém, a frequência de excitação harmônica interfere na posição média do sistema suspenso. E também esse efeito se torna mais visível quando o sistema está sendo excitado próximo da frequência natural ω_1 .

CAPÍTULO 4

INFLUÊNCIA DAS NÃO LINEARIDADES GEOMÉTRICAS

Neste capítulo são apresentados os resultados de simulações do sistema com amortecimento assimétrico considerando as não linearidades geométricas. O amortecedor assimétrico é avaliado utilizando diferentes razões de assimetria. As não linearidades geométricas da suspensão são investigadas mediante a variação de dois parâmetros da geometria que são: a altura entre a massa suspensa e não suspensa e a inclinação do conjunto mola-amortecedor. São obtidas respostas de máximo deslocamento, máxima velocidade e máxima aceleração da massa suspensa. A amplitude de deslocamento é investigada mediante a variação na frequência de excitação e da razão de assimetria. Também são realizadas comparações entre sistema com amortecimento simétrico e assimétrico. Os parâmetros referentes às simulações são mostrados no capítulo 2.

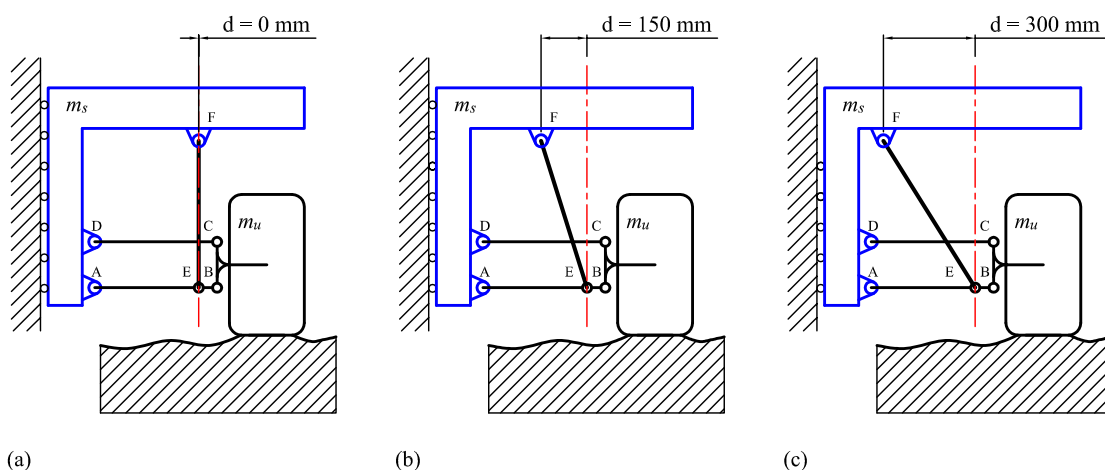


Figura 4.1: Diferentes inclinações para o conjunto mola-amortecedor na posição de equilíbrio, sendo $d = 0$ mm (a), $d = 150$ mm (b) e $d = 300$ mm (c).

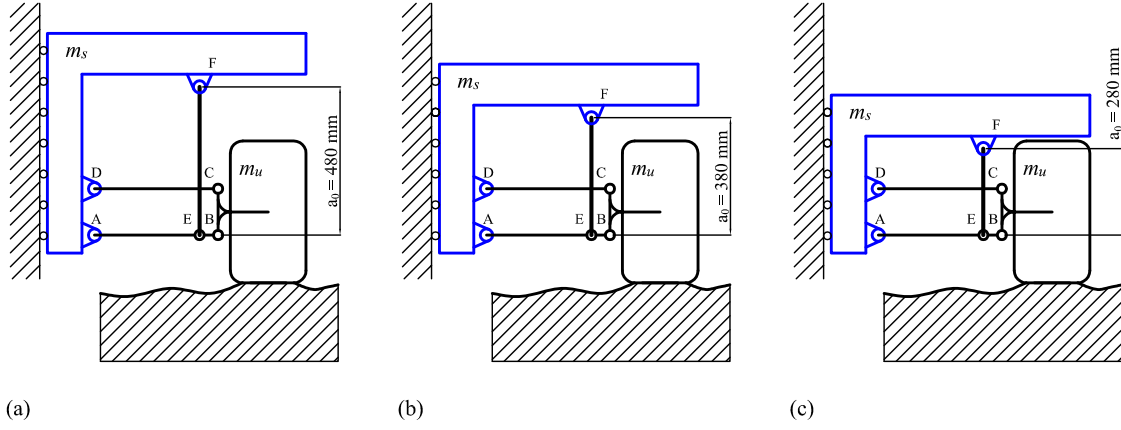


Figura 4.2: Diferentes valores no comprimento do conjunto mola-amortecedor na posição de equilíbrio, sendo $a_0 = 480$ mm (a), $a_0 = 380$ mm (b) e $a_0 = 280$ mm (c).

4.1 INFLUÊNCIA DA INCLINAÇÃO DO CONJUNTO MOLA-AMORTECEDOR

A fim de investigar qual a influência da inclinação do conjunto mola-amortecedor na resposta dinâmica do sistema, foram feitas simulações com diferentes valores para a dimensão d , conforme mostrado na Fig. (4.1). Essas análises são feitas para três inclinações diferentes e para cada uma é observada a resposta com $\beta = 0.33$, $\beta = 1$ e $\beta = 3$.

O máximo deslocamento do sistema com amortecimento assimétrico com $\beta = 0.33$ mostrado na Fig. (4.3-a), mostra que a inclinação tem maior influência no segundo pico de ressonância. No primeiro pico de ressonância, os valores ficam entre 0.062 m para $d = 0$ mm e 0.064 m para $d = 300$ mm. No segundo pico de ressonância a diferença é mais significativa. Para $d = 0$ mm o máximo deslocamento é de 0.069 m e para $d = 300$ mm o máximo deslocamento atinge 0.077 m. Comparando o sistema com $d = 0$ mm e $d = 300$ mm, no primeiro pico de ressonância o aumento no máximo deslocamento foi 3.20 % enquanto que no segundo pico foi 11.50 %. Neste caso a inclinação do conjunto mola-amortecedor intensifica o efeito *jacking down*, aumentando o valor da posição média da massa suspensa.

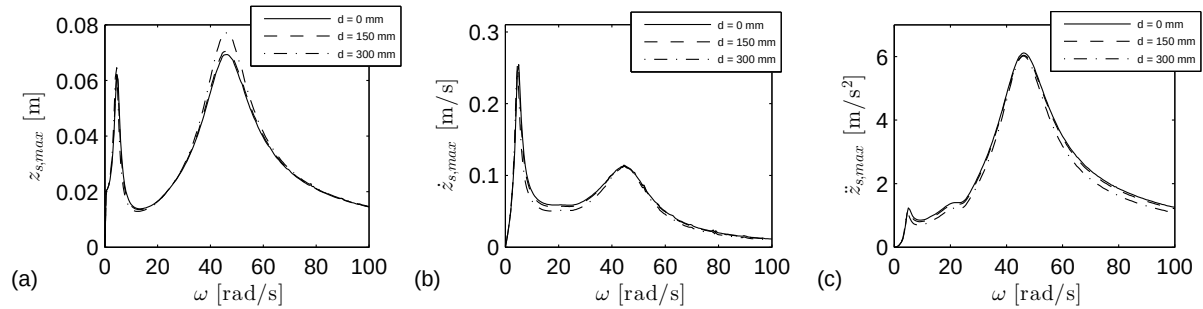


Figura 4.3: Máximo deslocamento ($z_{s,max}$) (a), máxima velocidade ($\dot{z}_{s,max}$) (b) e máxima aceleração ($\ddot{z}_{s,max}$) (c) da massa suspensa em relação à ω , utilizando amortecimento assimétrico com $\beta = 0.33$.

A inclinação do conjunto mola-amortecedor causa uma diminuição na máxima velocidade, porém, essa diminuição é mais significativa fora dos picos de ressonância. Também nota-se que no primeiro pico de ressonância a velocidade é maior em relação ao segundo pico. Na Fig. (4.3-b) é possível verificar que a diminuição mais considerável ocorre na faixa entre os picos de ressonância, para ω entre 6 e 40 rad/s.

A Fig. (4.3-c) mostra que há redução da máxima aceleração quando se inclina o conjunto mola-amortecedor. Um sistema com $d = 0$ mm mostra maiores valores de aceleração nos dois picos de ressonância quando comparado com $d = 300$ mm. No primeiro pico de ressonância, quando $d = 0$ mm a máxima aceleração é 1.23 m/s^2 e quando $d = 300$ mm a máxima aceleração é 1.06 m/s^2 . Nesse caso houve uma redução de 13.80% no primeiro pico e uma redução insignificante de apenas 0.80 % no segundo pico.

O aumento da inclinação do conjunto mola-amortecedor para o sistema com $\beta = 1$ implica em um pequeno aumento no máximo deslocamento no primeiro pico, como mostrado na Fig. (4.4). O máximo deslocamento no sistema com $d = 0$ mm é 0.055 m enquanto que o sistema com $d = 300$ mm é 0.057 m. Próximo do segundo pico há uma redução de 44.50 % no máximo deslocamento quando se aumenta a inclinação. A inclinação mostra pouca influência nos picos de ressonância quando se observa a máxima velocidade (Fig. 4.4-b). No intervalo entre os dois picos de ressonância essa diminuição torna-se mais significativa. Por exemplo, para $\omega = 19 \text{ rad/s}$ há redução de 13.50 %, mas próximo aos picos de ressonância a redução é inferior a 2 %. A máxima aceleração sofre uma redução de 13 % no primeiro pico, porém, a inclinação no conjunto mola-amortecedor causa uma diminuição de apenas 2 % no segundo pico de ressonância.

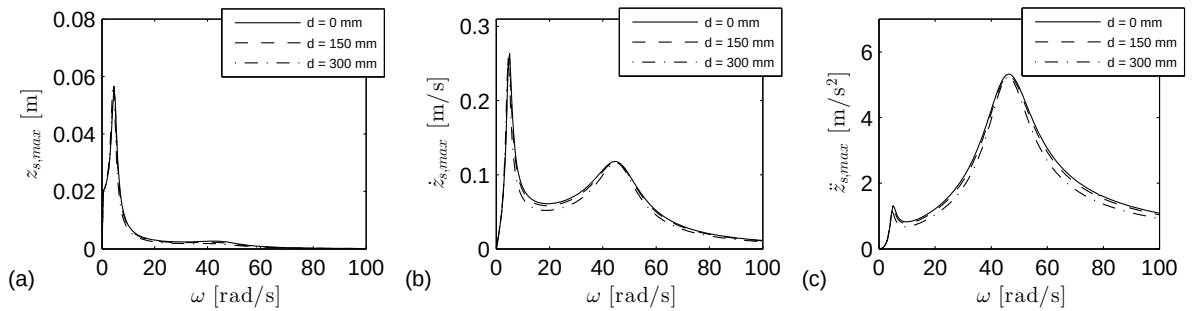


Figura 4.4: Máximo deslocamento ($z_{s,max}$) (a), máxima velocidade ($\dot{z}_{s,max}$) (b) e máxima aceleração ($\ddot{z}_{s,max}$) (c) da massa suspensa em relação à ω , utilizando amortecimento simétrico com $\beta = 1$.

Analisando o sistema com $\beta = 3$ (Fig. 4.5), nota-se efeitos semelhantes aos mostrados anteriormente. O máximo deslocamento sofre pouco aumento no primeiro pico de ressonância, aumentando de 0.048 m para 0.049 m. No segundo pico de ressonância a variação se torna mais significativa chegando a 18 % quando se compara o sistema com $d = 0$ mm e $d = 300$ mm. Neste caso a inclinação do conjunto mola-amortecedor também intensifica o efeito *jacking down*, porém, diminui o valor da posição média da massa suspensa.

A máxima velocidade (Fig. 4.5-b) mostra pouca variação nos picos de ressonância, sendo que no primeiro pico há um aumento de 1.80 % e há uma redução de 2.40 % no segundo pico. A variação mais significativa pode ser observada entre os picos de ressonância, como mostrado anteriormente (ver Fig. 4.4-b). O aumento da inclinação do conjunto mola-amortecedor causa uma diminuição da máxima aceleração nos dois picos de ressonância para $\beta = 3$ (Fig. 4.5-c).

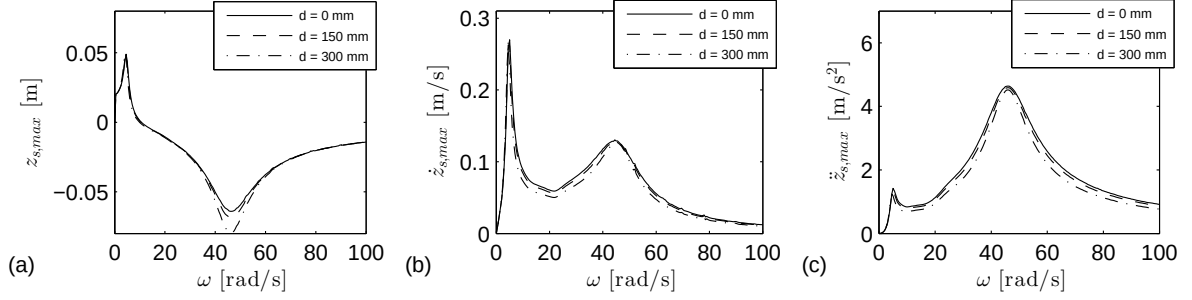


Figura 4.5: Máximo deslocamento ($z_{s,max}$) (a), máxima velocidade ($\dot{z}_{s,max}$) (b) e máxima aceleração ($\ddot{z}_{s,max}$) (c) da massa suspensa em relação à ω , utilizando amortecimento assimétrico com $\beta = 3$.

No primeiro pico a redução na máxima aceleração é de 14.30 % enquanto que no segundo pico a redução é menos significativa, apenas 2.60 %.

4.2 RESPOSTA DA MASSA SUSPensa EM RELAÇÃO À β

Nesta seção serão mostradas simulações comparando os sistemas simétrico e assimétrico com um valor fixo para d e com três valores diferentes de β . Nas análises de máximo deslocamento e máxima aceleração, nota-se valores significativos dependendo do valor de β . A Fig. (4.6) mostra as comparações de máximos deslocamento, velocidade e aceleração da massa suspensa sem a inclinação do conjunto mola-amortecedor, ou seja, $d = 0$ mm. O sistema com amortecimento assimétrico com $\beta = 3$ tem menor valor de máximo deslocamento, quando se analisa o primeiro pico de ressonância como mostrado na Fig. (4.6-a). Por exemplo, o valor de máximo deslocamento utilizando $\beta = 0.33$ tem menor valor comparado ao sistema simétrico, sendo que para $\beta = 1$ o máximo deslocamento é de 0.055 m, enquanto que para $\beta = 0.33$ é de 0.062 m.

Observando a máxima velocidade (Fig. 4.6-b), o sistema com $\beta = 3$ não é o que apresenta o melhor desempenho. Nesse caso o sistema que apresenta menor valor de velocidade é o sistema com $\beta = 1$. Na análise de máxima aceleração (Fig. 4.6-c), nota-se diferentes efeitos para cada pico de ressonância. Definindo $\beta = 1$ o sistema mostra melhor desempenho no primeiro pico, porém, no segundo pico o sistema com $\beta = 3$ se mostra mais vantajoso, pois o valor da máxima aceleração é menor dentre os 3 valores de β analisados. No segundo pico o sistema com $\beta = 3$ mostra uma redução de 14.60 %

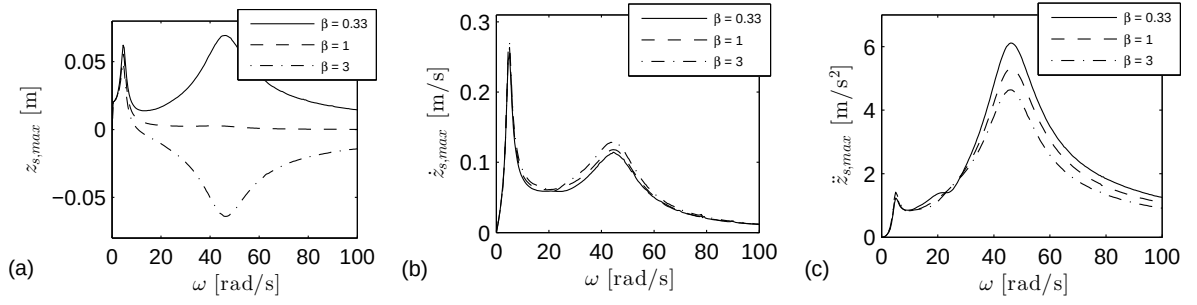


Figura 4.6: Máximo deslocamento ($z_{s,max}$) (a), máxima velocidade ($\dot{z}_{s,max}$) (b) e máxima aceleração ($\ddot{z}_{s,max}$) (c) da massa suspensa em função de ω com $\beta = 0.33$, $\beta = 1$ e $\beta = 3$ para $d = 0$ mm.

e para $\beta = 0.33$ há um aumento de 12.90 % na máxima aceleração, quando comparados com o sistema com $\beta = 1$.

O máximo deslocamento, máxima velocidade e máxima aceleração para $d = 150$ mm são mostrados na Fig. (4.7) e para $d = 300$ mm na Fig. (4.8). Nessas análises são observados os mesmos efeitos mostrados para $d = 0$ mm. Analisando o máximo deslocamento no primeiro pico, tanto o sistema com $d = 150$ mm e $d = 300$ mm têm menor valor de máximo deslocamento quando se utiliza $\beta = 3$. No caso da máxima velocidade, o sistema com $\beta = 0.33$ mostra menor velocidade em toda a faixa de frequência observada.

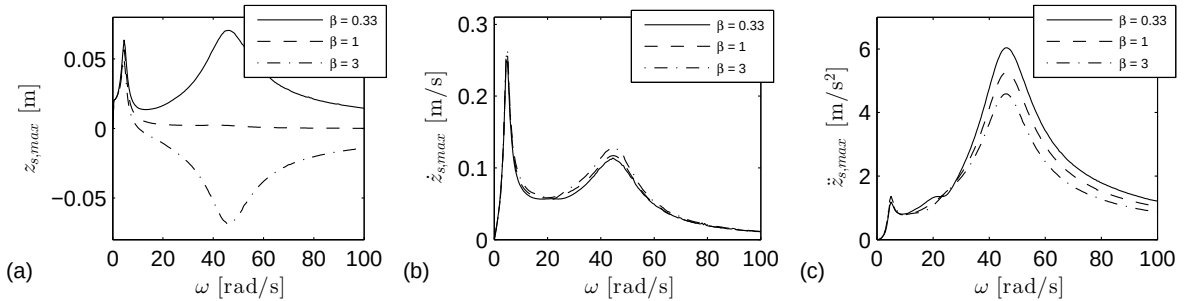


Figura 4.7: Máximo deslocamento ($z_{s,max}$) (a), máxima velocidade ($\dot{z}_{s,max}$) (b) e máxima aceleração ($\ddot{z}_{s,max}$) (c) da massa suspensa em função de ω com $\beta = 0.33$, $\beta = 1$ e $\beta = 3$ para $d = 150$ mm.

Analisando a máxima aceleração no primeiro pico de ressonância em relação à inclinação do conjunto mola-amortecedor, um sistema com $\beta = 3$ mostra desvantagem em relação a $\beta = 1$, pois sofre um aumento próximo de 8 %. A inclinação do conjunto mola-amortecedor combinada ao amortecimento assimétrico com $\beta = 3$ mostra vantagens nas frequências mais altas próximas de ω_1 .

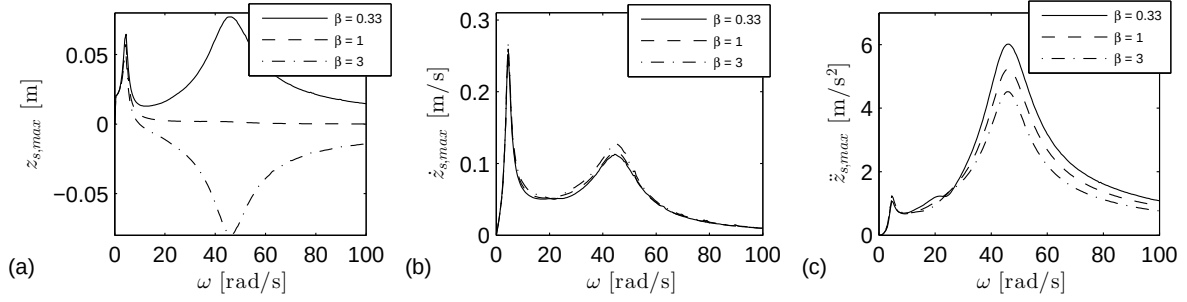


Figura 4.8: Máximo deslocamento ($z_{s,max}$) (a), máxima velocidade ($\dot{z}_{s,max}$) (b) e máxima aceleração ($\ddot{z}_{s,max}$) (c) da massa suspensa em função de ω com $\beta = 0.33$, $\beta = 1$ e $\beta = 3$ para $d = 300$ mm.

4.3 AMPLITUDE DE DESLOCAMENTO DA MASSA SUSPensa

Nesta seção será analisada a amplitude de deslocamento da massa suspensa em função de β e de ω e em relação a d . Na Fig. (4.9-a) onde se analisa a amplitude de deslocamento pela variação de β é possível notar que a amplitude muda muito pouco quando se altera a razão β . A amplitude sofre uma pequena variação quando β está entre 0 e 1, depois se mantém praticamente linear. Esse efeito ocorre para os dois picos de ressonância. Observa-se uma diferença apenas quando se compara os dois picos de ressonância, onde o primeiro pico a amplitude de deslocamento é 0.1 m e o segundo pico 0.004 m.

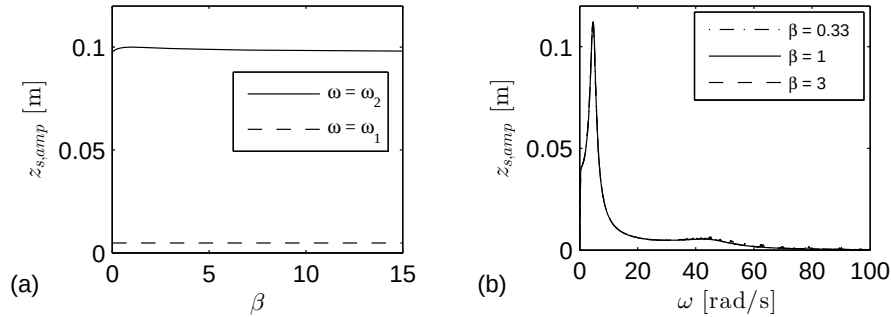


Figura 4.9: Amplitude de deslocamento da massa suspensa ($z_{s,amp}$) nos picos de ressonância do sistema com $d = 0$ mm em função de β (a), amplitude de deslocamento da massa suspensa ($z_{s,amp}$) em função de ω com $\beta = 0.33$, $\beta = 1$ e $\beta = 3$ (b).

Na análise da amplitude de deslocamento em função da frequência ω , a variação na amplitude não mostra diferença quando se compara os sistemas assimétricos com $\beta = 0.33$ e $\beta = 3$ e o sistema simétrico. Apesar da amplitude de deslocamento variar consideravelmente em função de ω , quando se compara o sistema simétrico e o sistema assimétrico não houve aumento ou diminuição considerável na amplitude. Observando a Fig. (4.9-a) a amplitude de deslocamento em função de β , no primeiro pico de ressonância para $\beta = 3$ a amplitude é 0.099 m. Porém, observando-se a amplitude de deslocamento em função da frequência Fig. (4.9-b), no primeiro pico a amplitude é de 0.111 m. Esse pico acontece para $\omega = 4.5$ rad/s, ou seja, o pico na amplitude de deslocamento não ocorre exatamente

na frequência de ressonância que é 5.13 rad/s.

Na Fig. (4.10) é feita uma comparação dos sistemas assimétricos com valores de $\beta = 0.33$ e $\beta = 3$ e o modelo simétrico para três valores de d . Nesse caso é possível notar que a variação no ângulo de montagem do conjunto mola-amortecedor influencia muito pouco na amplitude de deslocamento. Porém, quando se analisa a amplitude de deslocamento em função de β comparando os três valores de d nos picos de ressonância, nota-se variações consideráveis na resposta do sistema, como mostra a Fig. (4.11).

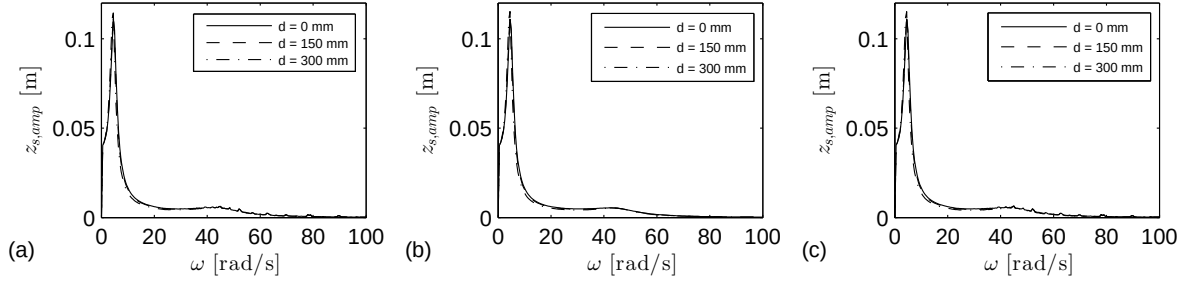


Figura 4.10: Amplitude de deslocamento da massa suspensa ($z_{s,amp}$) em função de ω para $d = 0$ mm, $d = 150$ mm e $d = 300$ mm com $\beta = 0.33$ (a), $\beta = 1$ (b) e $\beta = 3$ (c).

Observando a Fig. (4.11-a) e a Fig. (4.11-b) pode-se notar que existe uma alteração na amplitude de deslocamento quando se analisa a influência da inclinação do conjunto mola-amortecedor nos picos de ressonância. No primeiro pico de ressonância quando $d = 300$ mm como mostrado na Fig. (4.11-a), é a configuração que mostra menor amplitude quando comparado com $d = 0$ mm e $d = 150$ mm. Por exemplo, para o sistema com $\beta = 3$ e $d = 0$ mm a amplitude é de 0.099 m e para $d = 300$ mm a amplitude é de 0.081 m. Nesse caso há uma redução de 17 % na amplitude de deslocamento.

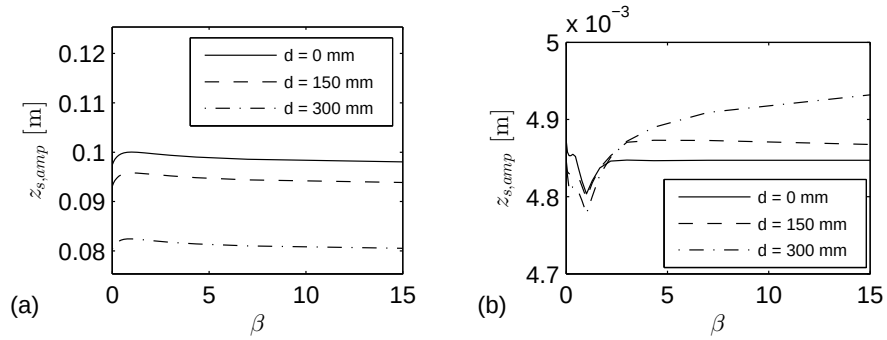


Figura 4.11: Amplitude de deslocamento da massa suspensa ($z_{s,amp}$) em função de β com $d = 0$ mm, $d = 150$ mm e $d = 300$ mm para $\omega = 5.13$ rad/s (a), ($z_{s,amp}$) em função de β para $\omega = 47.14$ rad/s (b).

No segundo pico mostrado na Fig. (4.11-b), um sistema com $d = 300$ mm tem uma amplitude de deslocamento menor quando $\beta = 1$. Porém, nota-se nessa figura que apesar de haver uma diferença de amplitude de acordo com β , a escala da amplitude é muito pequena. Assim sendo, a redução na amplitude é praticamente desprezível no segundo pico de ressonância.

4.4 INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS a_0 E d NA AMPLITUDE DE DESLOCAMENTO

Nesta seção é investigada qual a influência da dimensão vertical da articulação do braço inferior até a fixação superior do conjunto mola-amortecedor (a_0) na amplitude de deslocamento. As análises são feitas para 3 valores de inclinação do conjunto mola-amortecedor e são observadas as respostas nos picos de ressonância do sistema.

Na Fig. (4.12-a) é possível notar que no primeiro pico de ressonância, para $d = 0$ mm não há alteração na amplitude alterando a_0 . Para todos os valores de a_0 a amplitude de deslocamento se mantém na faixa 0.1 m.

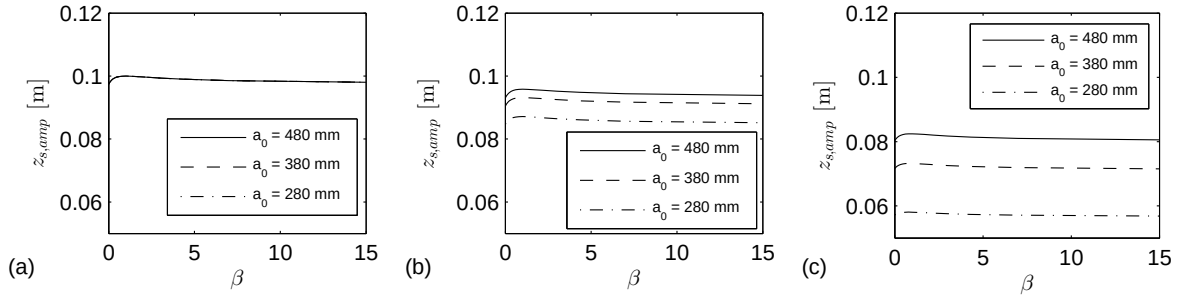


Figura 4.12: Amplitude de deslocamento da massa suspensa no primeiro pico de ressonância em função de β , para diferentes valores de a_0 , com $d = 0$ mm (a), $d = 150$ mm (b) e $d = 300$ mm (c).

Na Fig. (4.12-b) é mostrada a amplitude de deslocamento em função de a_0 para $d = 150$ mm. Nota-se que a_0 influencia diretamente na amplitude de deslocamento da massa suspensa e que quanto menor for a_0 menor é a amplitude de deslocamento. Por exemplo, para $a_0 = 480$ mm e $\beta = 3$, a amplitude é de 0.098 m e para $a_0 = 280$ mm a amplitude é de 0.086 m. Nesse caso há uma redução de 12 % na amplitude de deslocamento se reduzir a_0 de 480 mm para 280 mm.

Na Fig. (4.12-c) nota-se uma redução mais considerável na amplitude de deslocamento. Para $a_0 = 480$ mm e $\beta = 3$, a amplitude é de 0.081 m e para $a_0 = 280$ mm a amplitude é de 0.057 m. A redução na amplitude de deslocamento nesse caso é de 29 %. Comparando a configuração utilizando $d = 300$ mm e $d = 150$ mm, é possível notar que o pior caso utilizando $d = 300$ mm tem menor amplitude de deslocamento que o melhor caso observado para $d = 150$ mm. No primeiro pico de ressonância a_0 tem maior influência na amplitude de deslocamento do que β .

Na Fig. (4.13) é analisada a influência de a_0 no segundo pico de ressonância do sistema. A Fig. (4.13-a) pode-se verificar que não há alteração de amplitude para os 3 valores de a_0 analisados. A menor amplitude de deslocamento é de 0.004 m e ocorre quando $\beta = 1$.

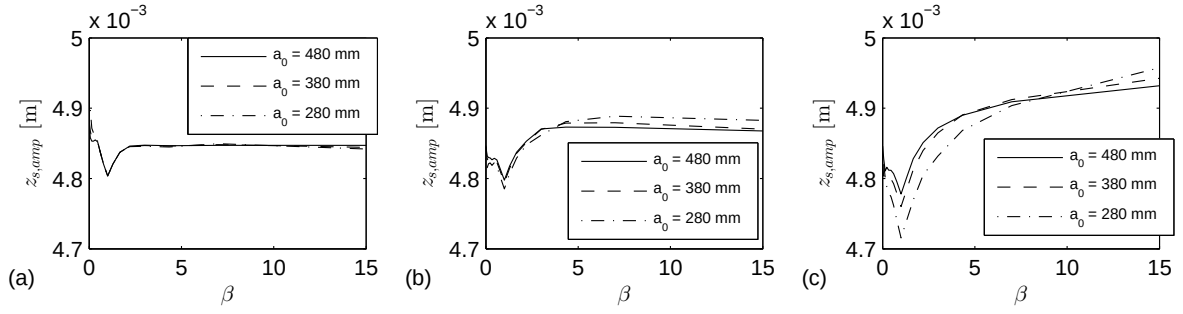


Figura 4.13: Amplitude de deslocamento da massa suspensa no segundo pico de ressonância em função de β , para diferentes valores de a_0 com $d = 0$ mm (a), $d = 150$ mm (b) e $d = 300$ mm (c).

Analisando as configurações com $d = 150$ mm mostrada na Fig. (4.13-b) e $d = 300$ mm mostrada Fig. (4.13-c), o sistema com $d = 300$ mm obteve menor amplitude de deslocamento para $\beta = 1$. Porém, observando-se a escala do gráfico, pode-se notar que a redução foi de poucos milímetros, podendo ser considerada desprezível essa redução na amplitude.

Para todas as simulações apresentadas na Fig. (4.13) a menor amplitude ocorre quando $\beta = 1$ e $d = 300$ mm. Porém, essa análise não mostra ganho nem perda de desempenho para o sistema, apesar da razão β ter maior influência na amplitude de deslocamento do que a_0 no segundo pico de ressonância.

4.5 INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS a_0 E d NA MÁXIMA ACELERAÇÃO DA MASSA SUSPensa

Nesta seção será analisada qual a influência da dimensão vertical da articulação do braço inferior até a fixação superior do conjunto mola-amortecedor (a_0) na máxima aceleração da massa suspensa. As investigações são feitas observando a máxima aceleração em função de ω com amortecimento simétrico e assimétrico com $\beta = 0.33$ e $\beta = 3$.

Na Fig. (4.14-a) nota-se que para $d = 0$ mm, a mudança no valor de a_0 não influencia na máxima aceleração. Todos os valores utilizados para a_0 mostram o mesmo valor de máxima aceleração para todos os valores de ω .

No sistema com $d = 150$ mm mostrado na Fig. (4.14-b), no primeiro pico de ressonância quando $a_0 = 480$ mm a máxima aceleração é 1.18 m/s^2 e para $a_0 = 280$ mm a máxima aceleração é de 1.00 m/s^2 . Nesse caso há uma redução de 7.40 % na máxima aceleração do primeiro pico, enquanto que pro segundo pico a redução não chega a 1 %.

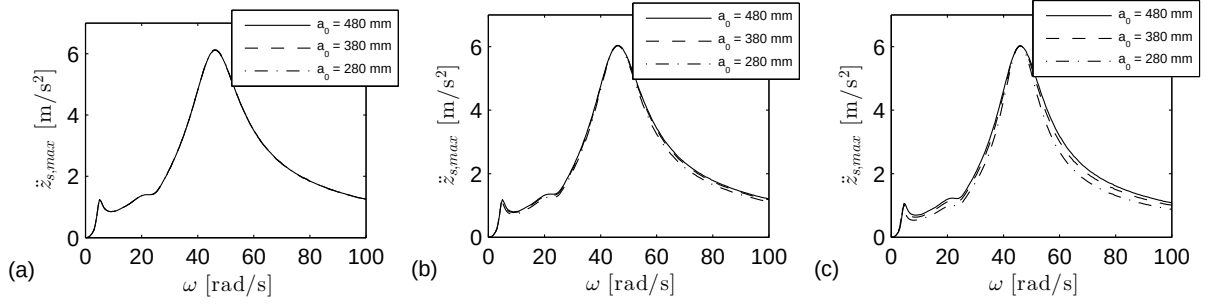


Figura 4.14: Máxima aceleração da massa suspensa ($\ddot{z}_{s,max}$) para $\beta = 0.33$ e $d = 0$ mm (a), $d = 150$ mm (b) e $d = 300$ mm (c).

Para sistema com $d = 300$ mm mostrado na Fig. (4.14-c), para o primeiro pico a máxima aceleração reduz de 1.06 m/s^2 com $a_0 = 480$ mm para 0.88 m/s^2 com $a_0 = 280$ mm. A máxima aceleração tem uma redução de 17.40 % no primeiro pico, e para o segundo pico não há redução da máxima aceleração. Nesse caso alguns pontos fora dos picos de ressonância mostram redução significativa. Por exemplo, para $\omega = 22 \text{ rad/s}$, a máxima aceleração para $a_0 = 480$ mm é de 1.22 m/s^2 e para $a_0 = 280$ mm é de 1.00 m/s^2 . Nesse valor de ω a redução é de 18 %.

A variação no valor de a_0 mostra pouca influência no segundo pico, mas influencia consideravelmente regiões fora dos picos de ressonância quando $d = 300$ mm.

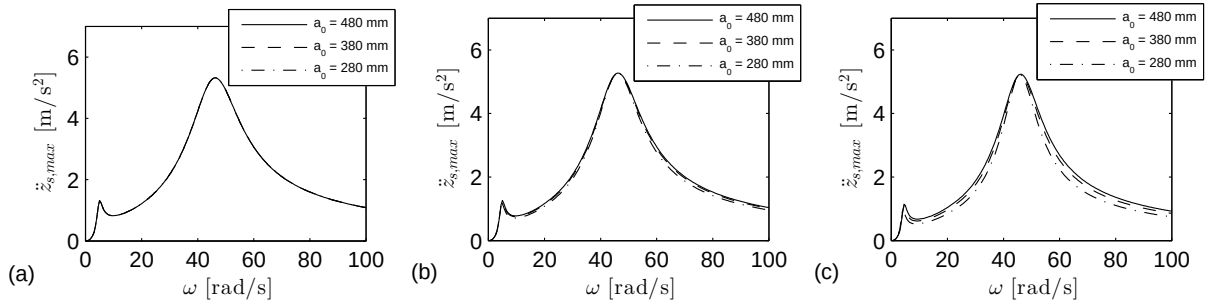


Figura 4.15: Máxima aceleração da massa suspensa ($\ddot{z}_{s,max}$) para $\beta = 1$ e $d = 0$ mm (a), $d = 150$ mm (b) e $d = 300$ mm (c).

Para os três casos analisados na Fig. (4.15), as mudanças mais consideráveis aparecem quando $d = 300$ mm e $a_0 = 280$ mm, ou seja, um sistema com um conjunto mola-amortecedor com maior inclinação mostra menor valor de máxima aceleração. Nesse caso para todos os valores de d a máxima aceleração no segundo pico é de 5.26 m/s^2 , enquanto que no caso anterior onde $\beta = 0.33$ a máxima aceleração é 6.12 m/s^2 .

Comparando os três casos, os sistemas que utilizam amortecimento assimétrico com $\beta = 3$ apresentam melhor desempenho. A máxima aceleração no segundo pico é 4.46 m/s^2 . Nesse caso há uma redução de 27 % se comparado com o sistema com $\beta = 0.33$ e uma redução de 15 % se comparado com o sistema com $\beta = 1$.

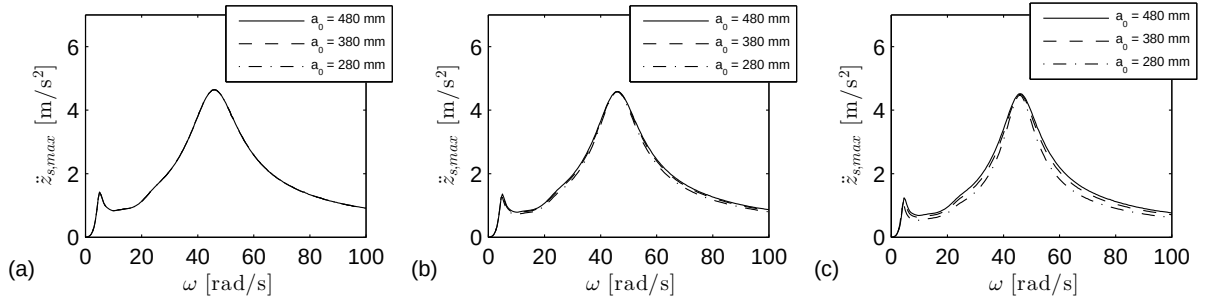


Figura 4.16: Máxima aceleração da massa suspensa ($\ddot{z}_{s,max}$) para $\beta = 3$ e $d = 0$ mm (a), $d = 150$ mm (b) e $d = 300$ mm (c).

4.6 MÁXIMO DESLOCAMENTO E AMPLITUDE DE DESLOCAMENTO DA MASSA SUSPensa

A análise feita nesta seção compara a amplitude de deslocamento e o máximo de deslocamento da massa suspensa com $d = 0$ mm e $a_0 = 480$ mm, $a_0 = 380$ mm e $a_0 = 280$ mm. Essa comparação é feita para verificar qual a relação entre o máximo deslocamento e a amplitude de deslocamento em função de ω . Quando se utiliza amortecimento assimétrico, dependendo da razão de assimetria o máximo deslocamento apresenta valores positivos se $\beta < 1$ e valores negativos se $\beta > 1$.

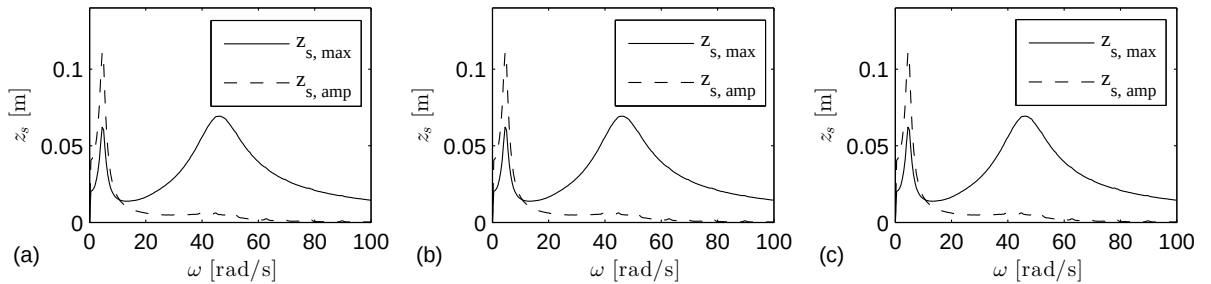


Figura 4.17: Amplitude de deslocamento ($z_{s,amp}$) e máximo deslocamento ($z_{s,max}$) da massa suspensa em função de ω , para $\beta = 0.33$, $d = 0$ mm e $a_0 = 480$ mm (a), $a_0 = 380$ mm (b) e $a_0 = 280$ mm (c).

Como visto anteriormente a amplitude não sofre alteração significativa quando se compara os tipos de amortecimento, porém, quando se compara o máximo deslocamento e a amplitude de deslocamento verificam-se alguns aspectos importantes. Por exemplo, para todos os casos analisados, no primeiro pico de ressonância o valor da amplitude é sempre maior que o valor de máximo deslocamento. Na Fig. (4.17), em todos os casos nota-se que próximo de $\omega = 11$ rad/s, a amplitude e o máximo deslocamento têm o mesmo valor de 0.013 m. Após esse valor de ω a amplitude de deslocamento se torna menor que o máximo deslocamento.

Observando a Fig. (4.18) nota-se que o valor de máximo deslocamento é sempre menor

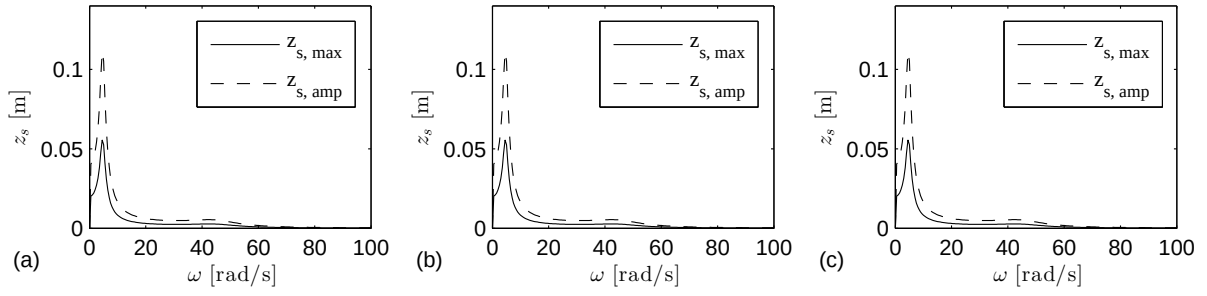


Figura 4.18: Amplitude de deslocamento ($z_{s,amp}$) e máximo deslocamento ($z_{s,max}$) da massa suspensa em função de ω , para $\beta = 1$, $d = 0$ mm e $a_0 = 480$ mm (a), $a_0 = 380$ mm (b) e $a_0 = 280$ mm (c).

que o valor da amplitude de deslocamento. Quando $\omega > 70$ rad/s, a amplitude e o máximo deslocamento ficam cada vez menores e ficam próximos de zero.

Na Fig. (4.19) que mostra o sistema com amortecedor assimétrico com $\beta = 3$, também nota-se que a amplitude de deslocamento é maior que o máximo deslocamento no primeiro pico. No segundo pico o valor do máximo deslocamento apresenta valores negativos a partir de $\omega = 11$ rad/s. Esse é o mesmo ponto onde no caso anterior, para $\beta = 0.33$, a curva de máximo deslocamento cruza com a curva de amplitude.

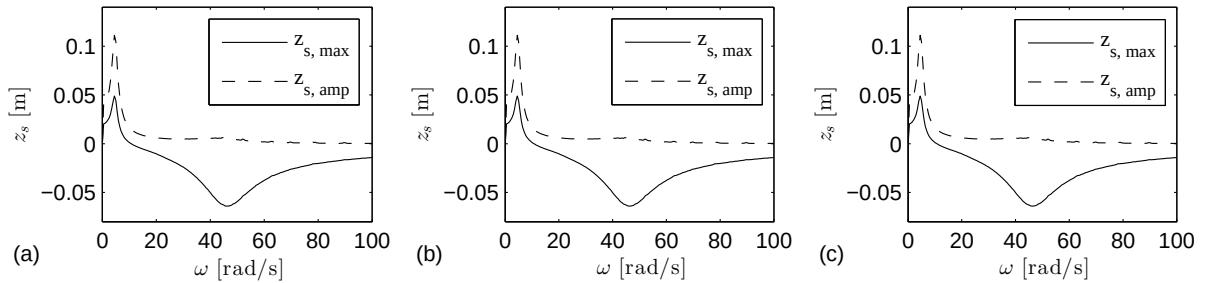


Figura 4.19: Amplitude de deslocamento ($z_{s,amp}$) e máximo deslocamento ($z_{s,max}$) da massa suspensa em função de ω , para $\beta = 3$ e $d = 0$ mm, utilizando $a_0 = 480$ mm (a), $a_0 = 380$ mm (b) e $a_0 = 280$ mm (c).

Para esse estudo também foram feitas outras comparações de amplitude de deslocamento e máximo deslocamento para valores de $d = 150$ mm e $d = 300$ mm. As respostas obtidas para essas análises foram praticamente as mesmas. Os valores de cruzamento das curvas de amplitude de deslocamento e máximo deslocamento para $\beta = 0.33$ ocorrem próximos $\omega = 11$ rad/s. O sistema com $\beta = 3$ também apresenta valores negativos próximo de $\omega = 11$ rad/s.

4.7 PARÂMETROS GEOMÉTRICOS COMBINADOS AO AMORTECIMENTO ASSIMÉTRICO PARA MELHORIA DO CONFORTO

Essa seção apresenta resultados de um sistema de suspensão que combina os parâmetros geométricos com o amortecimento assimétrico. As análises têm como objetivo verificar possíveis ganhos em relação à redução da máxima aceleração da massa suspensa.

A Fig. (4.20) mostra a influência na inclinação do conjunto mola-amortecedor e da variação de a_0 comparado ao sistema sem alterações na geometria. Esta comparação mostra algumas particularidades sobre as alterações na geometria. O sistema com $\beta = 0.33$ sem inclinação e mudanças em a_0 é o pior caso entre todos analisados, como mostrado na Fig. (4.20-a), em que a máxima aceleração é maior para todos os valores de frequência. Os sistemas com $\beta = 3$ apresentaram melhores resultados, quando comparados com $\beta = 0.33$ e $\beta = 1$. No entanto, pode ser melhorado combinando o amortecimento assimétrico com as alterações na geometria. A Fig. (4.20-c) mostra que o ganho no segundo pico de ressonância é baixo, de apenas 3.90 %. No entanto, analisando as regiões fora do segundo pico de ressonância, a redução na máxima aceleração é mais expressiva. Por exemplo, para $\omega = 60$ rad/s a redução na máxima aceleração é de 29.30 %.

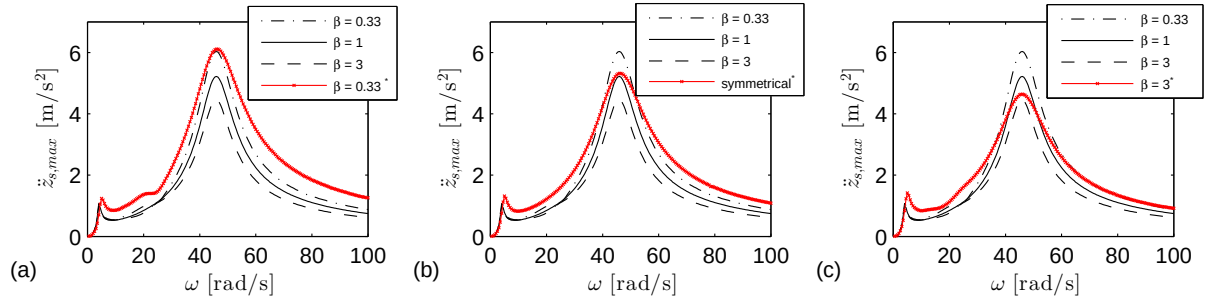


Figura 4.20: Máxima aceleração da massa suspensa ($\ddot{z}_{s,max}$) de 3 sistemas de suspensão com $d = 300$ mm e $a_0 = 280$ mm com $\beta = 0.33$, $\beta = 1$ e $\beta = 3$ comparando com um sistema sem modificações na geometria ($d = 0$ mm e $a_0 = 480$ mm) e $\beta = 0.33$ (a), $\beta = 1$ (b) e $\beta = 3$ (c).

4.8 CONCLUSÕES

Analisando as não linearidades geométricas com amortecimento simétrico e assimétrico, pode-se concluir que a mudança na inclinação do conjunto mola-amortecedor tem uma influência significativa no máximo deslocamento da massa suspensa no segundo pico de ressonância. Observando a influência de β no segundo pico de ressonância, os valores de $\beta < 1$ mostram valores de máximo deslocamento positivos, e para $\beta > 1$ mostram valores negativos no máximo deslocamento.

Analisando o conforto dos passageiros, um sistema com maior inclinação do conjunto mola-amortecedor e $\beta = 3$ mostra melhor desempenho, pois tem menor valor de máxima aceleração nas frequências mais altas. Próximo do primeiro pico de ressonância o sistema com amortecimento assimétrico com $\beta < 1$, mostra-se mais vantajoso. Porém, se analisar o sistema em todas as frequências, a redução obtida no segundo pico ainda torna o sistema com $\beta = 3$ mais eficiente.

Na análise de amplitude de deslocamento da massa suspensa as simulações mostram que as amplitudes praticamente não sofrem alterações quando se altera o valor de β . Quando se observa a amplitude de deslocamento com variação de ω , tanto o amortecimento simétrico quanto o amortecimento assimétrico com valores de $\beta > 1$ e $\beta < 1$ não mostraram mudanças significativas.

Nas análises de amplitude considerando a inclinação do conjunto mola-amortecedor nos picos de ressonância, foi possível verificar que no primeiro pico a razão β não tem muita influência na amplitude. No segundo pico, valores de $\beta < 1$ não mostraram mudanças significativas em função da inclinação do conjunto mola-amortecedor. Nesse caso a razão β mostra maior influência que a mudança na geometria. Para valores de $\beta > 1$ a configuração que mostrou menor amplitude de deslocamento foi a que não havia inclinação. Analisando as simulações em função de a_0 e a inclinação do conjunto mola-amortecedor, foi possível verificar que nos dois picos de ressonância a dimensão a_0 não influencia na amplitude se $d = 0$ mm. Nos casos para $d = 150$ mm e $d = 300$ mm no primeiro pico de ressonância, quanto menor for a_0 menor a amplitude de deslocamento.

Observando a máxima aceleração no modelo incluindo não linearidades geométricas, nota-se que a variação na inclinação do conjunto mola-amortecedor e a variação de a_0 não apresentam melhoria significativa nas frequências mais altas. Nesse caso observa-se uma redução da aceleração no primeiro pico e nas outras regiões fora do segundo pico de ressonância. A configuração que apresentou melhores resultados foi o sistema com amortecimento assimétrico com $\beta = 3$, $d = 300$ mm e $a_0 = 280$ mm.

Na comparação entre o máximo deslocamento e a amplitude de deslocamento pode-se concluir que para todos os casos analisados o valor da amplitude do primeiro pico é sempre maior que o valor de máximo deslocamento, isso explica a maior eficiência do amortecedor assimétrico em frequências mais altas. No sistema assimétrico com $\beta = 0.33$ existe um ponto onde o valor de amplitude se iguala ao valor de máximo deslocamento. Nesse mesmo ponto quando $\beta = 3$ o valor de máximo deslocamento passa a apresentar valores negativos. Quando $\beta = 1$ os valores de amplitude e máximo deslocamento apresentam valores praticamente semelhantes em frequências altas acima de 70 rad/s.

CAPÍTULO 5

CONCLUSÕES FINAIS E TRABALHOS FUTUROS

Nesse capítulo serão apresentados os comentários finais pertinentes aos sistemas de suspensão com amortecimento assimétrico e o modelo de suspensão com amortecimento assimétrico que incluem não linearidades geométricas. Também será apresentada uma sugestão de trabalho futuro, com o objetivo de dar continuidade às análises mostradas nesse trabalho.

5.1 CONCLUSÕES FINAIS

Durante esse estudo pôde-se analisar com mais detalhes o comportamento do sistema assimétrico mediante a uma excitação harmônica e compará-lo com um sistema simétrico. Nesse trabalho foi possível verificar que a razão de assimetria influencia o máximo deslocamento e máxima aceleração, porém, a amplitude de deslocamento quase não sofre alteração. Também foi verificado que o uso desse tipo de amortecedor assimétrico implica na variação da posição média da massa suspensa. Essas diferentes posições dependem da razão de assimetria, e o máximo deslocamento depende da frequência da excitação. Porém, esse efeito só acontece nas frequências mais altas, que estão próximas da frequência natural $\omega_1 = 47.14$ rad/s.

Analisar a dinâmica de um sistema de suspensão incluindo as não linearidades geométricas utilizando amortecimento assimétrico também é de grande relevância para a otimização do sistema. Através das análises paramétricas foi possível verificar qual a influência da inclinação do conjunto mola-amortecedor na dinâmica do sistema. Também foi possível notar que a escolha da razão de assimetria aliada a mudança da inclinação do conjunto mola-amortecedor pode ser vantajosa. A razão de assimetria está ligada à diminuição na aceleração e a inclinação do conjunto mola amortecedor reduz a amplitude do deslocamento da massa suspensa. Foi verificado que a variação na dimensão a_0 tam-

bém pode melhorar o conforto. Nesse caso, considerando ao mesmo tempo a variação de a_0 , a inclinação do conjunto mola-amortecedor e a razão de assimetria, obteve-se uma redução de aproximadamente 30% na máxima aceleração e na amplitude de deslocamento da massa suspensa.

Ressalta-se que nos trabalhos relacionados a sistemas de suspensão com amortecimento assimétrico, a razão de assimetria utilizada é sempre maior do que 1. Porém, verificou-se neste trabalho que para algumas faixas de frequência de excitação, é mais vantajoso ter essa razão menor do que 1.

5.2 TRABALHOS FUTUROS

O próximo passo para esse estudo é obter um modelo matemático que descreva o comportamento dinâmico de um sistema de suspensão veicular com amortecimento assimétrico e represente as não linearidades geométricas através do modelo de metade de carro, mostrado na Fig. (5.1).

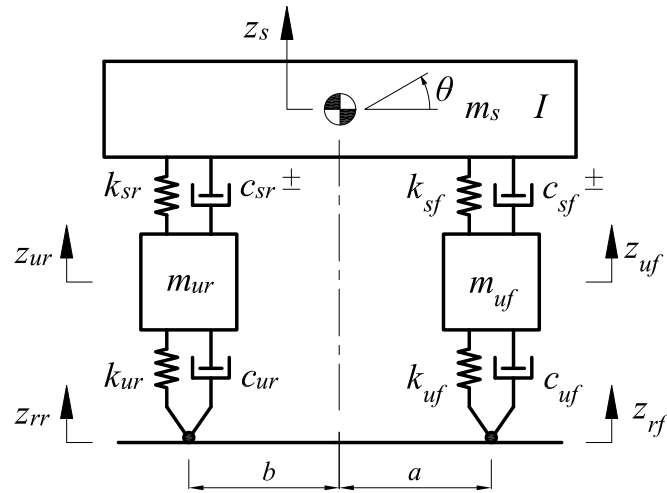


Figura 5.1: Modelo de metade de carro através de um modelo massa mola amortecedor de 4 GDL com seus respectivos parâmetros.

O objetivo principal será analisar a resposta de um sistema de suspensão veicular com amortecimento assimétrico, com foco no movimento de arfagem. Resultados da dinâmica vertical de um sistema com amortecimento assimétrico mostram uma considerável vantagem deste tipo de sistema. Portanto, uma análise detalhada do movimento de arfagem pode ser feita a fim de verificar potenciais vantagens.

Ao incluir não linearidades geométricas no modelo, como mostra a Fig. (5.2), será possível analisar os efeitos das não linearidades geométricas da suspensão e verificar qual a influência dos parâmetros da geometria para a melhoria do conforto para os passageiros. Devido ao fato de haver pouco entendimento em relação a combinação do amortecimento assimétrico e dos parâmetros da geometria, análises mais aprofundadas como, histórico de deslocamento, velocidade e aceleração da massa suspensa, a influência das não linearidades

geométricas utilizando amortecimento assimétrico devem ser realizadas, e será o principal objetivo para dar continuidade à esse projeto.

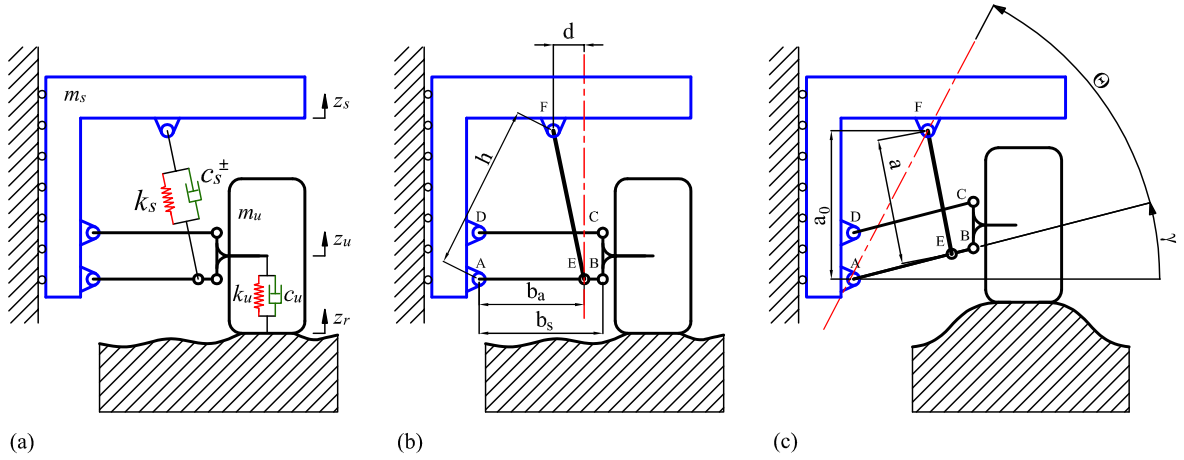


Figura 5.2: Representação esquemática e parâmetros geométricos de uma suspensão do tipo *double wishbone*: (a) modelo de 2 GDL incluindo a geometria da suspensão, (b) distância até a fixação inferior do amortecedor (b_a), comprimento dos braços inferior e superior (b_s), comprimento do segmento $\overline{AF}$ (h), dimensão de auxilio para definir a inclinação do conjunto mola-amortecedor (d); (c) dimensão vertical da articulação do braço inferior até a fixação superior do conjunto mola-amortecedor (a_0), comprimento do conjunto mola-amortecedor (a), ângulo formado entre o segmento $\overline{AF}$ e a barra inferior da suspensão $\overline{AB}$ (Θ), ângulo formado entre o braço inferior da suspensão e a horizontal (γ)

Esse objetivo principal poderá ser dividido em quatro partes:

1. Obter um modelo de metade de carro que descreva o comportamento dinâmico de um sistema de suspensão veicular com amortecimento assimétrico, incluindo não linearidades geométricas. A inclusão dessas não linearidades já se mostrou essencial para correto entendimento da resposta dinâmica.
2. Identificar a influência do índice de assimetria e parâmetros geométricos dos subsistemas dianteiros e traseiros no movimento de arfagem do sistema. Esta identificação destacará quais parâmetros influenciam diretamente a melhoria do conforto para os passageiros.
3. Desenvolver e aplicar uma técnica de otimização para maximizar o conforto para os passageiros do veículo, envolvendo o índice de assimetria e os parâmetros geométricos do sistema. Isto permitirá estabelecer diretrizes para o projeto deste tipo de sistema.
4. Desenvolver estratégia de controle semi-ativo que atue no índice de assimetria, de forma a possibilitar adaptação a condições de rodagem díspares.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AHMED, A. K. W.; RAKHEJA, S. An equivalent linearization technique for the frequency response analysis of asymmetric dampers. *Journal of Sound and Vibration*, v. 153, n. 3, p. 537 – 542, 1992. ISSN 0022-460X. Disponível em: [http://dx.doi.org/10.1016/0022-460X\(92\)90383-9](http://dx.doi.org/10.1016/0022-460X(92)90383-9).

ARANA, C.; EVANGELOU, S. A.; DINI, D. Series active variable geometry suspension for road vehicles. *Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on*, v. 20, n. 1, p. 361–372, Feb 2015. ISSN 1083-4435. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1109/TMECH.2014.2324013>.

ATAIR, R. N. Controle ótimo de sistemas dinâmicos: Notas de aulas e exemplos de aplicação. *São José dos Campos*, 2012.

ATTIA, H. A. Dynamic modelling of the double wishbone motor-vehicle suspension system. *European Journal of Mechanics - A/Solids*, v. 21, n. 1, p. 167 – 174, 2002. ISSN 0997-7538. Disponível em: [http://dx.doi.org/10.1016/S0997-7538\(01\)01178-0](http://dx.doi.org/10.1016/S0997-7538(01)01178-0).

BALIKE, K. P. *Kineto-Dynamic Analyses of Vehicle Suspension for Optimal Synthesis*. Tese (Doutorado) — Concordia University, September 2010. Disponível em: <http://spectrum.library.concordia.ca/7443/>.

BALIKE, K. P.; RAKHEJA, S.; STIHARU, I. G. Optimal synthesis of a two-stage asymmetric damper of an automotive suspension considering wheel camber variations. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, v. 225, n. 8, p. 1006–1022, 2011. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1177/0954407011404294>.

BOILEAU, P. E.; RAKHEJA, S. Vibration attenuation performance of suspension seats for off-road forestry vehicles. *International Journal of Industrial Ergonomics*, v. 5, n. 3, p. 275 – 291, 1990. ISSN 0169-8141. Disponível em: [http://dx.doi.org/10.1016/0169-8141\(90\)90063-8](http://dx.doi.org/10.1016/0169-8141(90)90063-8).

BOUAZARA, M.; RICHARD, M. J.; RAKHEJA, S. Safety and comfort analysis of a 3-d vehicle model with optimal non-linear active seat suspension. *Journal of Terramechanics*, v. 43, n. 2, p. 97 – 118, 2006. ISSN 0022-4898. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jterra.2004.10.003>.

CHERIAN, V.; JALILI, N.; AYGLON, V. Modelling, simulation, and experimental verification of the kinematics and dynamics of a double wishbone suspension configuration. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, v. 223, n. 10, p. 1239–1262, 2009. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1243/09544070JAUTO1153>.

DIXON, J. *The Shock Absorber Handbook*. [S.l.]: Wiley, 2008. (Wiley-Professional engineering publishing series). ISBN 9780470516423.

DIXON, J. *Suspension Analysis and Computational Geometry*. [S.l.]: Wiley, 2009. ISBN 9780470682890.

ELS, P. S. et al. The ride comfort vs. handling compromise for off-road vehicles. *Journal of Terramechanics*, v. 44, n. 4, p. 303 – 317, 2007. ISSN 0022-4898. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jterra.2007.05.001>.

FERNANDES, J. C.; MENDES, M. R. International standard 2631. 1978.

FISCHER, D.; ISERMANN, R. Mechatronic semi-active and active vehicle suspensions. *Control Engineering Practice*, v. 12, n. 11, p. 1353 – 1367, 2004. ISSN 0967-0661. Mechatronic Systems. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.conengprac.2003.08.003>.

GUGLIELMINO, E. et al. *Semi-active Suspension Control: Improved Vehicle Ride and Road Friendliness*. [S.l.]: Springer London, 2008. ISBN 9781848002319.

GYSEN, B. L. J. et al. Design aspects of an active electromagnetic suspension system for automotive applications. *Industry Applications, IEEE Transactions on*, v. 45, n. 5, p. 1589–1597, Sept 2009. ISSN 0093-9994. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1109/TIA.2009.2027097>.

GYSEN, B. L. J. et al. Active electromagnetic suspension system for improved vehicle dynamics. *Vehicular Technology, IEEE Transactions on*, v. 59, n. 3, p. 1156–1163, March 2010. ISSN 0018-9545. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1109/TVT.2009.2038706>.

HROVAT, D. Survey of advanced suspension developments and related optimal control applications 1,2. *Automatica*, v. 33, n. 10, p. 1781 – 1817, 1997. ISSN 0005-1098. Disponível em: [http://dx.doi.org/10.1016/S0005-1098\(97\)00101-5](http://dx.doi.org/10.1016/S0005-1098(97)00101-5).

HUREL, J.; MANDOW, A.; GARCIA-CEREZO, A. Nonlinear two-dimensional modeling of a mcpherson suspension for kinematics and dynamics simulation. In: *Advanced Motion Control (AMC), 2012 12th IEEE International Workshop on*. [s.n.], 2012. p. 1–6. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1109/AMC.2012.6197009>.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. *Mechanical Vibration and Shock - Evaluation of Human Exposure to Whole-body Vibration - Part 1: General Requirements*. [S.l.]: The Organization, 1997. (International standard).

JIANG, Z.; CHRISTENSON, R. A comparison of 200 kn magneto-rheological damper models for use in real-time hybrid simulation pretesting. *Smart Materials and Structures*, v. 20, n. 6, p. 065011, 2011. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1088/0964-1726/20/6/065011>.

KIRK, D. E. *Optimal Control Theory: An Introduction*. [S.l.]: Dover Publications, 2012. (Dover Books on Electrical Engineering). ISBN 9780486135076.

KOLICH, M. Automobile seat comfort: occupant preferences vs. anthropometric accommodation. *Applied Ergonomics*, v. 34, n. 2, p. 177 – 184, 2003. ISSN 0003-6870. Disponível em: [http://dx.doi.org/10.1016/S0003-6870\(02\)00142-4](http://dx.doi.org/10.1016/S0003-6870(02)00142-4).

- LI, P.; LAM, J.; CHEUNG, K. C. Multi-objective control for active vehicle suspension with wheelbase preview. *Journal of Sound and Vibration*, v. 333, n. 21, p. 5269 – 5282, 2014. ISSN 0022-460X. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2014.06.017>.
- MAIA, N. M. M.; SILVA, J. M. M. *Theoretical and Experimental Modal Analysis*. [S.l.]: Research Studies Press, 1997. (Engineering dynamics series). ISBN 9780863802089.
- MEIROVITCH, L. *Methods of Analytical Dynamics*. [S.l.]: Dover Publications, 2012. (Dover Civil and Mechanical Engineering). ISBN 9780486137599.
- MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L. *Race Car Vehicle Dynamics*. [S.l.]: Society of Automotive Engineers, 1995. (R: Society of Automotive Engineers, v. 1). ISBN 9781560915263.
- NAYFEH, A. H.; BALACHANDRAN, B. *Applied Nonlinear Dynamics: Analytical, Computational and Experimental Methods*. [S.l.]: Wiley, 2008. (Wiley Series in Nonlinear Science). ISBN 9783527617555.
- NGUYEN, Q. H.; CHOI, S. B.; PARK, Y. G. An analytical approach to optimally design of electrorheological fluid damper for vehicle suspension system. *Meccanica*, Springer Netherlands, v. 47, n. 7, p. 1633–1647, 2012. ISSN 0025-6455. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1007/s11012-012-9544-3>.
- PADDAN, G. S.; GRIFFIN, M. J. Evaluation of whole-body vibration in vehicles. *Journal of Sound and Vibration*, v. 253, n. 1, p. 195 – 213, 2002. ISSN 0022-460X. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1006/jsvi.2001.4256>.
- PAPALUKOPOULOS, C.; NATSIAVAS, S. Nonlinear biodynamics of passengers coupled with quarter car models. *Journal of Sound and vibration*, Elsevier, v. 304, n. 1, p. 50–71, 2007. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2007.01.042>.
- PRABAKAR, R. S.; SUJATHA, C.; NARAYANAN, S. Optimal semi-active preview control response of a half car vehicle model with magnetorheological damper. *Journal of Sound and Vibration*, v. 326, n. 3-5, p. 400 – 420, 2009. ISSN 0022-460X. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2009.05.032>.
- RAJALINGHAM, C.; RAKHEJA, S. Influence of suspension damper asymmetry on vehicle vibration response to ground excitation. *Journal of Sound and Vibration*, v. 266, n. 5, p. 1117 – 1129, 2003. ISSN 0022-460X. Disponível em: [http://dx.doi.org/10.1016/S0022-460X\(03\)00054-3](http://dx.doi.org/10.1016/S0022-460X(03)00054-3).
- RAO, S. S. *Mechanical Vibrations*. [S.l.]: Pearson/Prentice Hall, 2004. ISBN 9780130489876.
- RILL, G. *Road Vehicle Dynamics: Fundamentals and Modeling*. [S.l.]: Taylor & Francis, 2011. (Ground vehicle engineering series). ISBN 9781439838983.
- SANO, T. *Double wishbone suspension*. [S.l.]: Google Patents, 2001. US Patent 6,302,420.
- SHEKHAR, N. C.; HATWAL, H.; MALLIK, A. K. Performance of non-linear isolators and absorbers to shock excitations. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 227, n. 2, p. 293–307, 1999. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1006/jsvi.1999.2346>.

SILVEIRA, M.; PONTES JUNIOR, B. R.; BALTHAZAR, J. M. Use of nonlinear asymmetrical shock absorber to improve comfort on passenger vehicles. *Journal of Sound and Vibration*, v. 333, n. 7, p. 2114 – 2129, 2014. ISSN 0022-460X. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2013.12.001>.

TUSSET, A. M.; RAFIKOV, M.; BALTHAZAR, J. M. An intelligent controller design for magnetorheological damper based on a quarter-car model. *Journal of Vibration and Control*, 2009. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1177/1077546309102677>.

YAO, G. Z. et al. MR damper and its application for semi-active control of vehicle suspension system. *Mechatronics*, v. 12, n. 7, p. 963 – 973, 2002. ISSN 0957-4158. Disponível em: [http://dx.doi.org/10.1016/S0957-4158\(01\)00032-0](http://dx.doi.org/10.1016/S0957-4158(01)00032-0).

ZAPATEIRO, M. et al. Semiactive control methodologies for suspension control with magnetorheological dampers. *Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on*, v. 17, n. 2, p. 370–380, April 2012. ISSN 1083-4435. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1109/TMECH.2011.2107331>.