



**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
FACULDADE DE ENGENHARIA DE BAURU
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

MATHEUS MIKAEL QUARTAROLI

**ANÁLISE DINÂMICA DE UM SISTEMA DE ATUAÇÃO ELETROMECCÂNICA EM
MECANISMO DE SUSPENSÃO MECÂNICA PARA ISOLAMENTO DE VIBRAÇÕES**

**BAURU
2018**

MATHEUS MIKAEL QUARTAROLI

ANÁLISE DINÂMICA DE UM SISTEMA DE ATUAÇÃO ELETROMECAÂNICA EM
MECANISMO DE SUSPENSÃO MECÂNICA PARA ISOLAMENTO DE VIBRAÇÕES

Dissertação de mestrado apresentada ao programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Estadual Paulista como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Bento Rodrigues de Pontes Junior

BAURU

2018

Quartaroli, Matheus Mikael.

Análise dinâmica de um sistema de atuação eletromecânica em mecanismo de suspensão mecânica para isolamento de vibrações / Matheus Mikael Quartaroli, 2018

70 f.

Orientador: Bento Rodrigues de Pontes Junior

Dissertação (Mestrado)-Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia, Bauru, 2018

1. Suspensão eletromecânica. 2. Transmissibilidade.
3. Potência elétrica. I. Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia. II. Título.

ATA DA DEFESA PÚBLICA DA DISSERTAÇÃO DE Mestrado DE MATHEUS MIKAEL QUARTAROLI, DISCENTE DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA, DA FACULDADE DE ENGENHARIA - CÂMPUS DE BAURU.

Aos 22 dias do mês de fevereiro do ano de 2018, às 14:00 horas, no(a) Anfiteatro da Seção Técnica de Pós-graduação da FEB, reuniu-se a Comissão Examinadora da Defesa Pública, composta pelos seguintes membros: Prof. Dr. BENTO RODRIGUES DE PONTES JUNIOR - Orientador(a) do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru, Prof. Dr. NELSON JOSÉ PERUZZI do(a) Departamento de Ciências Exatas / FCAV / UNESP - Jaboticabal, Prof. Dr. JOAO EDUARDO GUARNETTI DOS SANTOS do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru, sob a presidência do primeiro, a fim de proceder a arguição pública da DISSERTAÇÃO DE Mestrado de MATHEUS MIKAEL QUARTAROLI, intitulada **ANÁLISE DINÂMICA DE UM SISTEMA DE ATUAÇÃO ELETROMECAÂNICA EM MECANISMO DE SUSPENSÃO MECÂNICA PARA CONTROLE E ISOLAMENTO VIBRAÇÕES**. Após a exposição, o discente foi arguido oralmente pelos membros da Comissão Examinadora, tendo recebido o conceito final: APROVADO. Nada mais havendo, foi lavrada a presente ata, que após lida e aprovada, foi assinada pelos membros da Comissão Examinadora.

Prof. Dr. BENTO RODRIGUES DE PONTES JUNIOR

Prof. Dr. NELSON JOSÉ PERUZZI

Prof. Dr. JOAO EDUARDO GUARNETTI DOS SANTOS

PROPOSTA DE ALTERAÇÃO DO TÍTULO

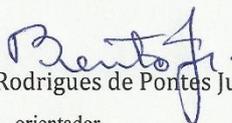
A BANCA EXAMINADORA PROPÕE A ALTERAÇÃO DO TÍTULO DO TRABALHO DO ALUNO:
MATHEUS MIKAEL QUARTAROLI

DE: "ANÁLISE DINÂMICA DE UM SISTEMA DE ATUAÇÃO ELETROMECAÂNICA EM MECANISMO DE
SUSPENSÃO MECÂNICA PARA CONTROLE E ISOLAMENTO VIBRAÇÕES"

PARA:

Análise Dinâmica de um Sistema de Atuação
Eletromecânica em Mecanismo de Suspensão
Mecânica para Isolamento de Vibrações.

Bauru, 22 de fevereiro de 2018.


Prof. Dr. Bento Rodrigues de Pontes Junior
orientador

Aos meus pais, irmãos, professores e amigos que sempre me apoiaram e deram forças para continuar.

AGRADECIMENTOS

Ao meu bom Deus, por me dar sabedoria, oportunidade de viver, paciência e fôlego de vida a cada amanhecer.

Agradeço a minha família, em especial aos meus pais Carlos e Rosa, que sempre me apoiaram e me conduziram ao caminho certo, e que mesmo longe sempre estiveram presentes, sem vocês nada disso seria possível.

Ao meu professor Bento Rodrigues de Pontes Júnior, que sempre me ajudou e orientou, compartilhando seus conhecimentos. Agradeço-o também pelo companheirismo e pelos momentos de descontração.

Aos professores e funcionários da Universidade Estadual Paulista (UNESP)

Aos amigos de laboratório Alana, Arthur, Roger e Victor que me ajudaram no meu dia a dia e sempre serão muito queridos.

Aos amigos pelos ensinamentos, conselhos e momentos de descontração.

E a todos que direta ou indiretamente contribuíram para o êxito deste trabalho.

“ Se você tem planos para um ano, plante arroz. Se você tem planos para dez anos, plante uma árvore. Se você tem planos para uma vida inteira, eduque as pessoas.”

Autor desconhecido

RESUMO

QUARTAROLI, M. M., (2017). ANÁLISE DINÂMICA DE UM SISTEMA DE ATUAÇÃO ELETROMECCÂNICA EM MECANISMO DE SUSPENSÃO MECÂNICA PARA ISOLAMENTO DE VIBRAÇÕES, Bauru, 2018, 70p. Dissertação (Mestrado), FEB - Faculdade de Engenharia de Bauru, UNESP - Universidade Estadual Paulista.

Esse trabalho buscou investigar os comportamentos dinâmicos de uma suspensão eletromecânica. Para a configuração dessa suspensão substituiu-se o amortecedor viscoso convencional por um amortecedor do tipo eletromecânico. O amortecedor eletromecânico é formado por um transdutor de ímã permanente e bobina móvel, no qual se acopla ao sistema mecânico com o eletromagnético. Nos terminais da bobina é introduzido um circuito elétrico RLC ligados em série. Para modelagem e a obtenção das equações dinâmicas que descrevem seu movimento utilizou-se o método de Lagrange, que utiliza expressões de energia. Os modelos abordam absorvedores utilizados na indústria automobilística. No trabalho, primeiramente foi investigado a capacidade dos parâmetros elétricos no comportamento do sistema, e verificou-se a influência que a resistência elétrica e a capacitância tem em relação ao deslocamento da massa suspensa de um veículo. Foi realizada, através da função transferência, uma análise da quantidade de energia obtida no sistema elétrico para valores diferentes de resistência elétrica e em comparação foi verificado o ganho da massa suspensa para um movimento harmônico sofrido pela base. Por fim, investigou-se as potências geradas no circuito elétrico e o fator de potência para diferentes valores de capacitância. E também apurou a influência da resistência elétrica na produção de potência ativa. Os resultados mostraram a influência dos parâmetros elétricos no comportamento dinâmico do sistema e na geração de potência elétrica, assim através de um controle feito nesses parâmetros pode-se encontrar faixas no qual reduz a transmissibilidade de deslocamento para os ocupantes de um veículo e geram uma alta potência elétrica em que possa ser armazenada e utilizada posteriormente.

Palavras-Chave: Suspensão Eletromecânica, Transmissibilidade, Potência elétrica.

ABSTRACT

QUARTAROLI, M. M., (2017). DYNAMIC ANALYSIS OF ELECTROMECHANICAL ACTUATION SYSTEM IN MECHANICAL SUSPENSION MECHANISM FOR VIBRATION ISOLATION, Bauru, 2018, 70p, Dissertation (Master degree), FEB – School of Engineering, Bauru, UNESP - São Paulo State University

This work sought to investigate the dynamic behavior of an electromechanical suspension. For the configuration of this suspension it replaces the conventional viscous damper with a shock absorber of the electromechanical type. The electromechanical damper is formed by a permanent magnet transducer and mobile coil, in which it couples the mechanical system with the electromagnetic. At the terminals of the coil is introduced an RLC electric circuit connected in series. For the modeling and the obtaining of the dynamic equations that describe its movement was used the Lagrange method, that uses expressions of conservation of energy. The models approach in a simplified way the absorbers used in the automotive industry. In the work, it was first investigated the influence of the electrical parameters on the behavior of the system, it was verified the power of the electrical resistance and the capacitance have in relation to the displacement of the suspended mass of a vehicle. It was performed, through the transfer function, an analysis of the amount of energy obtained in the electrical system is performed for different values of electrical resistance and in comparison it was verified the gain of the suspended mass for a harmonic movement suffered by the base. Finally, we investigated the powers generated in the electric circuit and the power factor for different capacitance values. It also determined the influence of electrical resistance on the production of active power. The results showed the influence of the electrical parameters on the dynamic behavior of the system and the generation of electric power, so through a control made in these parameters can be found tracks in which reduces the transmissibility of displacement for the occupants of a vehicle and generate a high electrical power where it can be stored and used later.

Keywords: Electromechanical Suspension, Transmissibility, Electric Power.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Suspensão passiva	21
Figura 2.2 - Suspensão semi-ativa	22
Figura 2.3 - Representação esquemática do edifício acoplado a um dispositivo eletromecânico	23
Figura 2.4 - Eixos de direção adotados para medição	25
Figura 2.5 - Modelo de um quarto de veículo com suspensão eletromagnética.....	26
Figura 3.1 - Sistema mecânico viscosamente amortecido com excitação harmônica da base	27
Figura 3.2 - Esboço do sistema analisado	29
Figura 3.3 - Modelo do transdutor	30
Figura 4.1 - Triângulo de Potências	40
Figura 6.1 - Fator de amortecimento em função da resistência para três valores de capacitância	46
Figura 6.2 - Fator de amortecimento em função da capacitância para três valores de resistência	47
Figura 6.3 - Comparação da resposta da suspensão eletromecânica e simples, com o mesmo fator de amortecimento. Resposta no tempo (a), Resposta em frequência (b)	48
Figura 6.4 - Resposta em frequência (método de integração) para três valores de C e resistências diferentes. $R = 20$ (a), $R = 80$ (b), $R = 200$ (c).....	50
Figura 6.5 - Resposta em frequência (método da função transferência) para três valores de C e resistências diferentes. $R = 20$ (a), $R = 80$ (b), $R = 200$ (c).....	52
Figura 6.6 - Relação da amplitude de deslocamento e carga que flui no circuito elétrico, para resistências diferentes. $R = 20$ (a), $R = 80$ (b), $R = 200$ (c)	54
Figura 6.7 - Comportamento para uma frequência de 1Hz. Histórico no tempo da potência aparente (a) e da potência ativa (b); Variação da potência ativa pela resistência (c).....	56
Figura 6.8 - Potência aparente e ativa para uma capacitância de 0,0333F, na frequência de 1Hz	58
Figura 6.9 - Comportamento para uma frequência de 2Hz. Histórico no tempo da potência aparente (a) e da potência ativa (b); Variação da potência ativa pela resistência (c).....	59

Figura 6.10 - Potência aparente e ativa para uma capacitância de 0,0083F, na frequência de 2Hz	62
Figura 6.11 - Comportamento para uma frequência de 3Hz. Histórico no tempo da potência aparente (a) e da potência ativa (b); Variação da potência ativa pela resistência (c).....	63
Figura 6.12 - Potência aparente e ativa para uma capacitância de 0,0037F, na frequência de 3Hz	65

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Principais sintomas relacionados com a frequência da vibração	24
Tabela 3.1 - Conversão de variáveis.....	34
Tabela 6.1 - Parâmetros gerais utilizados	45
Tabela 6.2 - Parâmetros específicos para simulação dos valores de ζ em função de R	46
Tabela 6.3 - Parâmetros específicos para simulação dos valores de ζ em função de C	46
Tabela 6.4 - Valor do fator de amortecimento equivalente para o sistema eletromecânico e para o sistema convencional com amortecimento viscoso.....	47
Tabela 6.5 - Condições iniciais utilizadas.....	49
Tabela 6.6 - Parâmetros variáveis utilizados para a análise em frequência.....	49
Tabela 6.7 - Frequência de ressonância para variação de C e R	51
Tabela 6.8 - Frequências naturais para diferentes C	51
Tabela 6.9 - Parâmetros variáveis utilizados para a comparação das funções transferências.....	53
Tabela 6.10 - Parâmetros variáveis utilizados na análise do fator de potência.....	55
Tabela 6.11 - Fator de potência para cada capacitância com $f_{ex} = 1\text{Hz}$	57
Tabela 6.12 - Fator de potência para cada capacitância com $f_{ex} = 2\text{Hz}$	60
Tabela 6.13 - Fator de potência para cada capacitância com $f_{ex} = 3\text{Hz}$	64

LISTA DE SÍMBOLOS

B – Campo magnético

c – Constante de amortecimento viscoso

C – Capacitância elétrica

e – Diferença de potencial através da bobina

E_e – Energia elétrica

E_m – Energia magnética

f – Frequência

f – Força externa agindo na bobina

F_b – Força eletromagnética total produzida pela bobina

F_e – Amortecedor eletromecânico

f_{ex} – Frequência de excitação externa

F_p – Fator de potência

i – Corrente elétrica

j – Unidade imaginária

k – Constante de rigidez

l – Comprimento do fio da bobina

L – Indutância elétrica total

L_e – Lagrangeano elétrico

L_i – Indutância interna

L_m – Lagrangeano mecânico

m – Massa suspensa

N – Número de ciclos

P – Potência ativa

\dot{q} – Corrente induzida na bobina

Q – Potência reativa

Q – Carga elétrica no domínio de Laplace

Q_1 – Forças não conservativa do sistema mecânico

Q_2 – Tensões elétricas não conservativas no sistema do elétrico

R – Resistência elétrica total

R_i – Resistência interna

s – Variável complexa no domínio de Laplace

S – Potência aparente

t – Tempo

T – Energia cinética

T_d – Transmissibilidade de deslocamento

T_v – Constante do transdutor

u_1, u_2, u_3 e u_4 – Variáveis de estado (deslocamento, velocidade, carga e corrente)

U_b – Tensão elétrica induzida na bobina

v – Velocidade da bobina

V – Energia potencial

x – Deslocamento da massa suspensa

\dot{x} – Velocidade da bobina

X – Amplitude do deslocamento da massa

X – Deslocamento da massa no domínio de Laplace

X_c – Reatâncias capacitiva

X_l – Reatâncias indutiva

y – Deslocamento da base

\dot{y} – Velocidade do movimento da bobina

Y – Amplitude do deslocamento da base

Y – Deslocamento da base no domínio de Laplace

ω – Frequência angular

ω_1, ω_2 – Frequências naturais do sistema eletromecânico

ω_e – Frequência natural do sistema elétrico

ω_n – Frequência natural do sistema mecânica

φ – Ângulo entre as curvas de potência ativa e potência aparente

ζ – Fator de amortecimento adimensional

δ – Decremento logarítmico

Z_e – Impedância elétrica

Z_m – Impedância mecânica

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	17
1.1 Motivação e Justificativa	17
1.2 Objetivos	18
1.3 Estrutura da Dissertação.....	19
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	20
2.1 Suspensão veicular	20
2.1.1 Suspensão Passiva	20
2.1.2 Suspensão Ativa	21
2.1.3 Suspensão Semi-Ativa.....	21
2.2 Dispositivo eletromecânico	22
2.2.1 Suspensão Eletromecânica	23
2.3 Ergonomia: nível de conforto	24
2.4 Colheita de Energia.....	25
3 MODELAGEM DO SISTEMA ANALISADO	27
3.1 Sistema Viscosamente Amortecido.....	27
3.1.1 Decremento logarítmico.....	28
3.2 Modelagem física	29
3.3 Modelagem do transdutor	29
3.4 Modelagem do sistema através do método de Lagrange	31
3.5 Equações dinâmicas através da equação de Euler-Lagrange	32
3.6 Equações no modelo espaço de estados	34
3.7 Transmissibilidade e função transferência	35
3.7.1 Função transferência da massa suspensa	37
3.7.2 Função transferência da carga elétrica	38
3.8 Pólos	39
4 FORMULAÇÃO PARA ANÁLISE DE ENERGIA E POTÊNCIA.....	40
4.1 Potência Ativa	40
4.2 Potência Reativa	40
4.3 Potência Aparente.....	41
4.4 Fator de Potência.....	41
4.4.1 Correção do Fator de Potência	42
5 METODOLOGIA	43

6 RESULTADOS E DISCUSSÕES	45
6.1 Correlação do fator de amortecimento do sistema eletromecânico com o sistema convencional.....	45
6.2 Análise da Resposta.....	48
6.2.1 Resposta no domínio da frequência.....	49
6.2.2 Função transferência da carga elétrica e do deslocamento.....	53
6.3 Influência da variação do fator de potência.....	55
6.3.1 Influência da variação da capacitância para $f_{ex} = 1\text{Hz}$	55
6.3.2 Influência da variação da capacitância para $f_{ex} = 2\text{Hz}$	59
6.3.3 Influência da variação da capacitância para $f_{ex} = 3\text{Hz}$	62
7 Conclusão	66
7.1 Sugestão de trabalhos futuros.....	67
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	68

1 INTRODUÇÃO

Nos dias atuais existe uma incessante busca por melhorias na qualidade de vida das pessoas. E como geralmente o homem está interagido com máquinas e equipamentos mecânicos no dia a dia, busca-se constantemente um desenvolvimento desses equipamentos para garantir um maior conforto para a população. A vibração mecânica é um dos principais causadores de desconforto nas pessoas, assim inúmeras inovações no sistema de suspensão então sendo estudados e sofrendo melhorias, evitando a propagação da vibração para o homem.

No caso da indústria automobilística, existe diversos projetos de melhorias na suspensão dos veículos, afim de melhorar o conforto dos passageiros. Atualmente, com o avanço da tecnologia, as indústrias estão introduzindo dispositivos que são compostos de diversos domínios físicos (mecânico, elétrico e etc.) em sistema mais simples que utilizam um único domínio.

Nas suspensões do tipo eletromecânica, que é interligado um sistema elétrico nas suspensões convencionais, estão sendo cada vez mais exploradas devido a sua maior capacidade de controle, através dos parâmetros elétricos, e também a possibilidade de reaproveitamento da energia oriunda das vibrações. O mecanismo de colheita de energia pode gerar uma economia, pois armazena energia no qual possa ser reutilizada posteriormente, e evita um consumo maior por parte dos equipamentos mecânicos. Busca-se através desses dispositivos maior controlabilidade de veículos e isolamento das vibrações em diversos tipos e tamanho de estrutura.

1.1 Motivação e Justificativa

Duas tendências mundiais bastante estudadas e desenvolvidas hoje em dia são: a busca pela utilização de fontes de energia renovável, devido à crise dos combustíveis fósseis com suas emissões excessivas de dióxido de carbono (CO₂), juntamente com a questão de ergonomia, que para caso de veículos, visa melhorar o conforto de seus passageiros. Através desses dois problemas busca-se no meio da indústria automobilística um sistema de suspensão onde possa controlar as vibrações

oriundas de estradas e rodovias e em conjunto conseguir armazenar essa energia de vibração, que geralmente é dissipada em forma de calor.

Portanto, a justificativa desse trabalho foi o estudo de uma suspensão eletromecânica com a eficiência de isolar a massa suspensa do veículo e controlar de vibrações indesejadas, além de analisar a quantidade de potência elétrica gerada que consiga ser colhida posteriormente.

1.2 Objetivos

O objetivo principal desse trabalho foi o estudo do comportamento dinâmico de uma suspensão eletromecânica com excitação de perfil harmônico. Verificar as variações nas respostas de deslocamento, transmissibilidade e potência através de alterações feitas nos parâmetros elétricos.

O objetivo principal pode ser divididas em etapas:

- Obter os modelos matemáticos que descrevam o comportamento de um quarto de carro com o amortecedor eletromecânico.
- Analisar o fator de amortecimento para variações dos parâmetros elétricos e verificar sua correlação em relação ao um sistema de suspensão convencional.
- Verificar o desempenho do sistema mediante as alterações feitas nos parâmetros elétricos, utilizando a resposta do deslocamento em frequência e de transmissibilidade.
- Comparar as respostas obtidas através do método de integração com as respostas utilizando a função transferência. Evitando assim erros na utilização dos métodos.
- Comparar as respostas de potências com a variação dos parâmetros elétricos e da frequência de excitação do sistema. Verificar o fator de potência para cada caso e o valor de capacitância que obtém o fator de potência unitário.

1.3 Estrutura da Dissertação

Essa dissertação está estruturada da seguinte forma:

- No capítulo 1 apresenta a introdução do tema em estudo, motivação e justificativa, e os objetivos do trabalho.
- No capítulo 2 aborda as referências bibliográficas e apresenta alguns trabalhos relacionado aos assuntos em estudos.
- No capítulo 3 apresenta as modelagens utilizadas para descrever o comportamento do sistema e a obtenção das equações dinâmicas.
- No capítulo 4 mostra a teoria de potência elétrica e retrata o modo de encontrar e corrigir o fator de potência.
- No capítulo 5 expõe a metodologia utilizada no trabalho.
- No capítulo 6 retrata os resultados obtidos com uma breve discussão de cada caso estudado.
- No capítulo 7 apresenta as conclusões obtidas a partir dos resultados encontrados no trabalho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Suspensão veicular

A suspensão veicular, desde as primeiras indústrias automotivas, vem sendo estudada e sofrendo melhorias constantemente. A partir da década de 40, com o surgimento de veículos mais potentes e o aumento da frota, houve uma crescente no número de acidentes, com isso, intensificou o desenvolvimento na tecnologia de atuadores e mais recentemente a expansão do controle através da microeletrônica. Atualmente, essa evolução tem como objetivo suprir as três funções principais da suspensão veicular (STONE E BALL, 2004; CORRÊA, 2011):

- **Isolar os passageiros e a carga de vibrações.** Absorver as vibrações oriundas das estradas e rodovias evitando que seja totalmente transmitida aos passageiros.

- **Assegurar a mobilidade.** Sustentar a massa móvel do veículo e garantir sua estabilidade.

- **Controle do veículo.** Garantir o controle das forças sofridas pelo veículo exercidas através de aceleração, frenagem e mudanças de rotas.

Para tentar gerenciar todas essas funções e melhorar seu fator de amortecimento há vários tipos de sistemas de suspensão, que podem ser classificados como: Passivo, Ativo e Semi-ativo (LAM; LAI; LIAO, 2002).

2.1.1 Suspensão Passiva

A suspensão do tipo passiva, Figura 2.1, apresenta um baixo custo e um sistema bastante confiável, por isso é a usualmente utilizada nos veículos atuais, ela é composta por componentes como mola e amortecedor mecânico. Por não apresentar não-linearidades em seus componentes, em um projeto convencional, seu sistema tem um desempenho melhorado e reduz suas deficiências (MOTTA e ZAMPIERI, 2005). Sua particularidade é que seus parâmetros (rigidez, altura) não podem ser controlados externamente.

Figura 2.1 - Suspensão passiva



Fonte: Adaptado de Iqueda (2017).

2.1.2 Suspensão Ativa

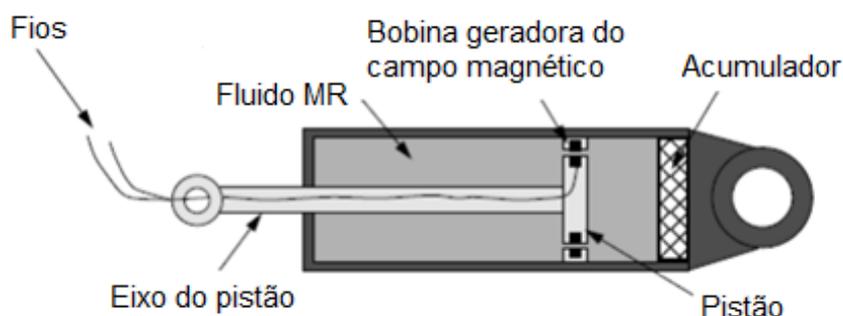
Na suspensão ativa são usados atuadores de potência elevada, que consomem alta quantidade de energia, que injetam e retiram energia do sistema, afim de controlar a massa suspensa do veículo. Diferente do sistema de suspensão passiva, que trabalha de acordo com a rodagem, a suspensão ativa se adequa de acordo com as imperfeições das rodovias e estradas. Seu uso tem atraído bastante consumidores exigentes, devido ao seu potencial de controle e estabilidade do veículo, dando um maior conforto ao seus usuários (LI; LAM; CHEUNG, 2014).

2.1.3 Suspensão Semi-Ativa

A suspensão do tipo semi-ativa começou a ser estudada no começo do anos 70 por alguns autores (CROSBY; HARWOOD; KARNOPP, 1974). Seu sistema é um intermédio do passivo e do ativo, no qual são usados controladores que adequam continuamente os parâmetros do sistema para as diferentes forças sofridas pelo veículo, tendo um desempenho confiável e evitando a utilização de grande quantidade de energia (SARAVANAN; RAJU; KUMARAVEL, 2016) A Figura 2.2 mostra um tipo de suspensão com tecnologia semi-ativa, chamados de magneto-reológicos, no qual

o coeficiente de amortecimento varia de acordo com o campo elétrico produzido, que pode ser controlado através da corrente elétrica.

Figura 2.2 - Suspensão semi-ativa



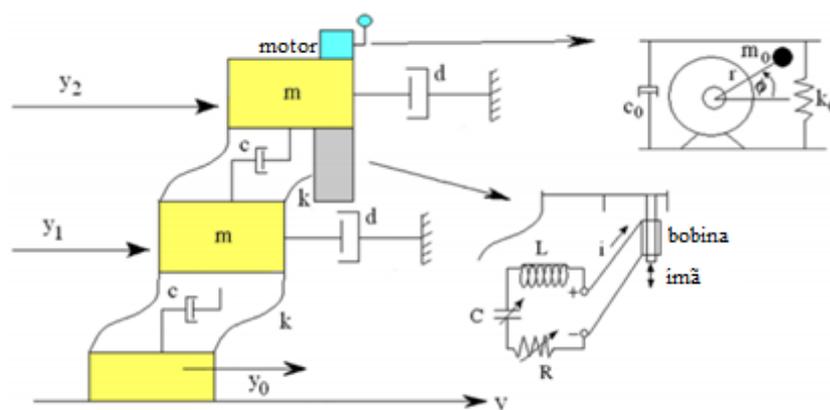
Fonte: Stanway et al. (1987).

2.2 Dispositivo eletromecânico

O eletromecânico é um dispositivo composto, no qual mescla um subsistema elétrico em equipamentos mecânicos de diversas escalas, e podem ser utilizados em algumas aplicações como atuadores e amortecedores, reduzindo amplitudes de estruturas (YAMAPI, 2006).

Munteanu, Chiroiu e Sireteanu (2013) analisaram a utilização desse dispositivos como absorvedor de excitações harmônicas e de terremotos aleatórios em um pequeno edifício, que pode ser de grande utilidade em países que sofrem com a frequência de terremotos que danificam as estruturas de suas construções, a Figura 2.3 mostra a representação esquemática do modelo, que simplifica um pequeno prédio, onde é constituído por uma base e dois andares separados por uma rigidez e um amortecimento da estrutura, o segundo andar está provido com o amortecimento de vibração eletromecânico e com um motor desbalanceado, no qual é a fonte de vibração que simula as excitações sofridas pelo sistema.

Figura 2.3 - Representação esquemática do edifício acoplado a um dispositivo eletromecânico



Fonte: Adaptado de Munteanu; Chiroiu; Sireteanu (2013).

As utilizações desse dispositivo visa obter um maior controle em sistemas mais complexos onde o excesso de vibrações podem causar danos ao funcionamento de determinado aparelho/estrutura.

2.2.1 Suspensão Eletromecânica

A suspensão veicular é um equipamento que está sendo estudado e sofrendo melhorias constantemente através desses dispositivos de vários domínios. A do tipo passiva é a usualmente utilizada nos automóveis, na qual é composta por componentes como mola e amortecedor mecânico, mas nas últimas décadas, diversos estudos mostraram que suspensões eletromecânicas do tipo ativa e semi-ativa melhoraram o conforto e o manuseio em uma ampla gama de condições (AGHARKAKLI; SABET E BAROUZ, 2012; EL MAJDOUB et al., 2015). Foi averiguado por Li e Zuo (2017) e Adly, A. e Adly, M. (2016) que além da flexibilidade de tal sistema, onde pode-se ajustar a capacidade de amortecimento através dos parâmetros elétrico, especialmente com uma resistência de carga variável, seus componentes tem a eficiência de coletar a energia oriunda das vibrações mecânicas, que posteriormente possa ser utilizada para outros fins.

2.3 Ergonomia: nível de conforto

A suspensão veicular é um dispositivo mecânico que está diretamente relacionada com o conforto e segurança de um veículo, seus componentes interligam a massa suspensa às rodas, fazendo que ela absorva as oscilações oriundas das estradas e rodovias, evitando que essa vibração seja transferida em total para motoristas e passageiros (AGHARKAKLI; SABET; BAROUZ, 2012).

O nível de conforto pode variar de acordo com a sensibilidade de cada motorista ou passageiro, porém a norma ISO 2631 (1997), através de alguns critérios, define os limites de conforto devido à vibração. A vibração não é problema apenas de engenharia, quando seus efeitos estão relacionadas com o homem, passa-se a ser um problema de saúde. Cada região do corpo humano tem uma frequência natural diferente, sendo assim para cada faixa de frequência pode surgir diferentes sintomas prejudiciais à saúde. A Tabela 2.1 mostra os sintomas relacionados para cada faixa de frequência.

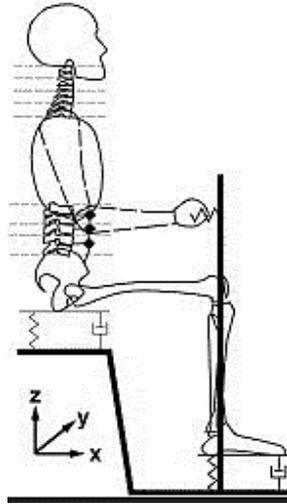
Tabela 2.1 - Principais sintomas relacionados com a frequência da vibração

Sintomas	Frequência (Hz)
Sentimento de desconforto generalizado	4-9
Sintomas na cabeça	13-20
Sintomas na mandíbula inferior	6-8
Influência na fala	13-20
Desconforto no esôfago e garganta	12-16
Dores no peito	5-7
Dores abdominais	4-10
Vontade de urinar	10-18
Aumento de tônus muscular	13-20
Influência nos movimentos respiratórios	4-8
Contrações musculares	4-9

Fonte: Rasmussen (1982).

Em veículos, a vibração ocorre na posição sentada conforme mostrado na Figura 2.4, onde a maior intensidade e mais prejudicial está relacionada com a direção vertical, ou seja eixo 'z'.

Figura 2.4 - Eixos de direção adotados para medição



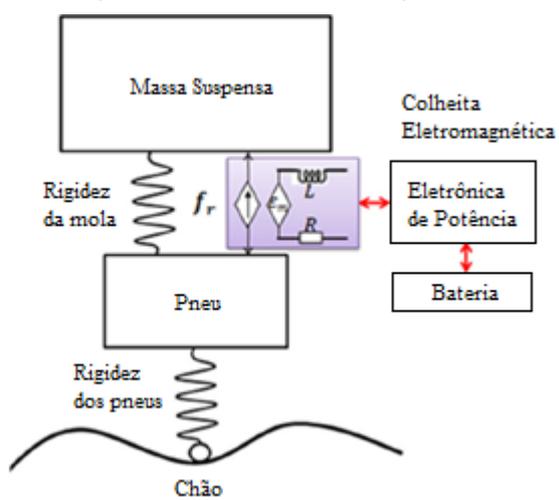
Fonte: Fritz, Fischer e Bröde (2005).

2.4 Colheita de Energia

Em suspensões convencionais, do tipo passiva, a energia produzida é perdida para ambiente em forma de calor, no caso de suspensões eletromecânicas, essa energia cinética oriunda da oscilação da base do veículo é transformada em energia elétrica, e assim pode ser armazenada e utilizada posteriormente.

ZUO e ZHANG (2013) avaliaram o poder de colheita de energia de uma sistema de suspensão eletromecânico que está submetido a vibração causada pela excitação das irregularidades das estradas e rodovias. O modelo está demonstrado na Figura 2.5, e teve como resultado que parâmetros como: rugosidade da estrada, rigidez dos pneus e velocidade do veículo, tem grande influência no potencial de colheita de energia. Em estradas consideradas boas e médias, a potência média disponível nas suspensões de um veículo de porte médio (aproximadamente 1600 kg) foi de 100-400W.

Figura 2.5 - Modelo de um quarto de veículo com suspensão eletromagnética



. Fonte: Adaptado de Zuo, Zhang (2013).

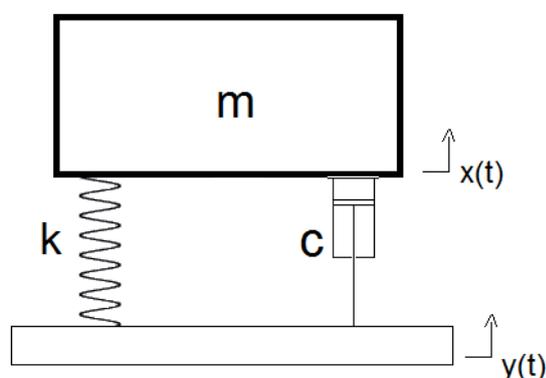
3 MODELAGEM DO SISTEMA ANALISADO

Nesse capítulo é apresentada a forma de obtenção das equações de movimento que retrata o sistema em análise. As equações de movimento foram obtidas através da formulação de Lagrange, e essas representadas na forma de modelo no Espaço de Estados e de Funções Transferência (MEIROVITCH, 2010; RAO, 2009; OGATA, 2000).

3.1 Sistema Viscosamente Amortecido

Um modelo de suspensão convencional é apresentado na Figura 3.1, cujo seu sistema é formado por uma mola de rigidez (k) e um amortecedor viscoso de constante de amortecimento (c), que interligam a base móvel com a massa suspensa (m).

Figura 3.1 - Sistema mecânico viscosamente amortecido com excitação harmônica da base



Esse sistema por ser convencional e utilizado há muito tempo, tem uma teoria amplamente conhecida, com isso ela será usada como referência para algumas análises comparativas com o sistema de estudo deste trabalho.

Sabendo que $x(t)$ é o deslocamento vertical da massa suspensa e $y(t)$ o deslocamento vertical da base, aplica-se a segunda lei de Newton para encontrar a equação que descreve o movimento:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = c\dot{y} + ky \quad (3.1)$$

A frequência natural do sistema é definida como ω_n , e é dada em rad/s pela equação:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.2)$$

Através da frequência natural do sistema encontra-se o fator de amortecimento adimensional (ζ), que é dado pela equação:

$$\zeta = \frac{c}{2m\omega_n} = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (3.3)$$

3.1.1 Decremento logarítmico

O decremento logarítmico (δ), que é consequência de um simples impulso provocado no sistema (em vibração livre) é obtido através da razão entre duas amplitudes sucessivas do sinal. O termo decremento logarítmico refere-se à taxa de redução logarítmica, relacionada com a redução do movimento após o impulso, pois a energia é transferida para outras partes do sistema ou é absorvida pelo próprio elemento (COSSOLINO E PERREIRA, 2010). E sua equação pode ser escrita como:

$$\delta = \ln\left(\frac{x_1}{x_2}\right) \quad (3.4)$$

No qual N é o número de ciclos, x_1 e x_2 são as amplitudes sucessivas do sinal.

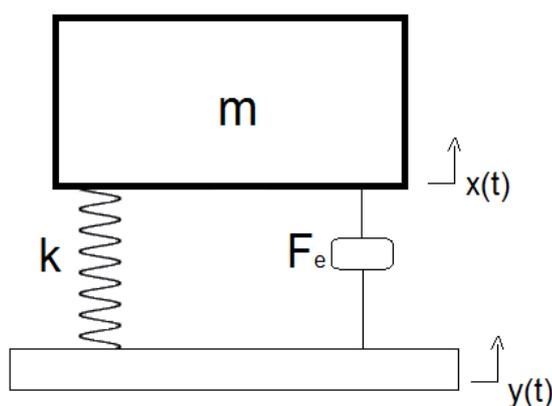
Sendo que a fórmula do decremento logarítmico também pode ser escrita em relação ao fator de amortecimento, na seguinte forma:

$$\delta = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (3.5)$$

3.2 Modelagem física

O sistema proposto está apresentado na Figura 3.2, que descreve o modelo de um oscilador mecânico com um dispositivo de amortecimento eletromecânico (F_e) acoplado magneticamente em sua estrutura, em substituição do amortecedor viscoso. O amortecedor eletromecânico é formado por um transdutor eletromagnético, Figura 3.3, de bobina móvel que é ligado a um circuito elétrico consistindo de um resistor (R), um indutor (L), e um capacitor (C), ligados em série.

Figura 3.2 - Esboço do sistema analisado



No qual:

m é a massa suspensa [Kg];

k é a constante de rigidez [N/m];

$x(t)$ é o deslocamento da massa suspensa [m];

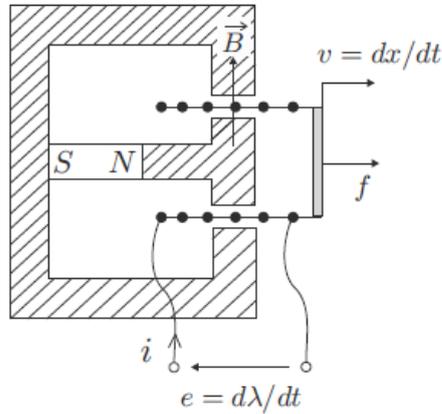
$y(t)$ é o deslocamento vertical harmônico da base [m].

3.3 Modelagem do transdutor

O transdutor utilizado para interligar os sistemas elétrico e mecânico é composto através de um ímã permanente e uma bobina móvel em seu interior (Figura 3.3), esse sistema produz um campo magnético (B) perpendicular ao fluxo de corrente (i) e com uma força externa (f) agindo afim de manter a bobina em equilíbrio contra as forças eletromagnéticas, (e) é a diferença de potencial através da bobina e (v) a velocidade da bobina. Foi desconsiderado no modelo a inércia da bobina e as forças

de resistência tanto mecânica como elétrica (PREUMONT, 2006; CRANDALL et al., 1968).

Figura 3.3 - Modelo do transdutor



Fonte: Preumont (2006)

De acordo com a lei de Faraday, uma tensão (U_b) é gerada através da força mecânica aplicada no transdutor, e no sentido contrário a bobina exerce uma força de Laplace na parte mecânica (F_b) quando submetida a corrente elétrica, suas equações são mostradas a seguir, respectivamente:

$$U_b = -T_v(\dot{x} - \dot{y}) \quad (3.6)$$

$$F_b = T_v \dot{q} \quad (3.7)$$

No qual:

U_b é a tensão elétrica induzida na bobina em movimento [V];

T_v é a constante do transdutor [Vs/m], que se dá pela multiplicação de B e l ;

B é o módulo do campo magnético [T], como mencionado anteriormente;

l é o comprimento do fio da bobina [m];

\dot{x} (ou v) é a velocidade da massa suspensa [m/s];

\dot{y} é a velocidade do movimento da base [m/s];

F_b é a força eletromagnética total produzida pela bobina [N];

\dot{q} (ou i) é a corrente induzida na bobina [A].

3.4 Modelagem do sistema através do método de Lagrange

Para a modelagem e a obtenção das equações dinâmicas do sistema representado na Figura 3.2, utiliza-se o método de Lagrange, que utiliza expressões de energia cinética e potencial para o Lagrangeano mecânico (L_m), e de energia magnética e elétrica para o Lagrangeano elétrico (L_e), demonstrado por (MEIROVITCH, 2010).

$$L_m = T - V \quad (3.8)$$

e

$$L_e = E_m - E_e \quad (3.9)$$

No qual:

T é a energia cinética [J];

V é a energia potencial [J];

E_m é a energia magnética [J];

E_e é a energia elétrica [J].

A energia cinética e potencial, em Joule (J), é dada por:

$$T = \frac{1}{2} m \dot{x}^2 \quad (3.10)$$

$$V = \frac{1}{2} k(x - y)^2 \quad (3.11)$$

Assim substituindo as energias na Eq. (3.8), encontra-se o Lagrangeano mecânico

$$L_m = \frac{1}{2} m \dot{x}^2 - \frac{1}{2} k(x - y)^2 \quad (3.12)$$

Considerando um circuito elétrico RLC em série, a energia magnética e elétrica, em Joule (J), é dada por:

$$E_m = \frac{1}{2} L \dot{q}^2 \quad (3.13)$$

$$E_e = \frac{1}{2C} q^2 \quad (3.14)$$

No qual:

L é a indutância [H];

C é a capacitância [F];

q é a carga elétrica [C].

Assim substituindo as energias na Eq. (3.9), encontra-se o Lagrangeano elétrico.

$$L_e = \frac{1}{2} L \dot{q}^2 - \frac{1}{2C} q^2 \quad (3.15)$$

3.5 Equações dinâmicas através da equação de Euler-Lagrange

Na sequência do método de Lagrange, aplica-se a equação de Euler-Lagrange com os termos não conservativos de energia, para o caso mecânico e elétrico, descrito por (MEIROVITCH, 2010):

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L_m}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial L_m}{\partial x} = Q_1 \quad (3.16)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L_e}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial L_e}{\partial q} = Q_2 \quad (3.17)$$

onde Q_1 representa a força não conservativa no sistema mecânico, que para este caso, é dado pela força eletromagnética total produzida pela bobina (Eq. 3.18).

$$Q_1 = T_v \dot{q} \quad (3.18)$$

e Q_2 representa as tensões elétricas não conservativas, que para este caso, é dado pela tensão elétrica induzida pela bobina Eq. (3.6) e a soma da tensão elétrica no resistor.

$$Q_2 = -T_v(\dot{x} - \dot{y}) - R\dot{q} \quad (3.19)$$

Substituindo as Eqs. (3.12) e (3.15), referente ao Lagrangeano, a derivada parcial de L_m em relação a \dot{x} e a de L_e em relação a \dot{q} é dada por:

$$\frac{\partial L_m}{\partial \dot{x}} = m\dot{x} \quad (3.20)$$

$$\frac{\partial L_e}{\partial \dot{q}} = L\dot{q} \quad (3.21)$$

e derivava em relação ao tempo das Eqs. (3.20) e (3.21), respectivamente é:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L_m}{\partial \dot{x}} \right) = m\ddot{x} \quad (3.22)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L_e}{\partial \dot{q}} \right) = L\ddot{q} \quad (3.23)$$

e finalmente a derivada parcial de L_m em relação a x e a de L_e em relação a q , tem-se:

$$\frac{\partial L_m}{\partial x} = -k(x - y) \quad (3.24)$$

$$\frac{\partial L_e}{\partial q} = -C^{-1}q \quad (3.25)$$

Substituindo os termos na equação de Euler-Lagrange Eqs. (3.16) e (3.17), encontra-se as equações que descrevem o movimento do subsistema mecânico e elétrico, respectivamente, que é dado por:

$$m\ddot{x} + kx - T_v\dot{q} = ky \quad (3.26)$$

$$L\ddot{q} + R\dot{q} + C^{-1}q + T_v\dot{x} = T_v\dot{y} \quad (3.27)$$

Sabendo-se que $y = Y\text{sen}(\omega t)$ e sua derivada $\dot{y} = \omega Y\text{cos}(\omega t)$, tem-se as equações governantes do sistema:

$$m\ddot{x} + kx - T_v\dot{q} = kY\text{sen}(\omega t) \quad (3.28)$$

$$L\ddot{q} + R\dot{q} + C^{-1}q + T_v\dot{x} = T_v\omega Y\text{cos}(\omega t) \quad (3.29)$$

3.6 Equações no modelo espaço de estados

Utilizou-se o modelo espaço de estados pois desta forma é possível representar as duas equações diferenciais de segunda ordem do sistema, por quatro equações diferenciais de primeira ordem, aplicando-se variáveis auxiliares às quais dá-se o nome de variáveis de estado. Com as equações diferenciais em primeira ordem, é facilitado o cálculo computacional e a obtenção das respostas do sistema. A Tabela 3.1 mostra a transformação das variáveis convencionais para as variáveis de estado.

Tabela 3.1 - Conversão de variáveis.

Grandezas Físicas	Variáveis convencionais	Variáveis de estado
Deslocamento	x	u_1
Velocidade	\dot{x}	u_2
Carga Elétrica	q	u_3
Corrente Elétrica	\dot{q}	u_4

Derivando as variáveis de estados e substituindo pela variável equivalente nas equações Eqs. (3.28) e (3.29), tem-se as equações no modelo espaço de estados:

$$\begin{aligned}
\dot{u}_1 &= \dot{x} = u_2 \\
\dot{u}_2 &= \ddot{x} = \frac{1}{m}(-ku_1 + T_v u_4 + kY \sin(\omega t)) \\
\dot{u}_3 &= \dot{q} = u_4 \\
\dot{u}_4 &= \ddot{q} = \frac{1}{L}(-Ru_4 - C^{-1}u_3 - T_v u_2 + T_v \omega Y \cos(\omega t))
\end{aligned} \tag{3.30}$$

3.7 Transmissibilidade e função transferência

A vibração transmitida do sistema (máquina) para a base ou da base para o sistema, é um fenômeno no qual pode gerar quebra de peças, ruídos e outros efeitos indesejáveis. O conceito de transmissibilidade determina a vibração transmitida a um sistema através da razão entre a amplitude da resposta $x(t)$, no regime permanente, com a do movimento da base $y(t)$, como mostrado na equação a seguir.

$$T_d = \left| \frac{X}{Y} \right| \tag{3.31}$$

no qual:

T_d retrata a transmissibilidade de deslocamento;

X é a amplitude do deslocamento da massa;

Y é a amplitude do deslocamento da base.

O isolamento de vibrações é um processo no qual os efeitos de vibração são reduzidos, para isso precisa atingir valores de transmissibilidade (T_d) menores que 1 (RAO, 2008).

A Função Transferência é a razão entre o sinal de saída e o sinal de entrada que se equivale a transmissibilidade do deslocamento, além disso, ela permite que equações diferenciais sejam transformadas em equações algébricas, que podem ser facilmente manipuladas (OGATA, 2000). Com o uso do método da transformada de Laplace as equações de movimento (3.26) e (3.27), se transforma em:

$$ms^2 \mathbf{X} + k\mathbf{X} - T_v s \mathbf{Q} = k\mathbf{Y} \tag{3.32}$$

$$Ls^2\mathbf{Q} + R_s\mathbf{Q} + C^{-1}\mathbf{Q} + T_v s\mathbf{X} = T_v s\mathbf{Y} \quad (3.33)$$

No qual:

s é a variável complexa no domínio de Laplace;

\mathbf{Q} é a carga no domínio de Laplace;

\mathbf{X} e \mathbf{Y} são as amplitudes do deslocamento da massa e da base, no domínio de Laplace, respectivamente.

Reorganizando as equações, tem-se:

$$(ms^2 + k)\mathbf{X} - T_v s\mathbf{Q} = k\mathbf{Y} \quad (3.34)$$

$$(Ls^2 + R_s + C^{-1})\mathbf{Q} + T_v s\mathbf{X} = T_v s\mathbf{Y} \quad (3.35)$$

Desta forma, torna-se possível definir a impedância mecânica (Z_m), Eq. (3.36), e a impedância elétrica (Z_e), Eq. (3.37).

$$Z_m = ms^2 + k \quad (3.36)$$

$$Z_e = Ls^2 + R_s + C^{-1} \quad (3.37)$$

Com isso, pode-se escrever as equações do sistema eletromecânico em termos da impedância mecânica e elétrica, Eqs. (3.38) e (3.39), respectivamente.

$$Z_m\mathbf{X} - T_v s\mathbf{Q} = k\mathbf{Y} \quad (3.38)$$

$$Z_e\mathbf{Q} + T_v s\mathbf{X} = T_v s\mathbf{Y} \quad (3.39)$$

3.7.1 Função transferência da massa suspensa

Isolando a carga elétrica no domínio de Laplace da Eq. (3.39), tem-se:

$$\mathbf{Q} = \frac{-T_v s(\mathbf{X} - \mathbf{Y})}{Z_e} \quad (3.40)$$

Substituindo-se a Eq. (3.40) na Eq. (3.38), e com rearranjo matemático, encontra-se a transmissibilidade do deslocamento da massa ou função transferência da parte mecânica.

$$\left(Z_m + \frac{T_v^2 s^2}{Z_e} \right) \mathbf{X} = \left(k + \frac{T_v^2 s^2}{Z_e} \right) \mathbf{Y} \quad (3.41)$$

$$\frac{\mathbf{X}}{\mathbf{Y}} = \frac{kZ_m + T_v^2 s^2}{Z_m Z_e - T_v^2 s^2} \quad (3.42)$$

E substituindo os valores de Z_m e Z_e na Eq. (3.42), tem-se:

$$\frac{\mathbf{X}}{\mathbf{Y}} = \frac{(kL + T_v^2)s^2 + kRs + kC^{-1}}{mLs^4 + mRs^3 + (mC^{-1} + kL + T_v^2)s^2 + kRs + kC^{-1}} \quad (3.43)$$

Sabe-se que $s = j\omega$, portanto

$$\frac{\mathbf{X}}{\mathbf{Y}} = \frac{(kL + T_v^2)j^2\omega^2 + kRj\omega + kC^{-1}}{mLj^4\omega^4 + mRj^3\omega^3 + (mC^{-1} + kL + T_v^2)j^2\omega^2 + kRj\omega + kC^{-1}} \quad (3.44)$$

A unidade imaginária j tem a propriedade de $j^2 = -1$, $j^3 = -j$ e $j^4 = 1$. Substituindo na Eq. (3.44), tem-se:

$$\frac{\mathbf{X}}{\mathbf{Y}} = \frac{-(kL + T_v^2)\omega^2 + kRj\omega + kC^{-1}}{mL\omega^4 - mRj\omega^3 - (mC^{-1} + kL + T_v^2)\omega^2 + kRj\omega + kC^{-1}} \quad (3.45)$$

3.7.2 Função transferência da carga elétrica

Isolando agora o deslocamento da massa no domínio de Laplace, Eq. (3.38), tem-se:

$$\mathbf{X} = \frac{k\mathbf{Y} + T_v s \mathbf{Q}}{Z_m} \quad (3.46)$$

Substituindo-se a Eq. (3.46) na Eq. (3.39), e com rearranjo matemático, encontra-se a Função Transferência do domínio elétrico do sistema dinâmico.

$$\left(\frac{Z_e Z_m + T_v^2 s^2}{Z_m} \right) \mathbf{Q} = \left(T_v s - \frac{T_v k s}{Z_m} \right) \mathbf{Y} \quad (3.47)$$

$$\frac{\mathbf{Q}}{\mathbf{Y}} = \frac{Z_m T_v s - T_v k s}{Z_m Z_e + T_v^2 s^2} \quad (3.48)$$

E substituindo os valores de Z_m e Z_e na Eq. (3.48), tem-se:

$$\frac{\mathbf{Q}}{\mathbf{Y}} = \frac{m T_v s^3}{m L s^4 + m R s^3 + (m C^{-1} + k L + T_v^2) s^2 + k R s + k C^{-1}} \quad (3.49)$$

Sabe-se que $s = j\omega$, portanto

$$\frac{\mathbf{Q}}{\mathbf{Y}} = \frac{m T_v j^3 \omega^3}{m L j^4 \omega^4 + m R j^3 \omega^3 + (m C^{-1} + k L + T_v^2) j^2 \omega^2 + k R j \omega + k C^{-1}} \quad (3.50)$$

A unidade imaginária j tem a propriedade de $j^2 = -1$, $j^3 = -j$ e $j^4 = 1$. Substituindo na Eq. (3.50), tem-se:

$$\frac{\mathbf{Q}}{\mathbf{Y}} = \frac{-m T_v j \omega^3}{m L \omega^4 - m R j \omega^3 - (m C^{-1} + k L + T_v^2) \omega^2 + k R j \omega + k C^{-1}} \quad (3.51)$$

3.8 Pólos

Os pólos são valores de 's' que fazem a função transferência ser infinita, isto é, torna-se o denominador igual a zero. Portanto, os pólos indicam as frequências que amplificam a magnitude da resposta. Assim, negligenciando a variável que dissipa energia (resistência elétrica) encontra-se as frequências naturais do sistema. Então, igualando a zero o denominador da função transferência, Eq. (3.45), e retirando o parâmetro (R), tem-se:

$$mL\omega^4 - (mC^{-1} + kL + T_v^2)\omega^2 + kC^{-1} = 0 \quad (3.52)$$

Resolvendo a Eq. (3.52), encontra-se as frequências naturais do sistema (ω_1 e ω_2), que é definida como:

$$\omega_1^2 = \frac{\omega_e^2 + \omega_n^2 + \frac{T_v^2}{mL} + \sqrt{(\omega_e^2 - \omega_n^2)^2 + \frac{T_v^2}{mL} \left(\frac{2}{LC} + \frac{2k}{m} + \frac{T_v^2}{mL} \right)}}{2} \quad (3.53)$$

$$\omega_2^2 = \frac{\omega_e^2 + \omega_n^2 + \frac{T_v^2}{mL} - \sqrt{(\omega_e^2 - \omega_n^2)^2 + \frac{T_v^2}{mL} \left(\frac{2}{LC} + \frac{2k}{m} + \frac{T_v^2}{mL} \right)}}{2} \quad (3.54)$$

No qual:

$\omega_e = \sqrt{1/LC}$, que é a frequência natural do sistema elétrico desacoplado;

$\omega_n = \sqrt{k/m}$, que é a frequência natural do sistema mecânico desacoplado.

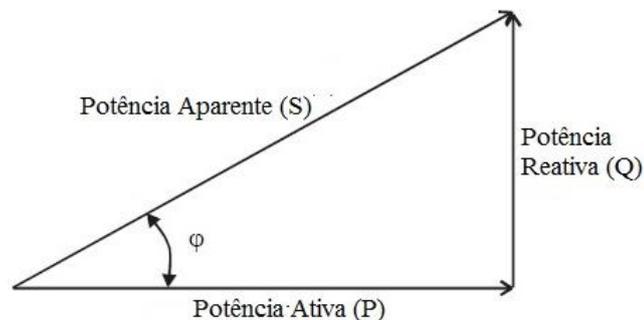
4 FORMULAÇÃO PARA ANÁLISE DE ENERGIA E POTÊNCIA

No fluxo de potência em circuitos de corrente alternada (AC) é possível encontrar três tipos de potências:

- Potência Ativa
- Potência Reativa
- Potência Aparente

Um triângulo retângulo, mostrado na Figura 4.1, é geralmente utilizado para mostrar as relações dessas potências.

Figura 4.1 - Triângulo de Potências



4.1 Potência Ativa

A potência ativa (P), também chamada de potência real, é a potência que efetivamente realiza trabalhos úteis gerando calor, luz, movimento, etc. Sua unidade de medida é watt (W), e dada pela equação:

$$P = Ri^2 \quad (4.1)$$

4.2 Potência Reativa

A potência reativa (Q), também chamada de potência passiva, representa parte da energia que chega à carga e depois sai dela, variando ao longo de todo sistema elétrico. A potência que é trocada com o circuito elétrico e portanto não sendo

consumida. Sua unidade de medida é VAR (volt-ampere reativo) e a fórmula é dada por:

$$Q = j(X_l - X_c)i^2 \quad (4.2)$$

No qual X_l e X_c são as reatâncias indutiva e capacitiva, respectivamente. Suas unidades são dadas em ohms (Ω), e suas equações são dadas por:

$$X_l = \omega L = 2\pi f_{ex}L \quad (4.3)$$

$$X_c = \frac{1}{\omega C} = \frac{1}{2\pi f_{ex}C} \quad (4.4)$$

4.3 Potência Aparente

A potência aparente (S) é a potência total absorvida pelo circuito elétrico, em outros termos é a soma vetorial da potência ativa e reativa. Sua unidade de medida é dada em VA (volt-ampere) e equação é dada por:

$$S = \sqrt{P^2 + Q^2} \quad (4.5)$$

4.4 Fator de Potência

O fator de potência (F_p) trata-se da relação entre a potência ativa e potência aparente, Eq. (4.6), ela demonstra a eficiência com a qual a energia está sendo usada. Por definição, o fator de potência é um número adimensional entre 0 e 1. Para um $F_p = 0$, o fluxo de energia é totalmente reativa, com isso, toda energia armazenada é devolvida à fonte. Quando o fator de potência é unitário, $F_p = 1$, toda energia fornecida pela fonte é consumida pela carga, esse caso ocorre teoricamente em circuitos puramente resistivos (BOYLESTAD, 2012).

$$F_p = \frac{P}{S} = \cos \varphi \quad (4.6)$$

4.4.1 Correção do Fator de Potência

É possível corrigir o fator de potência a um valor mais próximo do unitário, introduzindo elementos reativos. Como geralmente as cargas são indutivas, tais como: motores, transformadores, entre outros, o processo de correção envolve a introdução de elemento capacitivos com o objetivo de tentar anular o máximo da potência reativa, fazendo que o valor de X_l seja próximo ao de X_c , aumentando assim o fator de potência (ROBBINS E MILLER, 2010).

5 METODOLOGIA

O desenvolvimento de um sistema de suspensão eletromecânica inicia-se por uma pesquisa na literatura para a identificação das tendências atuais em estudos nesta área, e identificar melhorias em performance que se pode obter em um sistema de suspensão veicular.

Através da dedução das equações dinâmicas do modelo, pode-se obter as respostas do comportamento do sistema, utilizando ferramentas de simulações numéricas. Neste trabalho as simulações foram obtidas através do software Matlab, utilizando o método de integração Runge-Kutta e a função transferência do sistema. O método de Runge-Kutta aplicado foi de quarta e quinta ordem (ODE45) de passo variável, no qual busca-se a melhor estimativa da derivada com avaliação da função em mais pontos em um intervalo. Na maioria das respostas, utilizou-se um passo de integração de 0,001 segundos, por obter uma boa precisão com um baixo tempo computacional gasto. Os parâmetros mecânicos (massa e coeficiente de rigidez da mola) utilizados para as simulações numéricas são baseados na literatura de Pontes et al. (2014), em que sua grandeza é aproximada da quarta parte de um veículo.

O sistema de suspensão convencional, com amortecedor viscoso, foi utilizado como método comparativo em algumas análises, pois seu sistema e comportamento são bem conhecidos nas teorias de vibrações mecânicas (RAO, 2009).

Para iniciar o estudo do modelo e visar solucionar o projeto de atenuação da vibração, necessitou-se dimensionar a bobina do transdutor afim de suportar as forças e deslocamentos que usualmente ocorrem no mecanismo de uma suspensão. Os parâmetros intrínsecos na bobina como: indutância interna (L_i), resistência interna (R_i) e variável de acoplamento (T_v), foram retirados de Pontes et al. (2014).

A resistência total do sistema (R), é a soma da resistência intrínseca na bobina com a resistência acrescentada no circuito elétrico e não se acrescenta uma indutância no circuito, sendo assim, a indutância total (L) igual a encontrada na bobina.

As análises dos comportamentos do modelo proposto foram efetuadas através de respostas no domínio da frequência e do tempo. Foi comparada as curvas de resposta em frequência por dois métodos diferentes (integração numérica e função transferência). A transmissibilidade serviu para confrontar o deslocamento da massa

suspensa com a energia transferida para o circuito elétrico através da excitação da base. Na análise de potência elétrica, verificou a quantidade de potência ativa e aparente produzida pelo sistema e com isso pode-se averiguar o fator de potência para diferentes frequências de excitações.

Todas essas análises foram efetuadas para variações dos parâmetros elétricos para comparar e verificar seus efeitos sobre o comportamento do sistema e os capítulos seguintes mostram os resultados e discussões do sistema eletromecânico.

6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão apresentados os resultados e discussões realizadas no modelo do sistema eletromecânico. As simulações da dinâmica são realizadas para a geração das respostas que permitem analisar o comportamento e a potência elétrica gerada com a variação dos parâmetros elétricos.

Todos parâmetros utilizados para o estudo são fisicamente coerentes e as geometrias resultantes dos valores adotados não foram estudadas por não serem o objetivo do trabalho.

Foi utilizado um grupo de parâmetros fixos e deixado outros livres para exploração do modelo, que são mostrados na Tabela 6.1

Tabela 6.1 - Parâmetros gerais utilizados

Parâmetros		
Massa, m	250	[Kg]
Constante de rigidez, k	40000	[N/m]
Indutância, L	0,76	[H]
Resistência, R	Variável	[Ω]
Capacitância, C	Variável	[F]
Variável de Acoplamento, T_v	502	[V.s/m]
Amplitude do deslocamento, Y	0,05	[m]
Frequência Externa, f_{ex}	Variável	[Hz]

6.1 Correlação do fator de amortecimento do sistema eletromecânico com o sistema convencional

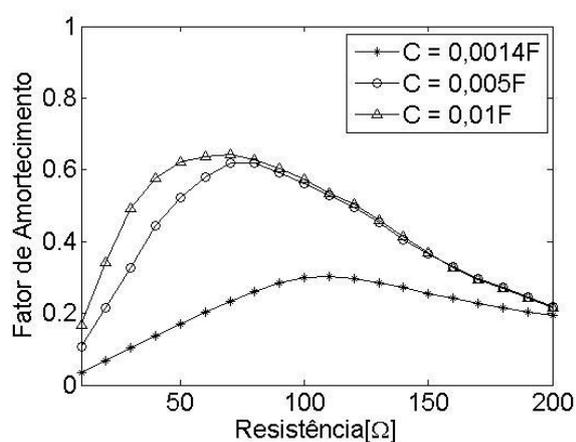
Utilizando faixas de parâmetros de resistência elétrica (R) e capacitância (C) que são utilizados em bibliografias sobre suspensão eletromecânica, como Li et al. (2013), Hsieh et al. (2016) e Alves (2017). Primeiramente verificou o valor do fator de amortecimento (ζ) para uma variação da resistência elétrica e três valores capacitância diferentes, Figura 6.2. A Tabela 6.2 mostra os parâmetros específicos para simulação dos valores de ζ em função da variação de R .

Tabela 6.2 - Parâmetros específicos para simulação dos valores de ζ em função de R

Parâmetros		
Resistência, R	10 até 200	[Ω]
Capacitância, C	0,0014; 0,005 e 0,01	[F]
Frequência Externa, f_{ex}	0	[Hz]

Para encontrar o valor o fator de amortecimento foi utilizado o método do decremento logarítmico, Eq. 3.4 e 3.5, onde foi considerado um movimento livre com uma condição inicial de deslocamento de 0.1m.

Figura 6.1 - Fator de amortecimento em função da resistência para três valores de capacitância



Pode ser visto através da Figura 6.1, que a região de valores de resistência que obteve os maiores picos do fator de amortecimento foi entre 60 Ω a 110 Ω .

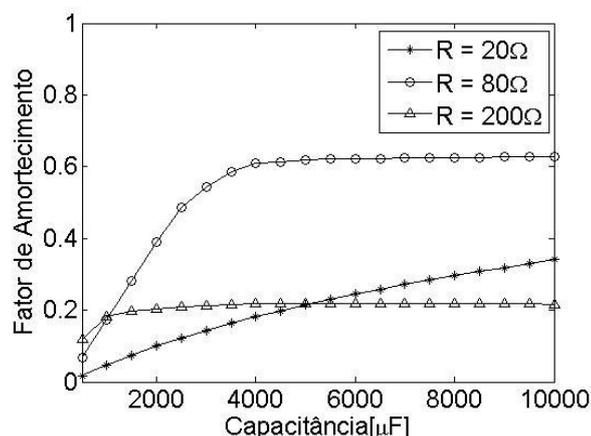
Posteriormente variou-se a capacitância para três valores diferentes de resistência elétrica, Figura 6.2, considerando o método do decremento logarítmico e uma condição inicial de deslocamento de 0,1m. Os valores dos parâmetros específicos estão descritos na Tabela 6.3.

Tabela 6.3 - Parâmetros específicos para simulação dos valores de ζ em função de C

Parâmetros		
Resistência, R	20, 80 e 200	[Ω]
Capacitância, C	0,0005 até 0,01	[F]
Frequência Externa, f_{ex}	0	[Hz]

De acordo com a Figura 6.2 pode perceber que as duas grandezas elétricas obteve influência na mudança do fator de amortecimento e que para uma valor de R de 80Ω a curva do fator de amortecimento quase em seu total foi maior.

Figura 6.2 - Fator de amortecimento em função da capacitância para três valores de resistência



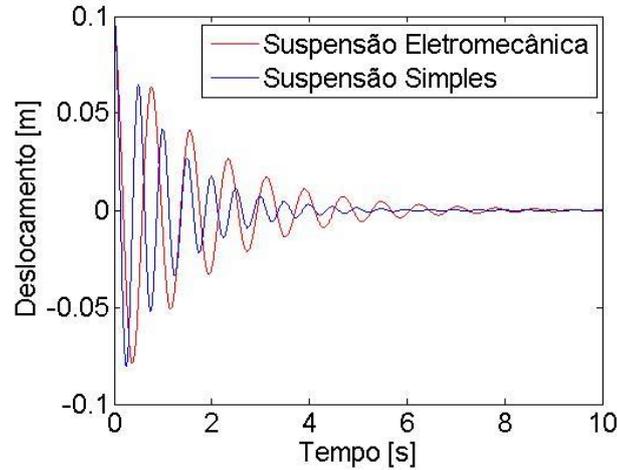
Após encontrar as curvas do fator de amortecimento para variação da resistência elétrica e da capacitância, comparou-se qual o valor da constante de amortecimento em um sistema de suspensão simples (mola e amortecedor viscoso) que obtém um fator de amortecimento equivalente, para alguns conjuntos de R e C , e são mostrados na Tabela 6.4.

Tabela 6.4 - Valor do fator de amortecimento equivalente para o sistema eletromecânico e para o sistema convencional com amortecimento viscoso

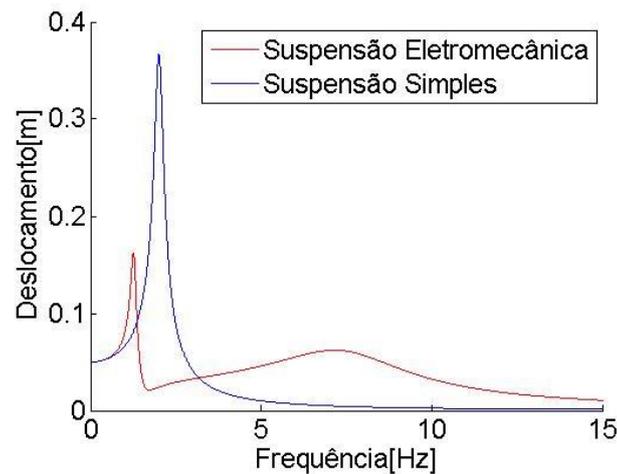
Parâmetros (Resistência e Capacitância)		Fator de amortecimento (ζ)	Constante de amortecimento viscoso equivalente (c)
$R = 20\Omega$	$C = 0,0014\text{F}$	0,069	436,55 N.s/m
	$C = 0,005\text{F}$	0,215	1357,66 N.s/m
	$C = 0,01\text{F}$	0,341	2155,04 N.s/m
$R = 80\Omega$	$C = 0,0014\text{F}$	0,261	1652,66 N.s/m
	$C = 0,005\text{F}$	0,619	3914,90 N.s/m
	$C = 0,01\text{F}$	0,628	3971,82 N.s/m
$R = 200\Omega$	$C = 0,0014\text{F}$	0,195	1232,57 N.s/m
	$C = 0,005\text{F}$	0,219	1384,87 N.s/m
	$C = 0,01\text{F}$	0,217	1370,63 N.s/m

Para mostrar o comportamento dos dois casos com o mesmo fator de amortecimento, plotou-se a resposta livre no tempo e a resposta em frequência para o caso que apresentou o menor fator de amortecimento, $R = 20\Omega$ e $C = 0,0014\text{F}$, que estão plotados na Figura 6.3.

Figura 6.3 - Comparação da resposta da suspensão eletromecânica e simples, com o mesmo fator de amortecimento. Resposta no tempo (a), Resposta em frequência (b)



(a)



(b)

Verificou através da Figura 6.3, que apesar de apresentarem o mesmo valor de fator de amortecimento, os dois sistemas analisados apresentaram comportamentos diferentes. O sistema eletromecânico tem um menor pico do deslocamento, porém para frequências maiores, seu deslocamento foi maior em relação ao sistema simples (convencional).

6.2 Análise da Resposta

Para análise da resposta da suspensão eletromecânica, considera a base do veículo sujeito a uma excitação da base do tipo harmônica e definido como:

$$y = Y \sin(\omega t) \quad (6.1)$$

O movimento relativo da base e da massa suspensa é transmitido para o transdutor o que gera um tensão elétrica de corrente alternada (CA) que é induzida dentro da bobina.

Os parâmetros fixos e condições iniciais utilizados para a análise do sistema então mostrados na Tabela 6.1 e 6.5, variou-se outros parâmetros afim de analisar sua influência no comportamento dinâmico.

Tabela 6.5 - Condições iniciais utilizadas

Condições Iniciais			
Posição	[m]	x_{01}	0,00
Velocidade	[m/s ²]	x_{02}	0,00
Carga Elétrica	[C]	x_{03}	0,00
Corrente Elétrica	[A]	x_{04}	0,00

6.2.1 Resposta no domínio da frequência

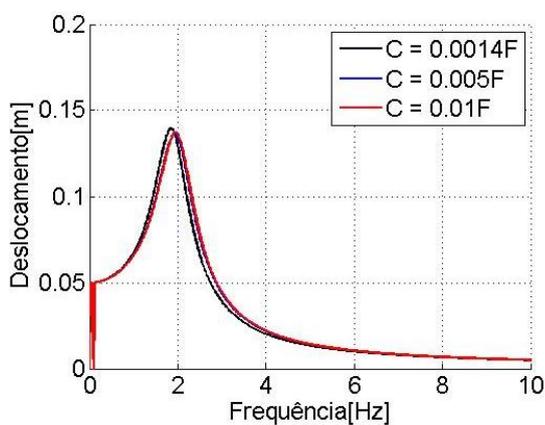
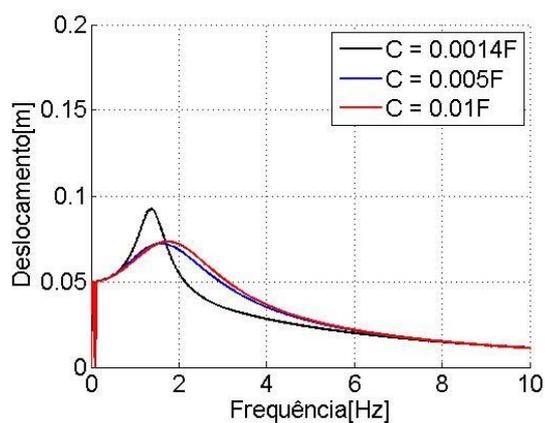
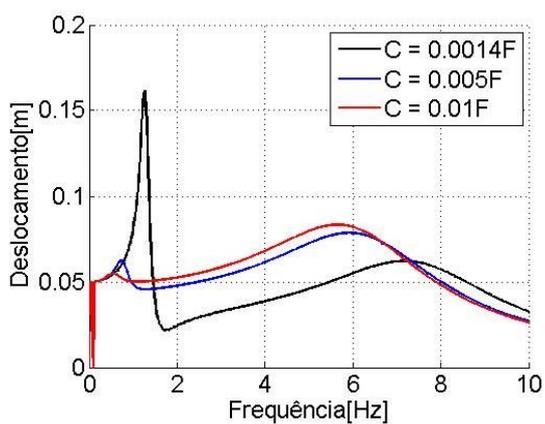
Com a fixação dos parâmetros gerais, é feita uma análise do comportamento do modelo em estudo para diferentes valores de R e C . Plotou-se a resposta em frequência, utilizando o método de integração numérica, para os três valores de resistência elétrica e três valores de capacitância, conforme descrito na Tabela 6.6, com a intenção de investigar faixas de frequências que apresentam comportamento indesejados e verificar os valores dos parâmetros que diminuem o pico de ressonância.

Tabela 6.6 - Parâmetros variáveis utilizados para a análise em frequência

Parâmetros		
Resistência elétrica (R)	20; 80; 200	[Ω]
Capacitância (C)	0,0014; 0,005; 0,01	[F]
Frequência de excitação externa (f_{ex})	0 até 10	[Hz]

A Figura 6.4 mostra a resposta em deslocamento da massa suspensa com a variação da frequência de excitação, que é obtida através dos parâmetros mostrados conforme a Tabela 6.1 e 6.6.

Figura 6.4 - Resposta em frequência (método de integração) para três valores de C e resistências diferentes. $R = 20$ (a), $R = 80$ (b), $R = 200$ (c)



Pode-se verificar que na resposta do sistema com uma resistência elétrica de 80Ω , Figura 6.4 (b), obteve uma menor amplitude do deslocamento máximo, que ficou na faixa de 0,072 m, para valores de capacitância de 0,005F e 0,001F. Para $R = 20\Omega$, ficou evidente os dois picos máximo de deslocamento, no qual não pode ser visto para as demais respostas. Constatou-se também que com um maior valor de resistência elétrica (200Ω), o parâmetro de capacitância teve pouca influência na amplitude do deslocamento.

Através das resposta no domínio da frequência, Figura 6.4, pode-se verificar os primeiros picos das frequências de ressonância, para cada conjunto dos parâmetros de R e C , mostrados na Tabela 6.7.

Tabela 6.7 - Frequência de ressonância para variação de C e R

Parâmetros (Resistência e Capacitância)		Frequência de ressonância
$R = 20\Omega$	$C = 0,0014F$	1,258
	$C = 0,005F$	0,736
	$C = 0,01F$	0,545
$R = 80\Omega$	$C = 0,0014F$	1,375
	$C = 0,005F$	1,645
	$C = 0,01F$	1,755
$R = 200\Omega$	$C = 0,0014F$	1,845
	$C = 0,005F$	1,930
	$C = 0,01F$	1,948

Calcula-se as frequências naturais do sistema, utilizando o método dos pólos, Eqs. 3.53 e 3.54, para os valores de capacitância analisados e são mostrados na Tabela 6.8.

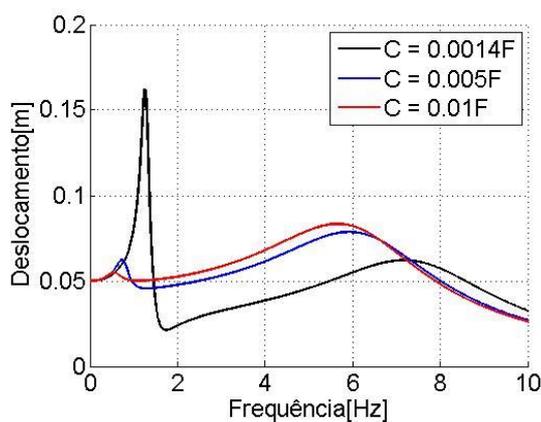
Tabela 6.8 - Frequências naturais para diferentes C

Capacitância elétrica, C [F]	Frequência natural 1, ω_1 [Hz]	Frequência natural 2, ω_2 [Hz]
0,0014	1,269	7,736
0,005	0,786	6,610
0,01	0,576	6,376

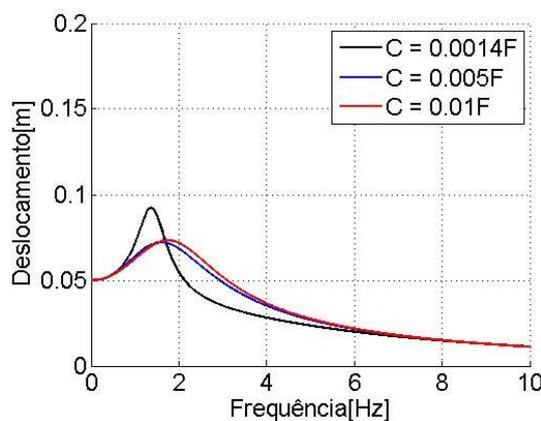
Comparando as Tabelas 6.7 e 6.8, verifica-se que para fatores de amortecimento menores, $R = 20$, a frequência natural do sistema é bem próxima a frequência de ressonância e para fatores de amortecimento maiores, $R = 80$ e $R = 200$, já difere bastante.

Em comparação com o método de integração, isola-se o X da Eq. (3.45) e plota-se o deslocamento em função da frequência de excitação, pelo método da função transferência, com os mesmo parâmetros descritos na Tabela 6.1 e 6.6, afim de verificar e validar os métodos de integração e de função transferência. A Figura 6.5 mostra os gráficos utilizando a função transferência.

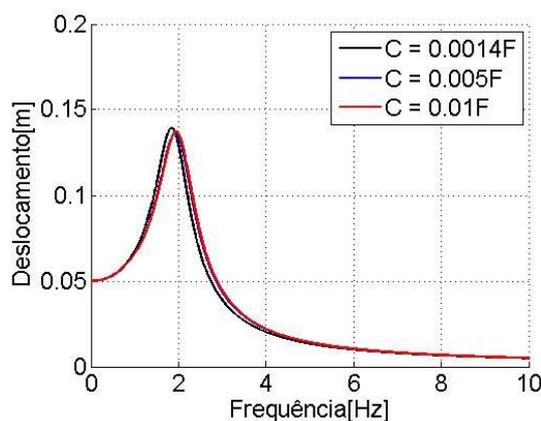
Figura 6.5 - Resposta em frequência (método da função transferência) para três valores de C e resistências diferentes. $R = 20$ (a), $R = 80$ (b), $R = 200$ (c)



(a)



(b)



(c)

Pode-se verificar valores muito próximos em comparação com o método de integração mostrado na Figura 6.4, mostrando coerência nos resultados encontrados pelos dois métodos.

6.2.2 Função transferência da carga elétrica e do deslocamento

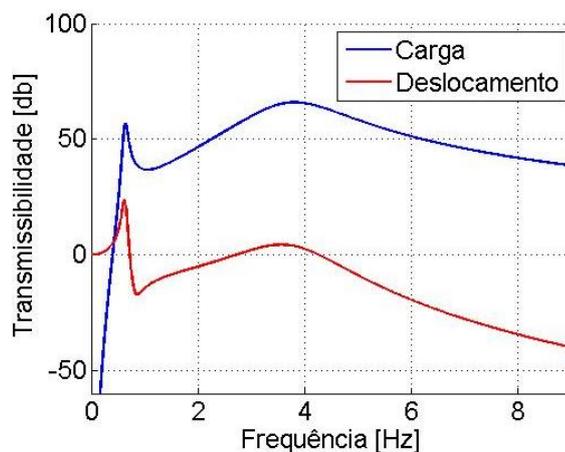
Com a variação dos parâmetros elétricos (resistência, capacitância) e da frequência de excitação, verifica-se as funções transferências $\left(\frac{X}{Y}\right)$ e $\left(\frac{Q}{Y}\right)$. A função transferência $\left(\frac{X}{Y}\right)$ indica o ganho da massa suspensa quando excitado harmonicamente. A função transferência $\left(\frac{Q}{Y}\right)$ indica a energia transferida para o circuito elétrico, por meio da excitação harmônica da base. O objetivo é verificar em quais parâmetros em estudo que minimiza a área da transmissibilidade do deslocamento e maximiza a da carga elétrica como saída. A Tabela 6.9 mostra os valores dos parâmetros variáveis utilizados para a comparação.

Tabela 6.9 - Parâmetros variáveis utilizados para a comparação das funções transferências

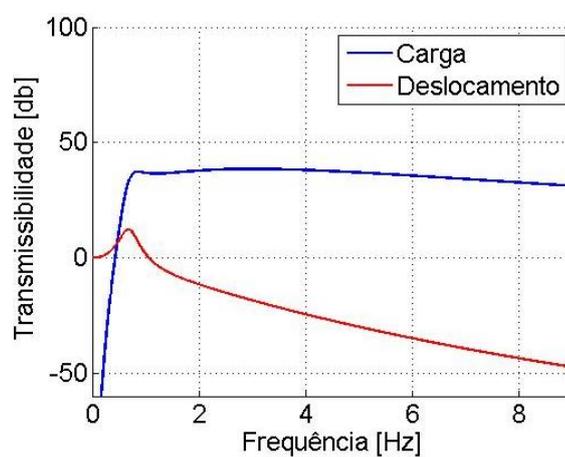
Parâmetros		
Resistência elétrica (R)	20; 80; 200	[Ω]
Capacitância (C)	0,0014	[F]
Frequência de excitação externa (f_{ex})	0 até 15	[Hz]

As funções transferências $\left(\frac{X}{Y}\right)$ e $\left(\frac{Q}{Y}\right)$ para o movimento harmônico sofrido pela base são mostrado na Figura 6.6.

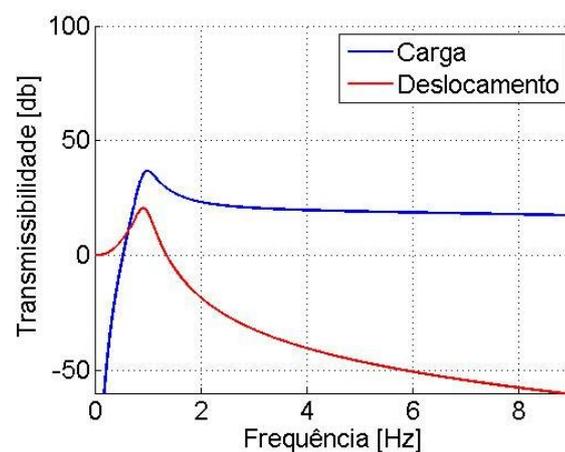
Figura 6.6 - Relação da amplitude de deslocamento e carga que flui no circuito elétrico, para resistências diferentes. $R = 20$ (a), $R = 80$ (b), $R = 200$ (c)



(a)



(b)



(c)

A Figura 6.6 (b) mostrou que com uma resistência de 80Ω obteve a menor transmissibilidade do deslocamento, que era esperado pelos resultados anteriores, Figuras 6.4 e 6.5, e uma carga transferida para o circuito elétrico intermediária, em

comparação as demais resistências elétricas. Com resistências maiores os pico de transmissibilidades ficaram bem próximas, não sendo bom para o sistema em estudo que busca uma menor amplitude do deslocamento, gerando mais conforto para os ocupantes do veículo.

6.3 Influência da variação do fator de potência

Para analisar o fator de potência e assim verificar a eficiência da potência utilizada para realizar trabalho, faz-se uma análise, modificando a potência reativa com a variação da capacitância e a relação da potência ativa com a resistência elétrica. Desconsidera perdas de potência que ocorre na bobina magnética, atrito e etc. Para a simulação da potência elétrica gerada, aplicou-se uma amplitude de deslocamento da base de 0,01m. A Tabela 6.10, mostra os parâmetros utilizados para simulação.

Tabela 6.10 - Parâmetros variáveis utilizados na análise do fator de potência

Parâmetros		
Resistência elétrica (R)	Variável	[Ω]
Capacitância (C)	0,0014; 0,005; 0,01	[F]
Frequência de excitação externa (f_{ex})	1, 2 e 3	[Hz]
Amplitude do deslocamento, Y	0,01	[m]

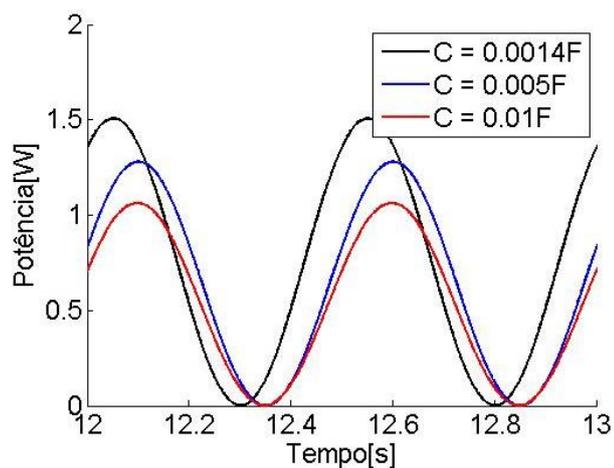
Calcula-se também o valor de capacitância, para cada frequência de excitação externa, afim de obter o fator de potência unitário, onde toda potência aparente da carga é potência ativa.

6.3.1 Influência da variação da capacitância para $f_{ex} = 1\text{Hz}$

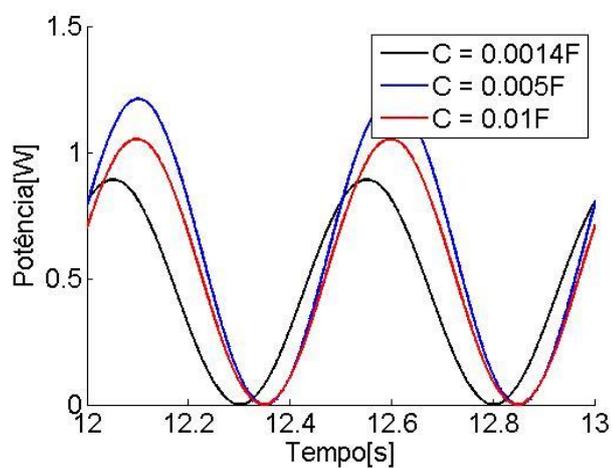
Considerando os parâmetros variáveis da Tabela 6.10 e uma frequência de excitação igual a 1Hz, verifica a resposta no tempo de potência ativa e aparente com a intenção de verificar o fator de potência para cada capacitância, utilizando o valor de resistência elétrica de 80Ω , no qual obteve a menor amplitude de deslocamento do sistema nos resultados anteriores. Desconsidera a parte transiente da resposta do

sistema e plota-se no intervalo de tempo entre 12 a 13 segundos e são mostrados na Figura 6.7 (a) e (b). A Figura 6.7 (c), plotou-se a resposta da potência ativa para os três valores de capacitância, variando a resistência de 0 a 400 Ω .

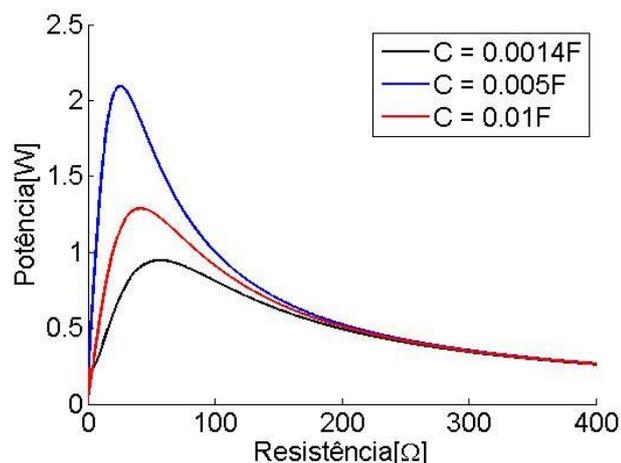
Figura 6.7 - Comportamento para uma frequência de 1Hz. Histórico no tempo da potência aparente (a) e da potência ativa (b); Variação da potência ativa pela resistência (c)



(a)



(b)



(c)

Para uma frequência de excitação externa de 1Hz e uma resistência de 80Ω, a potência aparente foi maior para a capacitância de 0.0014F mas em compensação obteve a menor potência ativa. Com a curva da potência ativa pela variação da resistência, Figura 6.7 (c), observou que com o parâmetro de capacitância de 0.005F obteve os maiores valores de potência útil em relação as demais analisadas, obtendo um pico de 2,093W para uma resistência de 25Ω.

Através das curvas de potência aparente e ativa calcula-se o fator de potência para cada valor de capacitância, por meio da Eq. (4.6). A Tabela 6.11 mostra o valor do fator de potência para cada capacitância.

Tabela 6.11 - Fator de potência para cada capacitância com $f_{ex} = 1\text{Hz}$

Capacitância, C [F]	Fator de potência
0,0014	0,5920
0,005	0,9473
0,01	0,9904

Verificou-se que apesar da capacitância de 0,0014F apresentar um maior valor de potência aparente, teve um menor valor de potência ativa, resultando em uma baixa eficiência. Com uma capacitância de 0,005F a potência ativa foi maior em relação as outras capacitâncias e obteve uma eficiência de 0,9473.

Fator de potência unitário para $f_{ex} = 1\text{Hz}$

Para cancelar o componente reativo da carga da indutância, utiliza o procedimento chamado de correção do fator de potência, no qual verifica o valor do parâmetro de capacitância que anula os efeitos reativos por completo. Substituindo o valor do indutor e da frequência na Eq. (4.3), temos a reatância indutiva do sistema, que é mostrado na Equação a seguir:

$$X_l = 2\pi f_{ex}L = 4,775 \quad (6.2)$$

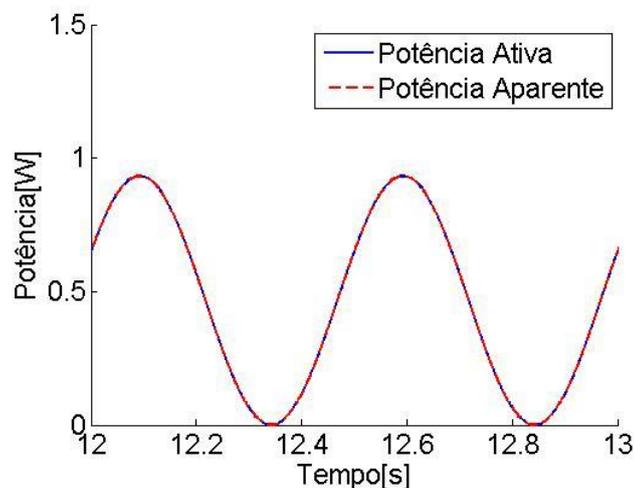
Para anular os efeitos reativos, o valor de X_l tem que ser o mesmo da reatância capacitiva X_c , Eq. (4.4), encontra-se então o valor da capacitância que produz um fator de potência unitário, que é dada por:

$$4,775 = \frac{1}{2\pi f_{ex}C} \quad (6.3)$$

$$C = 0,0333 \text{ F}$$

Portanto, plota-se as curvas de potência ativa e aparente, e verifica que ambas tem a mesma curva. Onde toda potência produzida pelo sistema elétrico será utilizada como trabalho, Figura 6.8.

Figura 6.8 - Potência aparente e ativa para uma capacitância de 0,0333F, na frequência de 1Hz

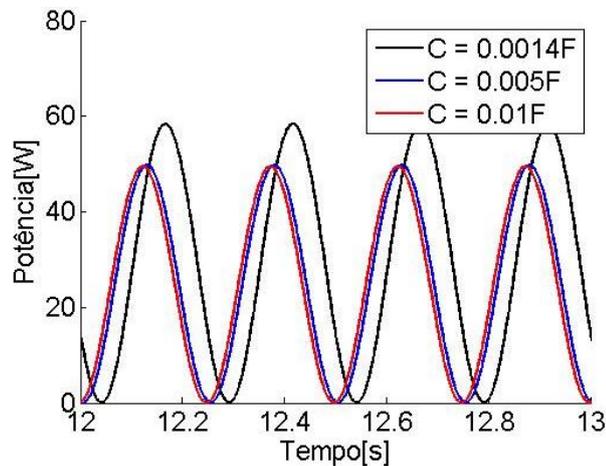


Apesar de apresentar uma eficiência unitária, no qual toda potência produzida pode ser utilizada, o valor de potência ativa é menor em relação a outros valores de capacitância, como mostrado na Figura 6.7 (b).

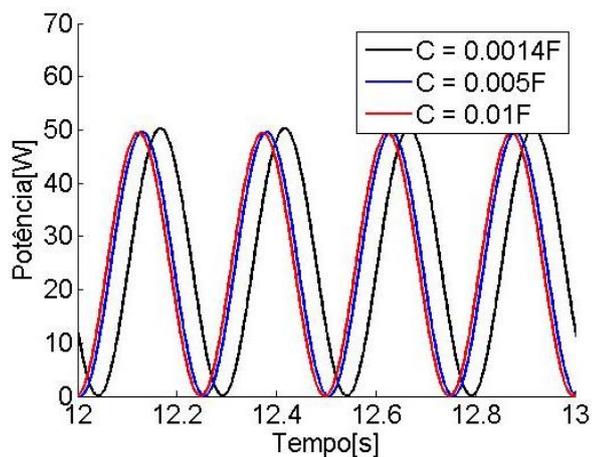
6.3.2 Influência da variação da capacitância para $f_{ex} = 2\text{Hz}$

Utilizando os mesmos parâmetros variáveis descritos na Tabela 6.10 e com uma frequência de excitação da base de 2Hz e uma resistência elétrica de 80Ω , verifica a resposta no tempo de potência ativa e aparente. Desconsidera a parte transiente do sistema e plota-se no intervalo de tempo entre 12 a 13 segundos e são mostrados na Figura 6.9 (a) e (b). A Figura 6.9 (c), plotou-se a resposta da potência ativa para os três valores de capacitância em estudo, variando a resistência de 0 a 400Ω .

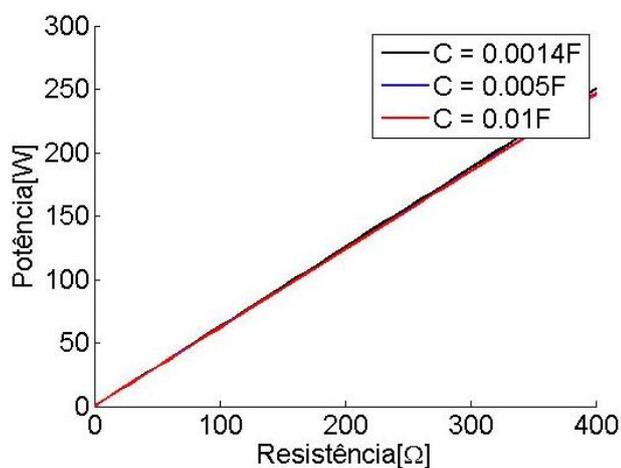
Figura 6.9 - Comportamento para uma frequência de 2Hz. Histórico no tempo da potência aparente (a) e da potência ativa (b); Variação da potência ativa pela resistência (c)



(a)



(b)



(c)

Pode-se observar que a potência ativa para os 3 valores de capacitância tiveram um valor próximo de 50W. E através da Figura 6.9 (c), pode observar que para a frequência de excitação externa de 2Hz, a potência útil é aumentada com valores maiores de resistência elétrica, e não obteve grandes variações devido aos valores diferentes de capacitância.

Através da Eq. (4.6), verifica o fator de potência para a curva de cada capacitância, Tabela 6.12, para um frequência de excitação externa de 2Hz.

Tabela 6.12 - Fator de potência para cada capacitância com $f_{ex} = 2\text{Hz}$

Capacitância, C [F]	Fator de potência
0,0014	0,8608
0,005	0,9968
0,01	0,9998

As capacitâncias de 0,005F e 0,01F tiveram valores próximo tanto de potência aparente como de potência ativa, com fatores de potência aproximados do valor unitário. Já a capacitância de 0,0014F teve uma eficiência de 0,8608 mas com um maior valor de potência ativa.

Fator de potência unitário para $f_{ex} = 2\text{Hz}$

Afim de cancelar o efeito da potência reativa, gerando um eficiência unitária, quando o veículo estiver sujeito a uma frequência de excitação de 2Hz, utiliza-se a Eq. (4.3) para encontrar o valor da reatância indutiva, no qual é mostrado pela Equação a seguir:

$$X_l = 2\pi f_{ex}L = 9,55 \quad (6.4)$$

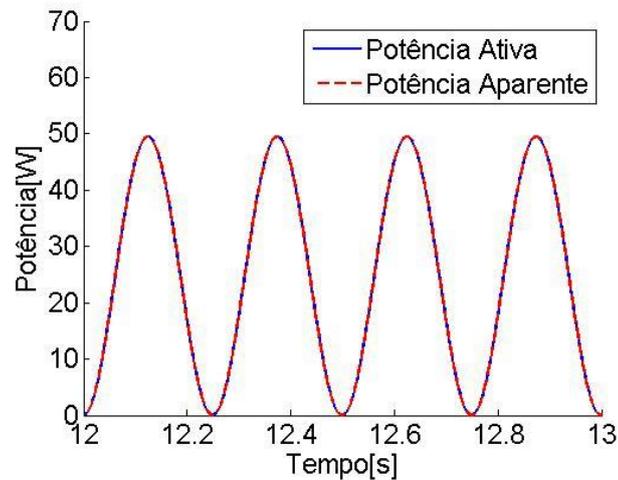
Para anular os efeitos reativos, o valor de X_l tem que ser o mesmo da reatância capacitiva X_c , Eq. (4.4), encontra-se então o valor da capacitância que produz um fator de potência unitário, que é dada por:

$$9,55 = \frac{1}{2\pi f_{ex}C} \quad (6.5)$$

$$C = 0,0083 \text{ F}$$

Para verificar se toda potência produzida pode ser utilizada ou armazenada, plotou-se a curva da potência aparente e ativa com o valor de capacitância encontrado de 0,0083F, mostrado na Figura 6.7.

Figura 6.10 - Potência aparente e ativa para uma capacitância de 0,0083F, na frequência de 2Hz

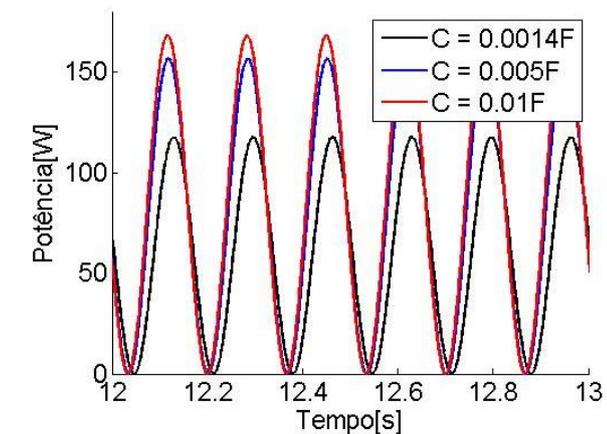


Pela Figura 6.10 verificou-se que a potência aparente e ativa têm a mesma curva e que a potência máxima, que pode ser utilizada pelo sistema, é bem próximo das curvas com os outros valores de capacitância, mostrados anteriormente.

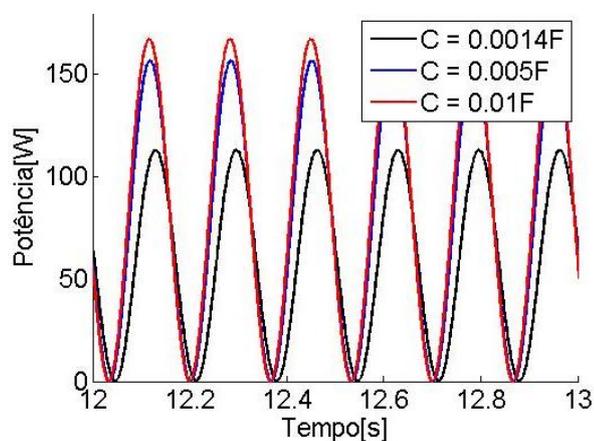
6.3.3 Influência da variação da capacitância para $f_{ex} = 3\text{Hz}$

Considerando os parâmetros variáveis para a análise de potência descritos na Tabela 6.10 e uma frequência de excitação igual a 3Hz, verificou a resposta no tempo de potência ativa e aparente, utilizando o valor de resistência elétrica de 80Ω. Plotou as curvas de potências para um intervalo de tempo entre 12 a 13 segundos e desconsiderando a parte transiente do sistema, mostrados na Figura 6.11 (a) e (b). A Figura 6.11 (c), plotou-se a resposta da potência ativa para os três valores de capacitância, variando a resistência de 0 a 400 Ω.

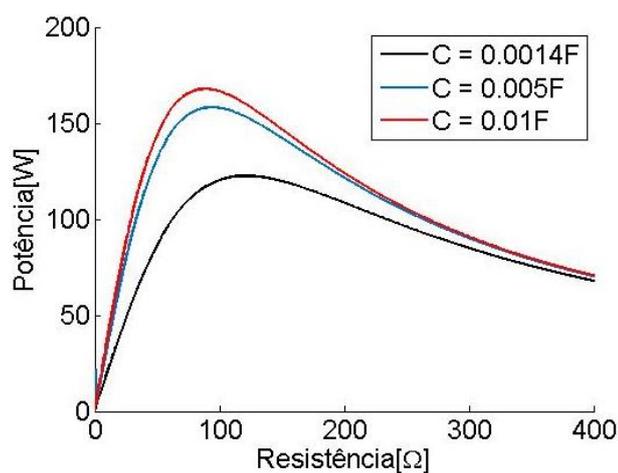
Figura 6.11 - Comportamento para uma frequência de 3Hz. Histórico no tempo da potência aparente (a) e da potência ativa (b); Variação da potência ativa pela resistência (c)



(a)



(b)



(c)

Verificou através da Fig. 6.11 (a) e (b), que o parâmetro de capacitância de 0.01F teve uma maior potência ativa e aparente, com o pico de potência útil na faixa de 168W. Na Fig. 6.11 (c), mostra que o pico de potência se encontra próximo ao valor

de resistência de 80Ω , que através de resultados anteriores, apresentou também menores deslocamento da massa suspensa.

Através da Eq. (4.3), verifica o fator de potência para a curva de cada capacitância, Tabela 6.13, para um frequência de excitação externa de 3Hz.

Tabela 6.13 - Fator de potência para cada capacitância com $f_{ex} = 3\text{Hz}$

Capacitância, C [F]	Fator de potência
0,0014	0,9592
0,005	0,9989
0,01	0,9937

A Tabela 6.13 mostra que todos valores de capacitância analisados tiveram um alto fator de potência para uma frequência de excitação externa de 3Hz. Com a capacitância de 0,005, obteve uma maior eficiência no valor de 0,9989, bem próximo ao valor unitário.

Fator de potência unitário para $f_{ex} = 3\text{Hz}$

Afim de cancelar o efeito da potência reativa, gerando um eficiência unitária, quando o veículo estiver sujeito a uma frequência de excitação de 3Hz, utiliza-se a Eq. (4.3) para encontrar o valor da reatância indutiva, no qual é mostrado pela Equação a seguir:

$$X_l = 2\pi f_{ex}L = 14,33 \quad (6.6)$$

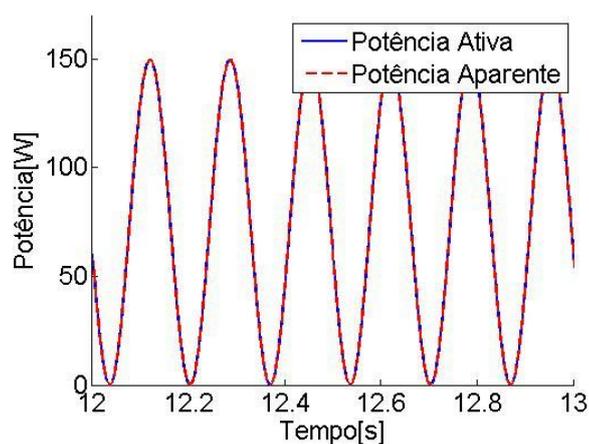
Para anular os efeitos reativos, o valor de X_l tem que ser o mesmo da reatância capacitiva X_c , Eq. (4.4), encontra-se então o valor da capacitância que produz um fator de potência unitário, que é dada por:

$$14,33 = \frac{1}{2\pi f_{ex}C} \quad (6.7)$$

$$C = 0,0037 \text{ F}$$

Para verificar se toda potência produzida pode ser utilizada ou armazenada, plotou-se a curva da potência aparente e ativa com o valor de capacitância encontrado de 0,0037F, mostrado na Figura 6.12.

Figura 6.12 - Potência aparente e ativa para uma capacitância de 0,0037F, na frequência de 3Hz



Pela Figura 6.12 verificou-se que a potência aparente e ativa têm a mesma curva, mas que a potência máxima foi menor em relação a curva com uma capacitância de 0,01F e 0,005F.

7 Conclusão

Nesta dissertação, foi analisado o modelo de uma suspensão eletromecânica e seu potencial para gerar energia elétrica das vibrações induzidas por uma excitação harmônica. O sistema foi totalmente simulado utilizando o software Matlab para permitir uma maior versatilidade dos parâmetros. Usou para abordagem o modelo de um quarto de carro com dois graus de liberdade, um para descrever a parte mecânica e outro a parte elétrica, pois é uma forma compacta para analisar o problema, garantindo confiabilidade dos resultados. Com um excitação aplicada na base do veículo, simulando um perfil harmônico, faz com que o subsistema elétrico acoplado via ao transdutor seja um dos responsáveis pela dissipação de energia, causando assim um amortecimento da massa suspensa.

Os resultados mostraram a grande influência dos parâmetros elétricos no comportamento e na geração de potência elétrica que posteriormente pode ser armazenada. Com a variação da resistência elétrica (R), mostrou uma grande diferença no pico de deslocamento da massa do veículo, para o valor de 80Ω obtive um menor pico de deslocamento, chegando a reduzir 43% em comparação a uma resistência de 20Ω . Na comparação da função transferência da carga elétrica e do deslocamento, verificou que com uma resistência de 80Ω obteve uma melhor relação de minimizar a transmissibilidade do deslocamento e maximizar a energia transferida para o circuito elétrico por meio da carga elétrica.

Na análise do fator de potência tanto a resistência elétrica (R) como a capacitância (C), tiveram bastante influência na potência elétrica gerada através das vibrações oriundas. Com uma frequência de excitação (f_{ex}) de 1Hz, observou uma potência ativa maior para $C = 0,005F$ e para valores de R próximos a 25Ω . Para $f_{ex} = 2\text{Hz}$ a potência útil foi maior com o aumento de R . As maiores potências foram encontradas na $f_{ex} = 3\text{Hz}$, onde obteve picos superiores a 150W, para resistências próximas a 80Ω .

O presente trabalho pode ser estendido para outros tipos de veículos e equipamentos industriais, apenas alterando a geometria do modelo, onde os benefícios podem ser maiores em casos em que a amplitude da excitação seja superior em comparação aos carros. Deste modo, há um maior potencial de recuperação e acúmulo de energia.

7.1 Sugestão de trabalhos futuros

No tema dessa dissertação ainda como trabalhos futuros podemos citar:

- Aplicar algum método de otimização, onde possa aperfeiçoar o desempenho e escolha dos parâmetros;
- Construção e análise experimental do sistema;
- Emprego de um método de controle para o sistema;
- Verificar e analisar não linearidades decorrentes.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ADLY, A. A.; ADLY, M. A. Utilizing electromechanical energy harvesting in vehicle suspension vibration damping. In: **Electronics, Circuits and Systems (ICECS), 2016 IEEE International Conference on**. IEEE, 2016. p. 672-675.

AGHARKAKLI, A.; SABET, G. S.; BAROUZ, A. Simulation and analysis of passive and active suspension system using quarter car model for different road profile. **International Journal of Engineering Trends and Technology**, v. 3, n. 5, p. 636-644, 2012.

ALVES, J. R. **Análise dinâmica de um sistema de isolamento de vibrações por dispositivos eletromecânicos**. Dissertação de Mestrado. Universidade Estadual Paulista - Faculdade de Engenharia, Bauru, 2017

BOYLESTAD, R. L. **Introdução à Análise de Circuitos Elétricos**. 12^a. ed. Rio de Janeiro: Prentice-Hall, 979p., 2012.

CORRÊA, J. L. **Comportamento dinâmico de um veículo implementado com suspensões ativas**. 2011. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

COSSOLINO, L. C.; PEREIRA, A. H. A. Amortecimento: classificação e métodos de determinação. **ATCP Engenharia Física**. São Carlos, nov. 2010.

CRANDALL, S.H.; KARNOPP, D.C.; KURTZ JR, E.F.; PRIDMORE-BROWN, D.C. **Dynamics of Mechanical and Electromechanical System**. McGraw-Hill, New York, 1968.

CROSBY, M. J.; HARWOOD, R. A.; KARNOPP, D. Vibration control using semi-active force generators. **Journal of engineering for industry**, v. 96, n. 2, p. 619-626, 1974.

EL MAJDOUB, K.; GHANI, D.; GIRI, F.; CHAOUI, F. Z. Adaptive semi-active suspension of quarter-vehicle with magnetorheological damper. **Journal of Dynamics Systems, Measurement, and Control**, v.137, n.2, feb., 2015.

FRITZ, M.; FISCHER, S.; BRÖDE, P. Vibration induced low back disorders—comparison of the vibration evaluation according to ISO 2631 with a force-related evaluation. **Applied Ergonomics**, v. 36, n. 4, p. 481-488, 2005.

HSIEH, C. Y., HUANG, B., GOLNARAGHI, F., MOALLEM, M. Regenerative Skyhook Control for an Electromechanical Suspension System Using a Switch-Mode Rectifier. **IEEE Transactions on Vehicular Technology**, v. 65, n. 12, p. 9642-9650, 2016.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION 1997 ISO 2631-1 (E). **Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration**. Part 1: General requirements.

IQUEDA, J. **Como funciona a suspensão do carro**. 2017. Disponível em: <r19club.com/suspensao/como-funciona-suspensao-carro>. Acesso em: dez/2017.

LAM, H. F.; LAI, C. Y.; LIAO, W. H. Automobile Suspension Systems with MR Fluid Dampers. **Department of Mechanical and Automation Engineering. The Chinese University of Hong Kong. Technical Report**, 2002.

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.

LI, P.; ZUO, L. Influences of the electromagnetic regenerative dampers on the vehicle suspension performance. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, v. 231, n. 3, p. 383-394, 2017.

LI, Z.; ZUO, L.; LUHRS, G.; LIN, L.; QIN, Y.; Electromagnetic energy-harvesting shock absorbers: design, modeling, and road tests. **IEEE Transactions On Vehicular Technology**, v. 62, n. 3, mar., 2013.

MEIROVITCH, L.; **Methods of analytical dynamics**. Courier Corporation, 2010.

MOTTA, D. S.; ZAMPIERI, D. E. Modeling of a vehicle suspension with non linear elements and performance comparison to a semi-active model. In: **Proceedings of the 18th International Congress of Mechanical Engineering, Ouro Preto, MG, Brazil**. 2005.

MUNTEANU, L.; CHIROIU, V.; SIRETEANU, T.; On the response of small buildings to vibrations. **Nonlinear Dynamics**, Dordrecht, v. 73, p. 1527-1543, abr., 2013.

OGATA, K. **Engenharia de Controle Moderno**. 3. ed. Rio de Janeiro, Rj: Ltc, 2000. 808 p. Tradução de: Prof. Bernardo Severo.

PONTES, B. R.; SILVEIRA, M.; MAZOTTI, A. C.; GONÇALVES, P. J.; BALTHAZAR, J. M. Contribution of electrical parameters on the dynamical behaviour of a nonlinear electromagnetic damper. **Nonlinear Dynamics**, v. 79, n. 3, p. 1957-1969, 2015.

PREUMONT, A. **Mechatronics: Dynamics of Electromechanical and Piezoelectrics Systems**. Dordrecht: Springer, 2006.

RAO, S. **Vibrações Mecânicas**. 4. ed. São Paulo, Sp: Pearson Prentice Hall, 2009. 295p. Tradução de: Arlete Simille Marques.

RASMUSSEN, G. **Human body vibration exposure and its measurement**. Dinamarca: Bruel & Kajer, 1982. 39 p.

ROBBINS, A. H.; MILLER, W. C. **Análise de circuitos: teoria e prática**. Rio de Janeiro, RJ: Cengage Learning, 2010.

SARAVANAN, K. G.; RAJU, N. M.; KUMARAVEL, P. Experimental and numerical investigation on magneto rheological based semi active control suspension system for vehicle on different road condition. **Advances in Natural and Applied Sciences**, v. 10, n. 7 SE, p. 100-112, 2016.

STANWAY, R. S. J. L.; SPROSTON, J. L.; STEVENS, N. G. Non-linear modelling of an electro-rheological vibration damper. **Journal of Electrostatics**, v. 20, n. 2, p. 167-184, 1987.

STONE, R.; BALL, J. K. **Automotive Engineering Fundamentals**. SAE Technical Paper, 2004.

YAMAPI, R. Dynamics of an Electromechanical Damping Device with Magnetic Coupling. **Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation**, Marseille, v.11, n. 8, p.907-921, dez. 2006.

ZUO, L.; ZHANG, P.; Energy harvesting, ride confort, and road handling of regenerative vehicle suspensions. **Journal of Vibration and Acoustics**, v. 135, feb. 2013.