



Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca CEFET/RJ

Redução de Vibrações em Eixos utilizando Elementos de Ligas com Memória de Forma

Arthur Adeodato

Prof. Orientador: Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco

RIO DE JANEIRO – RJ – BRASIL

Mai de 2014



Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca CEFET/RJ

Redução de Vibrações em Eixos utilizando Elementos de Ligas com Memória de Forma

Arthur Adeodato

Projeto Final apresentado em cumprimento das normas do Departamento de Educação Superior do CEFET/RJ como parte dos requisitos para obtenção do título de Bacharel em Engenharia mecânica.

Prof. Orientador: Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco

RIO DE JANEIRO – RJ – BRASIL

Mai de 2014

Ficha Catalográfica

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

A232 Adeodato, Arthur

Redução de vibrações em eixos utilizando elementos de ligas com memória de forma / Artur Adeodato.—2014.

81f. + apêndice : il.color. , grafs. , tabs. ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2014.

Bibliografia : f. 79-81

Orientador : Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco

1. Ligas de aço. 2. Aço austenítico. 3. Vibração. 4. Elasticidade. 5. Método dos elementos finitos. I. Pacheco, Pedro Manuel Calas Lopes (Orient.). II. Título.

CDD 669.141

Dedicatória

Este não é só um trabalho de conclusão de curso. É uma passagem para a liberdade e o término de um ciclo da vida. Todo ser humano deveria ser livre: livre para ir aonde quiser e fazer o que quisesse sem dever nada a ninguém. Viver em busca de sua felicidade.

Gostaria de dedicar este trabalho especialmente a meu Pai, Benedito Fonseca e Souza Adeodato, a quem me incentivou a sempre voltar e terminar este curso. E também a minha avó, Esther Simonim Pinho, a quem cuidou de mim e me deu condições emocionais e materiais para concluir.

Em segundo lugar, gostaria de dedicar ao professor e orientador Pedro Manuel, por todo tempo dedicado e conhecimento transmitido.

E por fim, a meus companheiros de turma, que me incentivaram e ajudaram sempre que necessário. Sem eles eu não teria chegado até aqui.

Resumo

Ligas com memória de forma (SMA - Shapememory alloy) são famosas pela sua capacidade de produzir grandes forças e deslocamentos com um consumo pequeno de energia. Devido a esta característica especial deste tipo de material, SMAs tem sido utilizada em diversas aplicações. Entretanto, há uma serie de dispositivos comerciais que utilizam SMA como absorvedores de vibrações com modelos não muito bem estabelecidos. O loop de histerese de elementos pseudoelásticos observado em ligas austeníticas de SMA é associado à dissipação de energia. Logo, elementos com pseudoelasticidade podem ser usados como atenuadores de vibrações. Este trabalho apresenta um modelo linear e outro não linear, abordados utilizando o Método de Elementos Finitos e Runge-Kutta. O modelo considera a presença de duas fases (martensita e austenita) e um alto deslocamento, e é aplicado para estudar o comportamento pseudoelástico de um elemento absorvedor de vibração em um eixo em rotação com um desbalanceamento. Condições diferentes são propostas ao modelo com a finalidade de analisar a capacidade do elemento pseudoelástico dissipar energia.

Palavras Chave: Ligas com Memória de Forma, Pseudoelasticidade, Modelagem Numérica, Método de Elementos Finitos, Vibrações em Eixos.

Abstract

Shape memory alloys (SMAs) present the capability to develop large forces and displacements with low power consumption. Due its special characteristics SMAs has been used in many different applications. Although there are several commercial devices that use SMA vibration absorbers modeling of this type of element is not well established. Pseudoelastic hysteresis loop observed in austenitic SMAs is associated to energy dissipation. Therefore, pseudoelastic SMA elements can be used as vibration attenuators. This work presents linear and a nonlinear numerical model based on the Finite Element Method and Rung-Kutta. The model considers the presence of two phases (martensite and austenite) and large displacements, and is applied to study the pseudoelastic behavior of SMA absorber elements in aunbalancedrotatory shaft. Several conditions are analyzed with the proposed models to assess the capability of the pseudoelastic SMA elements to dissipate energy.

Keywords: Shape Memory Alloys, Pseudoelasticity, Modeling, Numerical Simulation, Finite Element Method, Vibrations in Shafts.

Sumário:

I.	Introdução.....	1
II.	Problemas de Vibrações em Eixos	5
III.	Ligas com Memória de Forma.....	18
3.1	Introdução às Ligas com Memória de Forma	18
3.2	Comportamento Termomecânico	20
3.3	Efeito Pseudoelástico	22
3.4	Efeito Memória de Forma One Way	23
3.5	Efeito Memória de Forma Two Way	24
3.6	Treinamento das Ligas Memória de Forma.....	25
3.7	Principais aplicações das ligas com Memória de forma	25
3.1	Vantagens e desvantagens dos materiais SMA	32
IV.	Estratégias para Reduzir Vibrações em Eixos	33
4.1	Controlar as frequências naturais e evitar a ressonância.....	33
4.2	Evitar resposta excessiva do sistema, introduzindo um mecanismo amortecedor ou de dissipação de energia ³⁴	
4.3	Reduzir a transmissão das forças de excitação de uma parte da máquina para outra mediante a utilização de isoladores de vibrações.....	35
4.4	Reduzir a resposta do sistema mediante a adição de um neutralizador de massa ou absorvedor de vibração auxiliar.....	36
4.5	Controle de Vibrações utilizando ligas com memória de forma	40
V.	Construção do Modelo Analítico e Numérico Linear Elástico.....	51
5.1	Modelo Numérico: Vibração Forçada e amortecida com um grau de liberdade.....	51
5.2	Modelo Analítico: Vibração Forçada e amortecida com um grau de liberdade.....	60
VI.	Construção do Modelo com Memória de Forma.....	65
6.2	O Método de Elementos Finitos	65
6.2	O modelo em Ansys	66
VII.	Conclusões e Sugestões.....	76
7.1	Conclusões	76
7.2	Sugestões.....	77
VIII.	Referências Bibliográficas	79
IX.	Apêndice	82

9.1	Rotinas em MatLab	82
9.2	Rotina em Ansys.....	84

Lista de Figuras:

Figura 1: Tipos de forças geradas por máquinas. (Silva Fernando, 2011)	5
Figura 2: Eixo desbalanceado por uma massa excêntrica. (Rao, 2003 - 3ª Edição)	7
Figura 3: Rotor em forma de corpo rígido em um eixo . (Adaptado de Rao, 2003).....	8
Figura 4: Resultante de forças geradas pela excentricidade das massas. (Soeiro, 2008)	9
Figura 5: Modelo físico para o desbalanceamento rotativo. (Soeiro, 2008).....	9
Figura 6: Efeito Giroscópio. (Hartog, 1985)	10
Figura 7: Forças atuantes no disco em sentidos opostos gerando o efeito giroscópio. (Hartog, 1985).....	11
Figura 8: Vibração Axial / Bit-Bounce (slb.com)	12
Figura 9: Vibração Torcional / Stick-Slip (slb.com)	13
Figura 10 - Vibração Lateral / Whirl (slb.com)	14
Figura 11 - Bomba Centrífuga Submersa (Briner, T. R., 1982).....	15
Figura 12: Bomba Centrífuga Submersa instalada horizontalmente (bakerhughes.com)	16
Figura 13: (a) Um cristal austenítico. (b) Variantes autoacomodantes macladas A, B, C e D, após arrefecimento e transformação em martensita. (c) A variante A torna-se dominante quando a tensão σ é aplicada.(Fernandes, 2006)	19
Figura 14: Transformação de fase de ligas SMA (Aguiar, 2011).....	20
Figura 15: Contraste entre um material metálico comum, o efeito memória de forma e o efeito pseudoelástico. (Adaptado de La Cava, 1999).....	21
Figura 16: Gráfico da tensão x deformação durante um carregamento e descarregamento de uma liga SMA	22
Figura 17: Dissipação de energia em pseudoelasticidade (a) Dissipação de energia para uma situação de vibração (b)	23
Figura 18: Efeito memória de forma oneway – Tensão x Deformação.....	24
Figura 19: Efeito memória forma twoway – Curva Tensão x Deformação x Temperatura.....	25
Figura 20: Fios SMA acionando os flaps. (Pereira, 2009)	26
Figura 21: Utilização dos mecanismos SMA na asa do aeromodelo, (b) Modelo de flap acionado.(Neto, 2012) ..	27
Figura 22: Mecanismo de carregamento e descarregamento utilizado para análise experimental. (Neto, 2012)..	27
Figura 23: Aplicação de placas de SMA para redução de ruídos nos motores a jato. (Aguiar 2011, apud Hartl et al. 2010)	28
Figura 24: Acoplamento de tubos com união de SMA (Pereira, 2009).....	28
Figura 25: Blowout Preventor (BOP) (www.compasscompression.corsafety.ca).....	30
Figura 26: Dispositivos endovasculares, stents, fio e balão.(Pereira, 2009 apud Memry Corporation).	30
Figura 27: Luva com fios de SMA para ortopedia/fisioterapia. (Paiva, 2004)	31
Figura 28: Aparelho ortodentário utilizando ligas de SMA. (La Cava, 1999).....	32
Figura 29: Rigidez equivalente para alguns casos simplificados de eixos em vibrações. (Adaptado de Rao, 2003).	34
Figura 30: Regiões de amplificação e isolamento das forças transmitidas a fundação. (Rao, 2003 - 3ª Edição)..	36
Figura 31: Absorvedor dinâmico de vibração não amortecido (Rao, 2003)	37
Figura 32: Deslocamento da frequência de ressonância através da adição de um elemento absorvedor de vibração não amortecido. (Rao, 2003)	38
Figura 33: Absorvedor dinâmico de vibração amortecido. (Rao, 2003)	39
Figura 34: Deslocamento da frequência de ressonância através da adição de um elemento absorvedor de vibração amortecido. (Rao, 2003)	40

Figura 35: Idealização para diversos mecanismos de atenuação de energia (Raigusoff apud Universidade de Buffalo, 2011)	41
Figura 36: Controladores de absorvedores de vibrações	43
Figura 37: (a) Modelo geral experimental de absorvedor dinâmico de vibrações (b) Detalhe do mancal de rolamento utilizando molas de SMA. (Aguiar apud He, 2007)	44
Figura 38: (a) Cilindro maciço (b) Cilindro vazado $Ri / Re = 0.25$ (c) Cilindro vazado $Ri / Re = 0.50$ (d) Cilindro vazado $Ri / Re = 0.75$ (Pacheco et al, 2013)	45
Figura 39: Gráfico de comparação de volume, energia total dissipada e densidade de energia dissipada para os quatro cilindros. (Pacheco et al, 2013)	45
Figura 40: Curva tensão deformação (a) e força deslocamento (b) para um carregamento axial. (Pacheco et al., 2013)	46
Figura 41: Curva Torque vs Angulo: (a) Barra cilíndrica, (b) Cilindro vazado $Ri / Re = 0.25$, (c) Cilindro vazado $Ri / Re = 0.50$, (d) Cilindro vazado $Ri / Re = 0.75$	47
Figura 42: Modelo utilizado para ensaios de tração (força-deslocamento). (Aguiar, 2011)	49
Figura 43: Aparato experimental para análise do comportamento dinâmico do oscilador com 1 grau de liberdade e vibração livre. (Aguiar, 2011)	50
Figura 44: Aparato experimental para análise do comportamento dinâmico do oscilador com 2 graus de liberdade e vibração livre. (Aguiar, 2011)	50
Figura 45: Modelo construtivo estudado para vibração forçada e amortecida com um grau de liberdade	51
Figura 46: Movimento completo de um modelo genérico (C. F. Beards, 1996)	53
Figura 47: Comportamento do modelo para diferentes fatores de amortecimento	54
Figura 48: Simulação para 10% da frequência natural	55
Figura 49: Zoom da figura 48 - Curvas sobrepostas independente do fator de amortecimento	56
Figura 50: Simulação para 50% da frequência natural	56
Figura 51: Zoom da figura 50 - Amplitudes variando pouco com o fator de amortecimento	57
Figura 52: Simulação para 80% da frequência natural	57
Figura 53: Zoom da figura 52 - Amplitudes variando bastante com o fator de amortecimento	58
Figura 54: Sistema sem amortecimento entrando em ressonância, $\omega = \omega_n$ (Rao, 2003)	59
Figura 55: Convergencia dos resultados para o caso de $w = 10\%w_n$	60
Figura 56: Zoom da figura 55 - Convergencia dos resultados para $w = 10\%w_n$	60
Figura 57: Resultado analítico para $w = 10\%w_n$	61
Figura 58: Zoom da figura 57 - Resultado analítico para $w = 10\%w_n$	61
Figura 59: Resultado analítico para $w = 50\%w_n$	62
Figura 60: Zoom da figura 59 - Resultado analítico para $w = 50\%w_n$	62
Figura 61: Resultado analítico para $w = 80\%w_n$	63
Figura 62: Zoom da figura 61 - Resultado analítico para $w = 80\%w_n$	63
Figura 63: Etapas para aplicação do método M.E.F. (Almeida, 2011)	65
Figura 64: Modelo com axisimetria utilizado para análise de elementos finitos	67
Figura 65: Elemento Beam 188 (Ansys 14.0)	68
Figura 66: Elemento Plane182 (Ansys 14.0)	69
Figura 67: Análise de Convergencia	70
Figura 68: Comparação dos deslocamentos	70
Figura 69: Elemento absorvedor de energia - Tensões atuantes	71
Figura 70: Gráfico Tensão x Deformação; Loop de Histerese	72

Figura 71: Gáfico Força x Deslocamento; Loop de Histerese	73
Figura 72: Formação de Martensita	74
Figura 73: Transformação de fase no elemento absorvedor de energia	74

Lista de Tabelas:

Tabela 1: Composição e temperaturas de algumas ligas com a propriedade de memória de forma (La Cava, 1999 apud Hodgson, 1998).....	21
Tabela 2: Comparação dos resultados estudados por Thesi. (Thesi, 2012).....	48
Tabela 3: Valores de Fator de Amortecimento para os valores de amortecimento	54
Tabela 4: Valores de frequência de oscilação utilizadas	55
Tabela 5: Comparação dos resultados numéricos e analíticos	64
Tabela 6: Parametros utilizados para modelagem em Ansys.	67

I. Introdução

Logo ao nascer o ser humano já sente um forte contato com vibrações. Sons chegam aos ouvidos e são decodificados através de vibrações mecânicas nos tímpanos. Desde os primeiros registros da raça humana as vibrações já se faziam presente. Instrumentos rudimentares como tambores e apitos utilizam esse princípio e eram de extrema importância como meio de comunicação (Soeiro, 2008). Entretanto, os primeiros indícios de estudos sobre vibrações são contemporâneos dos filósofos gregos. O primeiro filósofo a desenvolver problemas de origem vibratória foi Pitágoras de Samos, cerca de 570 – 490 aC. (Rao, 2003). Tardiamente, o filósofo Aritófanos registra seus primeiros estudos com pendulo, que em sua época (450 – 388 aC) seria utilizado como um dos principais instrumentos para medir o tempo. Só então nos primórdios da era moderna, Galileu Galilei estabeleceu formalmente a relação entre o comprimento do pendulo e seu período de oscilação (Soeiro, 2008). Atualmente, o estudo de vibrações vem avançando consideravelmente devido ao desenvolvimento tecnológico e métodos numéricos que permitem cálculos de extrema complexidade em curto espaço de tempo.

Fenômenos vibracionais estão presentes em quase todas as áreas da ciência: economia, biologia, química, física e etc. No campo da engenharia, o estudo de vibrações não se mostra menos importante, tendo bastante relevância em segmentos como: Projetos de máquinas, estruturas, motores, turbinas e o principal deste trabalho, o controle de vibrações indesejáveis. Rodas de locomotivas podem sair até um centímetro do trilho devido ao desbalanceamento. Pontes podem se partir devido a fenômenos causados por vibrações excessivas e ritmadas. A vibração também acarreta desgastes rápidos em mancais e engrenagens produzindo ruídos e mau funcionamento do mecanismo. (Soeiro, 2008)

O desenvolvimento de tecnologias capazes de controlar vibrações vem ganhando força ao longo dos anos devido à necessidade de aumentar o conforto cotidiano pessoal, melhores condições de trabalho e a exigência industrial de minimização de danos e perdas. A utilização de materiais inteligentes como absorvedores de vibrações se tornou algo bastante eficaz e muito interessante. Os materiais inteligentes mais utilizados são: piezoelétricos, magnetoescritivos e ligas com memória de forma. (Aguiar, 2011)

Dentre os materiais inteligentes, se destaca com maior frequência as ligas com memória de forma (SMAs – Shape Memory Alloys). São ligas de metais com a capacidade de, após uma deformação associada a um processo de transformação de fase, retomar a sua forma inicial, quando

submetidas a uma variação de temperatura. Os primeiros estudos sobre os SMAs foram desenvolvidos por A. Olander em 1932 observando ligas Au-Cd. Em 1938, Greninger e Mooradian estudaram a liga Cu-Zn e já constataram a aparição e o desaparecimento da fase martensita. Porém, só em 1949, por Kurdjumov e Khandros, o termo “efeito memória de forma” foi estabelecido. Então em 1962, Buehler descobriu o efeito memória de forma em uma liga Ni-Ti e de lá para cá, surgiram muitas outras ligas que desenvolveram os estudos sobre este tema. (Fernandes, 2006)

Outro fenômeno em destaque a estas ligas é a pseudoelasticidade. Este comportamento consiste no desenvolvimento de grandes deformações (da ordem de 10%) associadas ao processo de transformação de fase da microestrutura do material promovida por um carregamento mecânico que é recuperável após a remoção do carregamento. Quando removido o carregamento, o material retoma sua microestrutura inicial. Junto a isso, existe uma série de outros fenômenos que podem ser associados, por exemplo: comportamento plástico de transformação de fase, transformação pseudoelástica induzida, acoplamento termomecânico e outros.

O avanço deste processo, fez com que os SMAs tenham bastante utilidade no campo da ciência. Hoje em dia, já estão sendo empregados materiais com memória de forma nas áreas da aeronáutica, medicina, odontologia, aeroespacial, robótica e objetos do dia-a-dia como: colheres, máquina de café, chuveiro elétrico e outros. (Pereira, 2009)

A pesar de todo avanço tecnológico, vibrações indesejadas ainda é um grande problema em estruturas, máquinas e equipamentos industriais em um geral. Dia após dia o desenvolvimento de absorvedores de vibrações se mostra mais necessário no campo da engenharia mecânica. Da mesma forma, os estudos no campo das ligas com memória de forma e pseudoelasticidade se desenvolvem proporcionando um maior conhecimento e maior capacidade destes materiais dissiparem energia. Neste trabalho, um modelo simplificado de um eixo em vibração é simulado e através de um método numérico, um método analítico e o método de elementos finitos. Estuda-se a capacidade de um dispositivo pseudoelástico diminuir o nível de vibração de um modelo massa mola que representa um eixo com um forçamento periódico.

O objetivo deste trabalho é estudar a capacidade de um elemento com memória de forma de reduzir vibrações utilizando o efeito da pseudoelasticidade em eixos submetidos a carregamentos oscilatórios. Investigar a capacidade de dissipar energia através da transformação de fase do material, bem como o comportamento mecânico do absorvedor serão temas também tratados no presente trabalho. O projeto visa compilar informações já estudadas anteriormente através de uma revisão

bibliográfica, analisar os problemas vibracionais em eixos já levantados em trabalhos anteriores e estudar estratégias convencionais para reduzir vibrações em eixos rotatórios através de mecanismos comuns e de mecanismos absorvedores de energia utilizando ligas com memória de forma. A partir disso, modelar um elemento absorvedor de energia e com a ajuda de um software e o método de elementos finitos, obter resultados simulados para formular conclusões significativas sobre tais temas.

Este tema foi escolhido para dar continuidade ao estudo (iniciação científica) iniciado em agosto de 2012 sobre modelagem de elementos absorvedores de vibrações utilizando ligas com memória de forma e pseudoelasticidade. Cada vez mais os benefícios e vantagens da utilização destas ligas vêm sendo comprovadas e sua inserção na indústria se tornando viável. A capacidade de ligas com memória de forma dissipar energia e absorver vibrações faz deste tema, além de uma vontade própria, uma necessidade industrial, uma vez que, a falha por vibrações é uma das causas principais de danos a diversos equipamentos.

Este projeto de conclusão de curso está dividido em sete capítulos. Neste primeiro capítulo encontra-se um apanhado geral sobre o assunto, a motivação e os objetivos principais do projeto. No capítulo dois foi levantado de uma maneira abrangente e mostrado a descrição de diversos tipos de problemas vibracionais em eixos e máquinas rotativas. Alguns métodos tradicionais para corrigir estes problemas serão citados e analisados bem como outras estratégias para reduzir estas vibrações e são mostrados no capítulo três. No quarto capítulo apresentam-se as ligas com memória de forma e o efeito pseudoelástico bem como suas aplicações. Também se apresenta alguns aspectos relevantes do comportamento termomecânico destes materiais e uma revisão da literatura de dispositivos com absorvedores de vibrações. Apresenta-se os trabalhos anteriormente publicados comprovando a capacidade destes dispositivos dissiparem energias e serem influentes no campo do controle de vibrações. No quinto capítulo é feita a construção do modelo analítico e numérico, o desenvolvimento de fórmulas pré-determinadas, mas agora adaptadas ao problema abordado e a obtenção de resultados simulando um problema real e similar ao de tema deste trabalho. Introduce-se a necessidade de um método numérico para a obtenção de resultados mais próximos da realidade. Utiliza-se o software *MatLab* para construção do modelo analítico e numérico. No capítulo seis, utilizando o método de elementos finitos, o problema é modelado utilizando um software (*Ansys*) apropriado gerando os dados necessários para obtenção dos resultados com pseudoelasticidade. A análise dos resultados numéricos, tanto da fase linear como da fase não linear são mostrados no capítulo sete, criando as condições necessárias para o término do trabalho e as conclusões sobre o modelo. Para finalizar, conclusões

críticas e construtivas são feitas. Passos a serem desenvolvidos no futuro e contribuições para a área de desenvolvimentos de absorvedores de vibrações com memória de forma são sugeridas.

II. Problemas de Vibrações em Eixos

“Vibrações mecânicas pertencem basicamente a uma área denominada Dinâmica de Sistemas. É então, resumidamente, um estudo dos movimentos de corpos sujeitos a efeitos externos dependentes do tempo. Sendo assim, existe uma preocupação em que instante e condições esse movimento se tornará indesejável, gerando amplitudes prejudiciais ao sistema.”(da Silva, F. R., 2011)

Uma máquina trabalhando em condições normais, por si só gera uma série de forças dinâmicas que dependerão de seu propósito, condição de operação, fabricação, manutenção e detalhes do projeto. Estas forças, oriunda de movimentos de rotação, oscilação ou impacto, de acordo com sua função no tempo, podem ser periódicas ou não periódicas. Uma excitação não periódica pode muitas vezes ser transiente ou impulsiva. Uma excitação periódica pode muitas vezes ser harmônica. A figura 1 mostra algumas forças produzidas por máquinas. (da Silva, F. R., 2011)

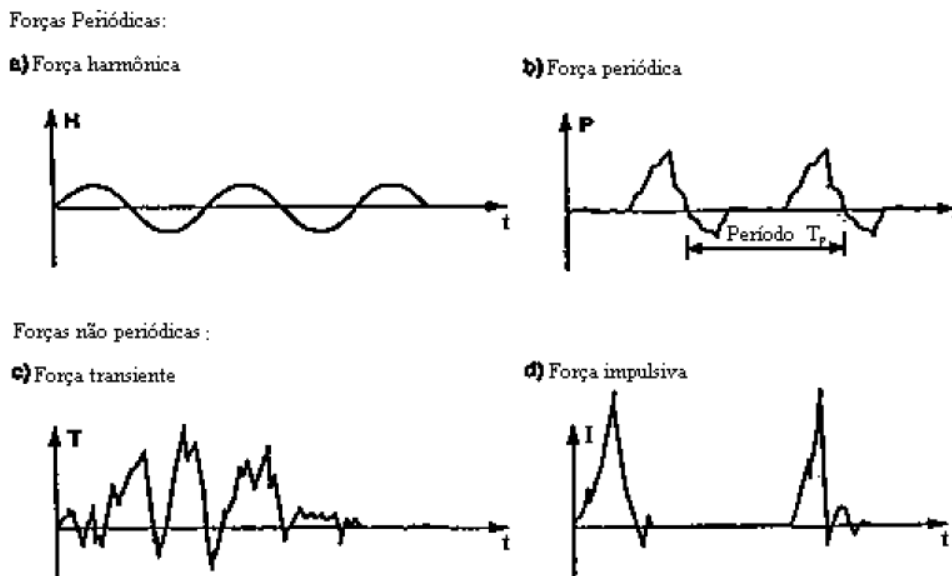


Figura1: Tipos de forças geradas por máquinas. (Silva Fernando, 2011)

Todo problema de vibrações pode ser reduzido a um problema massa-mola. O estudo nessa área pode ser dividido em quatro partes principais inicialmente: (Beards, C. F., 1996)

- i. Vibrações livres não amortecidas: São aquelas onde por inércia, a massa tenderá a oscilar de forma harmônica simples sem que um elemento amortecedor atue sobre o sistema.
- ii. Vibrações livres amortecidas: São aquelas onde por inércia, a massa tenderá a oscilar de forma harmônica simples com um elemento amortecedor atuando sobre o sistema.
- iii. Vibrações forçadas não amortecidas: São aquelas que possuem uma força $F(t)$ periódica e externa ao sistema massa-mola. Isto se deve, na maioria dos casos, a uma rotação desbalanceada ou a componentes da máquina ou dos equipamentos, como: vento, corrente marítima, balanço da base (solo) e muitos outros. Muitas forças de excitação são periódicas, mas caso não sejam, podem ser representadas usando as series harmônicas de funções de Fourier. Neste caso, não há atuação de um elemento amortecedor.
- iv. Vibrações forçadas amortecidas: Semelhantes às vibrações forçadas não amortecidas, com a diferença de que um elemento amortecedor atua sobre o sistema, fazendo com que o último diminua suas amplitudes de vibrações.

Os mais diversos tipos de vibrações citadas acima são impostos aos equipamentos quando estão em operação. Eixos rotativos são elementos comuns em muitos tipos de máquinas e elementos de máquinas utilizados na indústria. A necessidade de se transmitir movimento e muitas vezes, de alternar de um movimento circular para um movimento linear, torna a utilização de eixos inevitável na maioria dos projetos de máquinas de engenharia mecânica.

Em máquinas rotativas, geralmente o elemento de maior destaque de ocorrências de falhas e que deve receber uma maior monitoração das condições são os mancais. Estes possuem uma vida de trabalho finita, falham a fadiga e com frequência, estão sujeitos a maiores carregamentos mecânicos do que outros componentes. (Garcia, 2005)

Os tipos de mancais mais utilizados na indústria são classificados como mancais de rolamento e de deslizamento. Geralmente, os mancais de deslizamento (menores níveis de impacto) proporcionam níveis de vibrações menores que os mancais de rolamento. Porém, devido à facilidade de fabricação e seu custo mais barato, os mancais de rolamento são mais comumente encontrados na indústria

mecânica. Por outro lado, os rolamentos contribuem para mais de vinte e cinco por cento das falhas em equipamentos mecânicos. Portanto, um programa rotineiro de monitoração de vibrações em máquinas rotativas, torna-se de total necessidade para aumento da vida útil do equipamento. (Garcia, 2005)

Rao, em seu livro *Vibrações Mecânicas*, publicado em 2003, mostra que quando um eixo, com um disco rotativo, possui uma massa excêntrica (desbalanceada), vibrações indesejáveis surgirão. Alguns níveis de vibrações são toleráveis, dependendo do critério de projeto e da norma que se utilizar. Todavia, se a frequência de rotação do eixo e do disco se aproximar da frequência natural do sistema, as amplitudes de oscilação poderão atingir números elevados (ressonância).

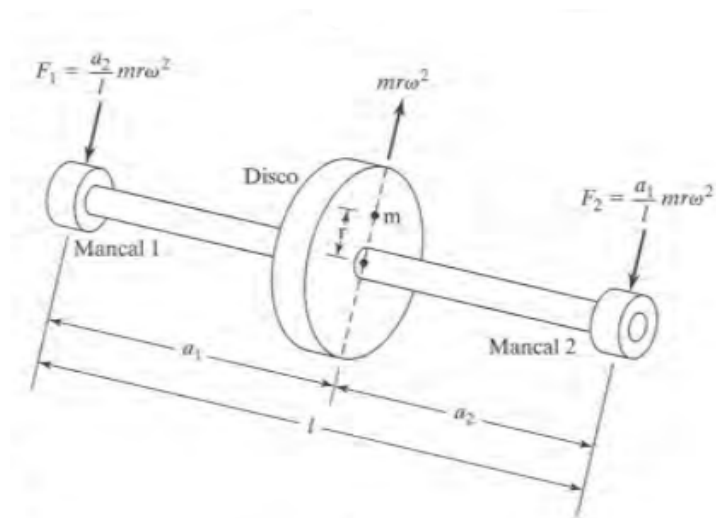


Figura 2: Eixo desbalanceado por uma massa excêntrica. (Rao, 2003 - 3ª Edição)

A figura 2 mostra um eixo desbalanceado conforme descrito no parágrafo anterior. A magnitude do desbalanceamento pode ser calculada em função das reações nos mancais de apoio (um e dois). Se a velocidade com que o disco gira (ω) for conhecida, e uma massa m , estiver a uma distância r do eixo de rotação do disco, a força centrífuga pode ser expressa por: $F = mr \omega^2$ e assim, as reações medidas nos mancais serão:

$$F_1 = \frac{a_1}{l} mr \omega^2 \text{ e } F_2 = \frac{a_2}{l} mr \omega^2 \quad (1)$$

Se o rotor possuir dimensões que o façam ser considerado um corpo rígido, o desbalanceamento pode estar distribuído aleatoriamente sobre o comprimento do rotor, conforme exemplifica a figura 3. Assim, para o balanceamento, normalmente escolhe-se os planos das extremidades do rotor para a adição de pesos balanceadores. Devido a este procedimento, dá-se o nome a esta técnica de

balanceamento em dois planos. Neste caso, além de forças resultantes nos mancais, como mostrado no modelo anterior, surgirá um momento resultante, em decorrência desta massa desbalanceada não estar exatamente na metade do comprimento do rotor de corpo rígido.

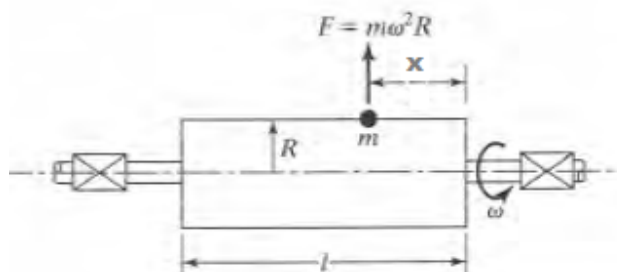


Figura 3: Rotor em forma de corpo rígido em um eixo. (Adaptado de Rao, 2003)

Momento este, que pode ser calculado por:

$$M_R = m \omega^2 R x \text{ (para o momento em relação ao lado direito do rotor na figura 2.3)} \quad (2)$$

$$M_R = m \omega^2 R (l - x) \text{ (para o momento em relação ao lado esquerdo do rotor na figura 2.3)} \quad (3)$$

Soeiro (2008) publicou um curso de fundamentos de vibrações na Universidade Federal do Pará aonde mostra que as principais causas de desbalanceamento de eixos e rotores podem ser citadas como: assimetrias, tolerâncias dimensionais, desvios de forma e imperfeições da matéria prima e modelagem. Algumas destas fontes, ou a combinação de mais de uma delas, faz com que massas do rotor não estejam perfeitamente distribuídas ao redor do eixo de rotação. Cada massa excêntrica gera uma força dinâmica radial e a combinação delas gera uma resultante em cada mancal do eixo, conforme pode ser observado na figura 4.

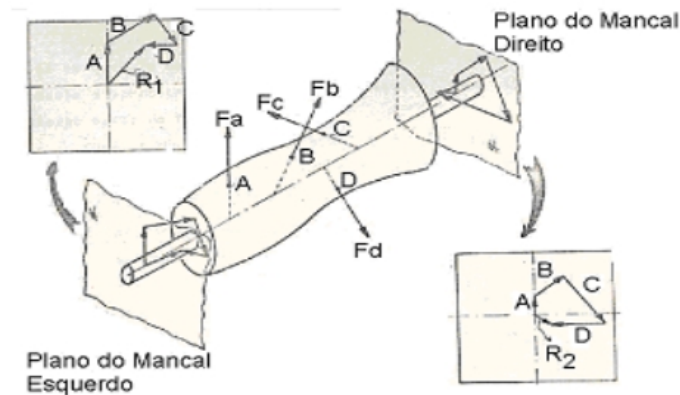


Figura 4: Resultante de forças geradas pela excentricidade das massas. (Soeiro, 2008)

A partir de então, Soeiro classifica o desbalanceamento em dois casos distintos:

- a. Desbalanceamento Estático: Aonde a resultante das forças é não nula quando parados, já que toda a massa excêntrica está distribuída uniformemente em uma linha paralela ao eixo de rotação. E por isso, o rotor sofrerá a ação da força peso, colocando este lado mais pesado para baixo.
- b. Desbalanceamento Dinâmico: Onde as massas excêntricas estão distribuídas de maneira aleatória ao redor do eixo principal de rotação do rotor e portanto, o desbalanceamento só aparecerá com o rotor em rotação.

Para expressar em termos equacionais o desbalanceamento, Soeiro utiliza o mecanismo mostrado na figura 5 aonde seu carregamento é senoidal.

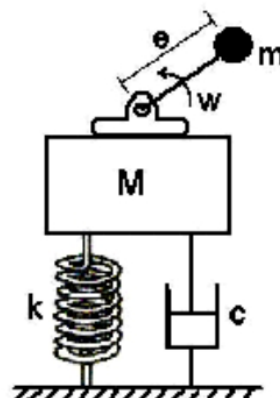


Figura 5: Modelo físico para o desbalanceamento rotativo. (Soeiro, 2008)

E considerando um sistema com apenas um grau de liberdade, pode-se determinar a equação do movimento como:

$$M \ddot{x} + c \dot{x} + kx = m \cdot e \cdot \omega^2 \sin(\omega t) \quad (4)$$

Sendo:

$$x(t) = X \sin(\omega t - \phi) \quad (5)$$

Onde X e ϕ podem ser determinados por:

$$X = \frac{m e \omega^2}{\sqrt{(k - M \omega^2)^2 + (c \omega)^2}} \quad (6)$$

$$\phi = \arctg\left(\frac{c \omega}{k - M \omega^2}\right) \quad (7)$$

Hartog (1985) em, *Mechanical Vibrations* um subcapítulo sobre o efeito giroscópico. Este efeito acontece quando o disco ilustrado na figura 2.2 situa-se muito próximo de algum dos mancais de suporte (figura 6) ou até mesmo quando o eixo foi mal dimensionado possuindo um comprimento muito longo. O efeito giroscópico ocorre devido a força centrífuga de várias partículas do disco não estarem alinhadas no mesmo plano e algumas delas tendendo a ir para uma direção e outras delas para outra, de forma a deformar o eixo. Esta causa é ilustrada na figura 7.

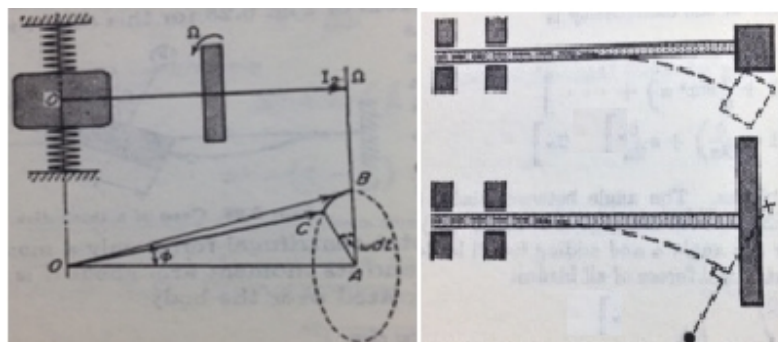


Figura 6: Efeito Giroscópico. (Hartog, 1985)

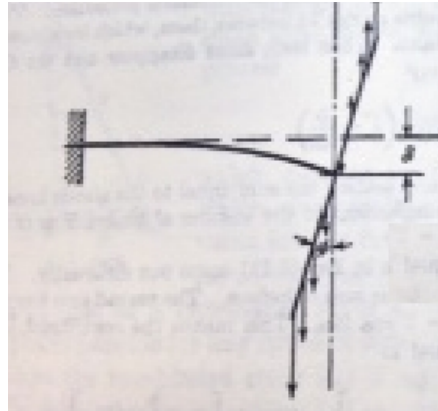


Figura 7: Forças atuantes no disco em sentidos opostos gerando o efeito giroscópico. (Hartog, 1985)

Não só em mancais, mas em diversos outros equipamentos com geometrias similares a um eixo em rotação, o problema de excesso de vibrações em eixos atua fortemente. No ramo do petróleo, uma das principais atividades e também de maior custo é a perfuração. Durante a perfuração, os níveis de vibrações indesejáveis podem chegar a valores tão altos, capazes de causar falha prematura dos componentes (principalmente da broca e do tubo de perfuração) podendo levar até de acidentes ambientais a acidentes de seres humanos que estão trabalhando na operação.

Flach et al. (2012), escreveram sobre três tipos principais de vibrações que ocorrem durante o processo de perfuração de poços verticais de petróleo. São elas:

1) Vibração axial e *Bit-Bounce*: As vibrações axiais são aquelas responsáveis por deslocamentos paralelos ao eixo da coluna de perfuração. A coluna como um todo é deslocada axialmente gerando tensões trativas e compressivas localizadas em seus componentes. A figura 8 ilustra o fenômeno da vibração axial em um eixo.

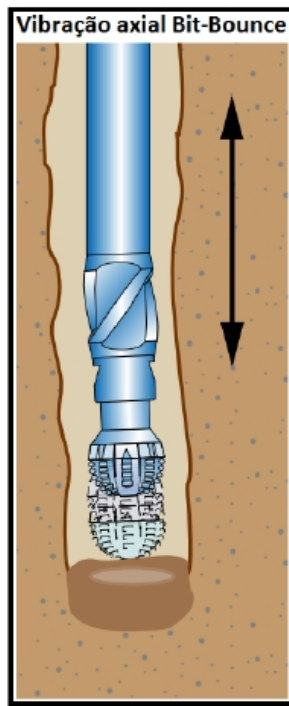


Figura 8: Vibração Axial / Bit-Bounce (slb.com)

2) Vibração torcional e *Stick-Slip*: Vibrações torcionais são referentes às vibrações de rotação ao redor do eixo longitudinal da coluna de perfuração (DIVENYI, 2009). O movimento *stick-slip* (figura 9) é caracterizado por uma vibração não suave do tipo torcional, onde, no caso de perfuração de poços, a broca diminui sua rotação por alguns instantes a um nível nulo sempre que o torque de atrito com a formação for maior que o torque disponibilizado na ponta da broca.

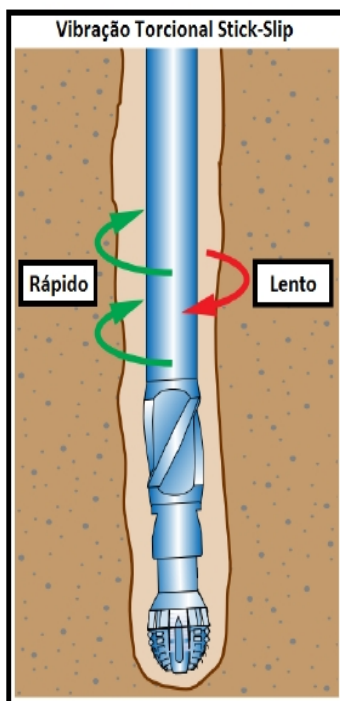


Figura 9: Vibração Torcional / Stick-Slip (slb.com)

3) Vibração Lateral e *Whirl*: As vibrações laterais são aquelas que ocorrem em direções ortogonais ao eixo axial da coluna de perfuração. Um fator importante a ser observado é que dependendo da intensidade da vibração lateral, o eixo, choca-se com o meio que o envolve. O fenômeno de *whirl* (Figura 10) é um caso particular de vibração lateral, ocasionado normalmente pelo desbalanceamento do centro de massa da coluna.

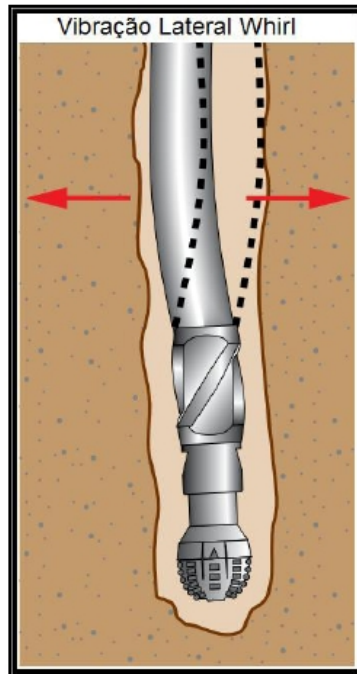


Figura 10 - Vibração Lateral / Whirl (slb.com)

Recorrentemente, após a perfuração, o poço não possui uma diferença de pressão suficiente para produzir petróleo a uma vazão comercialmente viável. Uma das principais maneiras de aumentar a produção de um poço produtor é através de técnicas de elevação artificial (*artificial lift*). Para tal, um dos equipamentos utilizados são as bombas centrífugas submersas (*BCS*) (*ESP – electrical submersivel pump*). A figura 11 mostra um dos modelos mais simples e usuais de uma *BCS*.

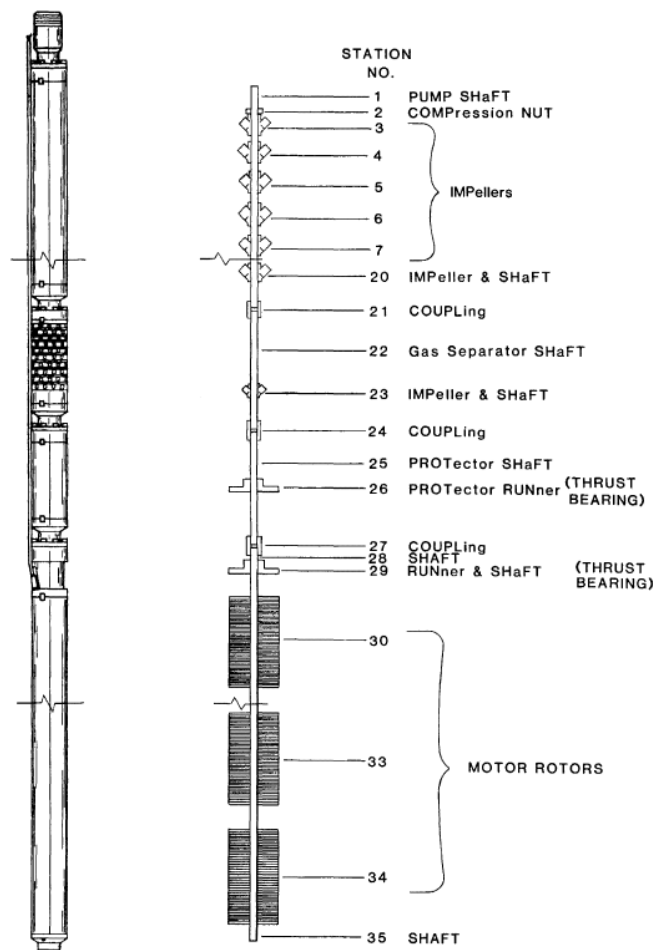


Figura 11 - Bomba Centrífuga Submersa (Briner, T. R., 1982)

Briner et al. (1982) publicaram um artigo para a Sociedade de Engenheiros de Petróleo (*SPE – Society of Petroleum Engineers*) onde mostraram diversos problemas no eixo rotativo desta bomba. No trabalho, os autores citam que a falha pode ocorrer em pontos onde aparentemente não são os de maiores níveis de tensão. Os tipos de vibrações podem ser de origem torcional, axial ou lateral, ou até mesmo a combinação de algumas delas. Muitas das vezes, até a energia elétrico-magnética acumulada no motor da bomba pode se transformar em energia mecânica e contribuir para a rotação involuntária do eixo.

Também para a *SPE*, em 1990, Durham, O. M. et al, escreveram que muitas das vezes, essas bombas centrífugas submersas (*BCS*) podem ser instaladas horizontalmente na superfície do poço (figura 12), e nestes casos, evidencia-se com muito mais facilidade as causas de falhas vibracionais. Desta forma, mancais de rolamento são instalados nas extremidades do eixo, e conforme a vibração do eixo ocorre, a lubrificação dos mancais vai se tornando insuficiente até que o contato metal-com-metal

entre, a carcaça e as esferas do rolamento, se eleva e a fricção causada leva a altos índices de calor e excessivos carregamentos cíclicos. Testes experimentais, concluíram que outros dois pontos principais se destacam na ocorrência de falhas: falta de vedação do selo da bomba e escoamento prematuro dos mancais do motor. Entretanto, há evidências que o motor não é causa da falha do mancal, o que os leva a concluir que o principal contribuinte para o escoamento são as vibrações excessivas que acontecem nos estágios da bomba quando giram a velocidades próximas das velocidades críticas de trabalho da bomba.



Figura 12: Bomba Centrífuga Submersa instalada horizontalmente (bakerhughes.com)

Embora ainda não comprovado cientificamente, alguns autores acreditam que o desbalanceamento do eixo da bomba e os problemas ocasionados por vibrações excessivas, sejam oriundos não só de um desbalanceamento mecânico como também de um desbalanceamento hidráulico. Quando o fluido em alta velocidade atinge os estágios da bomba, devido à diferença de densidade e pressão, isto causa forças internas aos estágios fazendo com que estes girem de maneira desigual. Um estudo mais aprofundado e dedicado a este tema faz-se necessário para que enfim, algo seja comprovado.

III. Ligas com Memória de Forma

3.1 Introdução às Ligas com Memória de Forma

“A designação de ligas com memória de forma é aplicada a um grupo de materiais metálicos que demonstra a capacidade de retomar uma forma ou tamanho previamente definidos quando sujeitas a um ciclo térmico apropriado. Geralmente estes materiais podem ser facilmente deformados plasticamente a uma temperatura relativamente baixa e, ao serem expostos a uma temperatura mais elevada, retomam a forma inicial (antes da deformação).” (Fernandes, F. M. B – Lisboa, 2006)

Os materiais com memória de forma são ligas metálicas com características especiais associadas à transformação de fase promovida por carregamentos termomecânicos. Estes materiais apresentam a capacidade de desenvolver grandes forças e deslocamentos recuperáveis. A pseudoelasticidade é um fenômeno observado nesses materiais durante carregamentos cíclicos e envolve a presença de laços de histerese e a alteração do módulo de elasticidade. Este comportamento permite que dispositivos de ligas com memória de forma modifiquem suas características dinâmicas como rigidez e dissipação de energia. (Pacheco, P.M.C.L, Adeodato, A. 2013)

Ligas com memória de forma (*ShapeMemoryAlloys - SMA*) classificam-se dentro de um grupo maior de materiais chamados de Materiais Inteligentes. Junto com as SMA, encontram-se os materiais com efeitos pizeletricos, eletrostrictivos, magnetoescritivos, fluidos eletro-reológicos e fluidos magneto-reológicos (Pereira, 2009). As ligas de SMA também são conhecidas por serem materiais onde há formação da fase microestrutural martensítica termoelástica. Desta forma, o material sofre uma deformação mudando sua microestrutura de austenita para martensita através de um mecanismo de maclagem, abaixo da temperatura de transformação. O processo reverso, muitas vezes possível, acontece quando a microestrutura (martensita maclada) retorna à fase mãe por aquecimento. A figura 13 mostra a deformação e a transformação de fase de uma liga SMA e seu retorno através de um aquecimento.

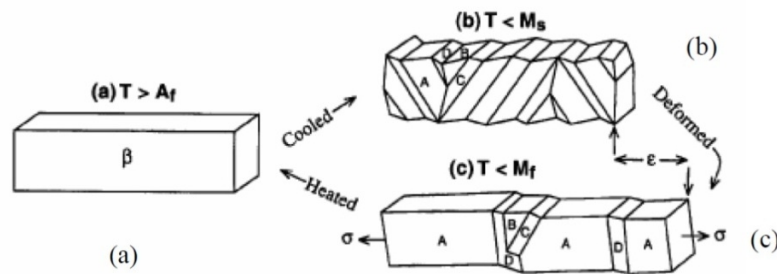


Figura 13: (a) Um cristal austenítico. (b) Variantes auto acomodantes macladas A, B, C e D, após arrefecimento e transformação em martensita. (c) A variante A torna-se dominante quando a tensão σ é aplicada. (Fernandes, 2006)

Em teoria, quase todos os materiais submetidos a uma transformação de fase austenita – martensita ou vice e versa, podem apresentar o efeito memória de forma. Entretanto, atualmente, só as ligas baseadas nos sistemas NiTi, CuZnAl, CuAlNi e, mais recentemente, o FeMnSi são utilizadas para aplicações industriais. A transformação martensítica acontece quando a energia livre da martensita é inferior à da austenita; a temperatura logo abaixo da qual esta condição acontece se chama temperatura crítica. A fase com menor energia livre será a mais estável. A transformação (M_s a M_f para a transformação direta, A_s a A_f para a transformação inversa) deve-se sobretudo à energia elástica armazenada. A histerese de transformação é devida à energia irreversivelmente dissipada sob a forma de atrito interno durante a transformação. O fato de estes materiais dissiparem essa energia os torna no campo da indústria, muito importantes no que diz respeito a atenuadores de vibrações. (Paiva, 2004)

As SMA possuem comportamentos termomecânicos muito complexos. Destacam-se os efeitos memória de forma (para baixas temperaturas) e pseudoelasticidade (para altas temperaturas) por serem mais frequentes. Os fenômenos das SMAs estão associados à transformação de fase, martensita para austenita e vice e versa, que pode ser induzida tanto pela variação da temperatura quanto por variação do nível de tensão devido a um carregamento. (Pereira, J. H. I. – 2009) A figura 14 mostra uma representação esquemática da microestrutura sendo deformada e retornando por um carregamento aplicado ou por uma variação de temperatura.

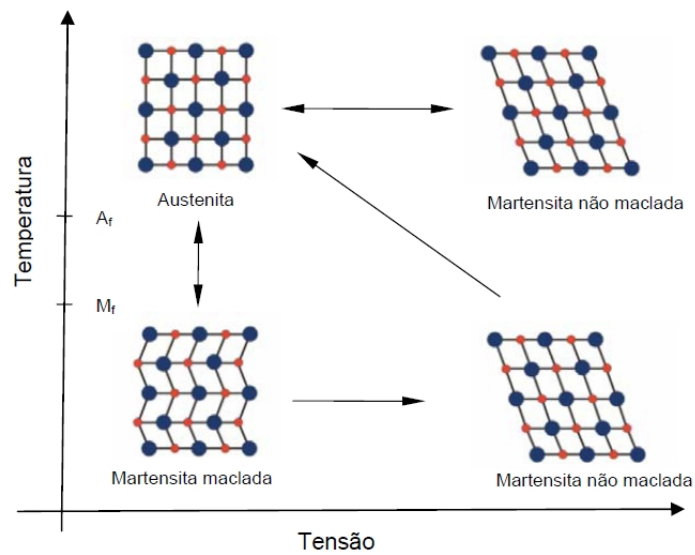


Figura 14: Transformação de fase de ligas SMA (Aguiar,2011)

3.2 Comportamento Termomecânico

As propriedades mecânicas das Ligas com Memória de Forma variam bastante de acordo com a faixa de temperatura que ocorre a sua transformação. Isto pode ser observado através do gráfico da figura 15, onde é mostrado a curva tensão x deformação para uma liga NiTi testada em temperaturas abaixo, dentre e acima da sua temperatura de transformação austenítica (La Cava, 1999). A figura XX mostra um material em seu comportamento metálico comum na curva (a), um material experimentando o efeito memória de forma na curva (b) e um terceiro material atuando com pseudoelasticidade na curva (c).

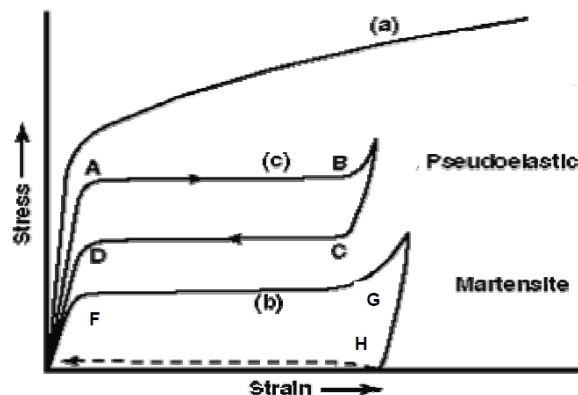


Figura 15: Contraste entre um material metálico comum, o efeito memória de forma e o efeito pseudoelástico. (Adaptado de La Cava, 1999)

A tabela 1 mostra algumas ligas que apresentam o efeito memória de forma e suas faixas de temperatura de transformação de fase. Devido a isso, há uma enorme importância na seleção da porcentagem dos elementos que compõem a liga para que o resultado obtido seja de acordo com o esperado. Deve-se chamar atenção para as ligas de Níquel-Titânio, pois são as únicas na tabela 1 que aparecem com sua temperatura de histerese muito próximo da temperatura ambiente (30 °C). Este deve ser um dos motivos da liga NiTi ser uma das mais utilizadas para absorver vibrações, visto que geralmente não necessitam de outro equipamento para colocá-la em sua temperatura de transformação.

Tabela 1: Composição e temperaturas de algumas ligas com a propriedade da memória de forma (La Cava, 1999 apud Hodgson, 1998).

LIGA	COMPOSIÇÃO	FAIXA DE TEMPERATURA DE TRANSFORMAÇÃO		TEMPERATURA DE HISTERESE (APROXIMADO)	
		°C	°F	°C	°F
Ag-Cd	44 a 49 % de Cd	-190 a -50	-310 a -60	15	25
Cu-Al-Ni	14 a 14,5 % de Al 3 a 4,5 % de Ni	-140 a 100	-220 a 212	35	65
Ni-Al	36 a 38 % de Al	-180 a 100	290 a 212	10	20
Ni-Ti	49 a 51 % de Ni	-50 a 110	-60 a 230	30	55
Fe-Mn-Si	32 % de Mn; 6 % de Si	-200 a 150	-330 a 300	100	180

Na curva a da figura 15 um comportamento mecânico comum é apresentado. O material experimenta a fase elástica quando submetido a um carregamento (trecho linear da curva a) e quando ultrapassado seu limite de escoamento, entra na fase plástica (trecho não linear da curva a). A curva c caracteriza um material com a propriedade da pseudoelasticidade, ou superelasticidade. Para que o fenômeno da pseudoelasticidade aconteça, é necessário que o material seja submetido ao carregamento em uma temperatura ligeiramente acima da sua temperatura de transformação de fase. Neste caso, o material passa por sua fase elástica do ponto O até o ponto A e em seguida entra no que se chama de fase de transformação de fase. Onde a austenita começa a se transformar em martensita.

3.3 Efeito Pseudoelástico

Conforme a figura 16, entre o ponto O e o ponto A, o material apresenta um comportamento semelhante a um material metálico comum. Esta fase é chamada de fase linear. No efeito pseudoelástico, a martensita é formada por tensão a partir do ponto A até o ponto B onde o material passa pelo que chamam de parte de transformação de fase. E caso continue aumentando a tensão aplicada, o material volta a sua fase linear (trecho após o ponto B). Porém, quando retirado o carregamento mecânico, a martensita passa a ser instável, começando a partir do ponto C a realizar o efeito inverso, até atingir o ponto D, retornando a composição austenítica.

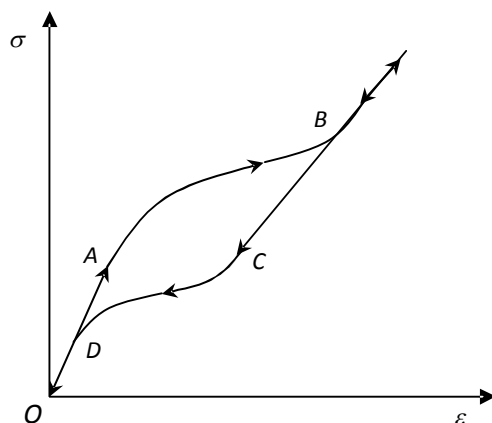


Figura 16: Gráfico da tensão x deformação durante um carregamento e descarregamento de uma liga SMA

A pseudoelasticidade é um fenômeno não linear, e por isso, o módulo de Young torna-se muito difícil de ser definido. Há uma variação caótica do módulo de Young entre o ponto A e B e novamente entre o ponto C e D.

Como visto na figura 16, há uma área formada entre as linhas de carregamento e descarregamento. Esta área, chamada de loop de histerese, representa a energia dissipada nesse processo (Lagodas, 2008). Isto torna os materiais com pseudoelasticidade uma excelente opção para redução de vibrações e absorção de energia. A figura 17 exemplifica o supracitado.

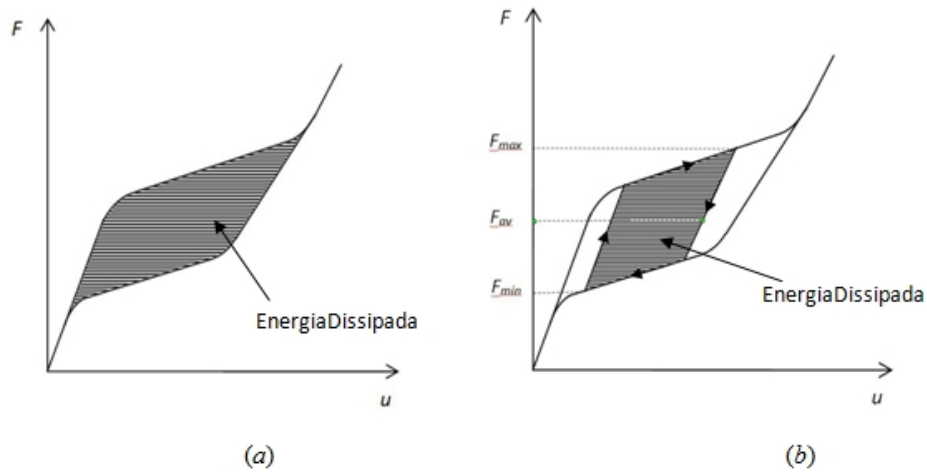


Figura 17: Dissipação de energia em pseudoelasticidade (a) Dissipação de energia para uma situação de vibração (b)

3.4 Efeito Memória de Forma One Way

O efeito memória de forma, conforme introduzido anteriormente, pode ser dividido em basicamente dois tipos:

O efeito memória de forma de uma via (one way) é representado na figura 18. Este efeito ocorre quando o material é submetido a temperaturas inferiores à de formação da martensita. Embora sua forma macroscópica não sofra mudança alguma, sua estrutura cristalina sofre transformação (La Cava,

199). Assim, a martensita induzida por temperatura (maclada) sofre transformação de fase por uma tensão aplicada se transformando em martensita não maclada, do ponto A até o ponto B, como mostra a figura 18. Depois de retirado o carregamento, a martensita induzida por tensão é estável. Este é o motivo de aparecer uma tensão residual no ponto C. Para retomar a forma original, e recuperar a deformação residual, é necessário aquecer a liga até a temperatura de austenitização, resfriando em seguida e retornando para microestrutura de martensita induzida por temperatura (maclada). (Bandeira, 2005)

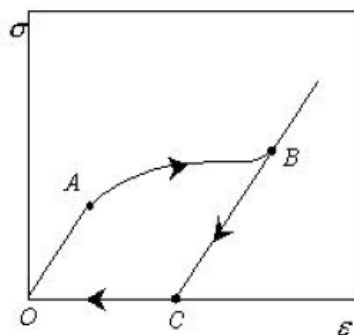


Figura 18: Efeito memória de forma oneway – Tensão x Deformação

3.5 Efeito Memória de Forma Two Way

Este efeito consiste na mudança de fase ocorrer no aquecimento e no resfriamento. Em comparação com as ligas de oneway, as de twoway sempre possuirão capacidade de tensão menor. No entanto, forças de restituição elevadas podem ser obtidas no aquecimento (La Cava, 1999). O efeito é mostrado na figura 19. O material se comporta semelhantemente ao efeito memória de forma one way, com a diferença que não há mudança de fase só com o aquecimento e sim também com o resfriamento do material.

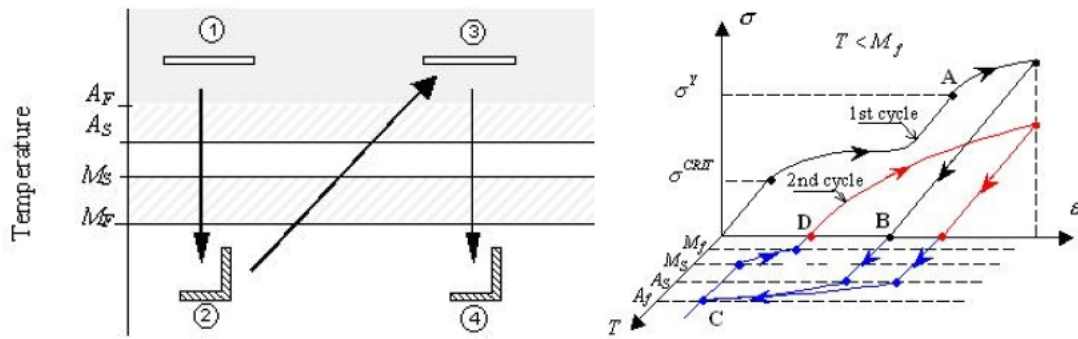


Figura 19: Efeito memória forma twoway – Curva Tensão x Deformação x Temperatura

3.6 Treinamento das Ligas Memória de Forma

Anteriormente apresentou-se os efeitos de memória de forma one way onde há recuperação da forma original quando o material é aquecido. Contudo, se uma liga com memória de forma é sucessivamente exposta a uma mesma deformação, ela começa a adquirir o treinamento para two way. (La Cava, 1999)

"Por exemplo: se um fio de SMA for alongado 1,5% na sua fase martensítica, aquecido até a temperatura onde só se encontra a fase austenítica para recuperação da forma original e resfriado a temperatura onde só se encontra a fase martensítica e este processo é repetido diversas vezes, então o fio irá sem nenhuma tensão aplicada alongar-se 1,5% do seu comprimento original quando se encontrar na fase austenítica." (La Cava, 1999)

3.7 Principais aplicações das ligas com Memória de forma

As ligas SMA estão sendo empregadas em inúmeras áreas. Desde engenharia automobilística, aeronáutica a medicina e odontologia. Os mais comuns são: Absorvedores de vibrações, Cirurgias cardiovasculares, aparelhos odontológicos, flaps de asas de avião, atuadores para ferramentas de completção de poços de petróleo e muitas outras.

Área Aeronáutica

Um exemplo da utilização de materiais com liga de memória de forma são fios de SMA aplicados ao *flap* de asas de aviões. Os fios fazem o papel de atuadores que com o passar da corrente elétrica realizam o movimento de contração. Esta nova configuração tende a substituir a configuração padrão (hidráulica), pois possui características muito mais simples e compactas além de serem mais eficientes. A figura 20 mostra como atuam os fios de SMA nos *flaps*.

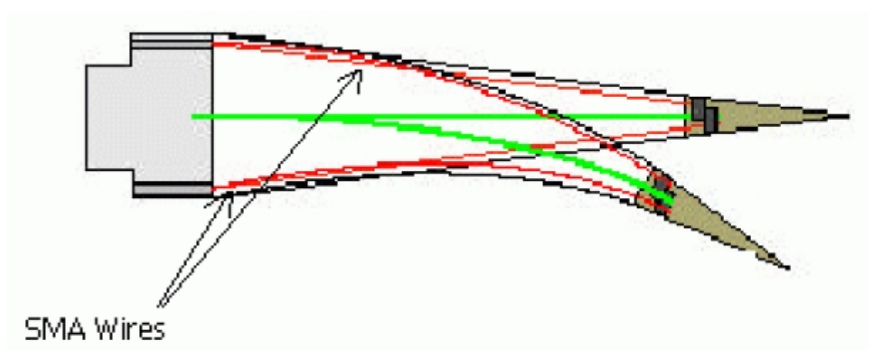


Figura 20: Fios SMA acionando os flaps. (Pereira, 2009)

Neto(2012 e 2013) estudou este acionamento para um aeromodelo do tipo cargueiro utilizado nas competições SAE Brasil AeroDesign. Foram feitas análises analíticas, numéricas e experimentais com células de carga de modo a se obter diversos registros do comportamento do conjunto fio-mola em função de gradativos carregamentos e descarregamentos aplicados. Os fios são aquecidos e resfriados através de uma corrente elétrica de maneira que é analisada a capacidade de controle do flap (figura 21 a e b e figura 22). Foi constatado que o modelo analítico e experimental se iguala para o caso do resfriamento. Entretanto, para o caso do aquecimento, não há tanta aproximação. Uma causa averiguada foi a diferença relacionada ao atraso na estabilização da corrente elétrica fornecida ao fio pela. Já para o modelo numérico, constatou-se que o modelo implementado na linguagem de programação C conseguiu representar qualitativamente a etapa do aquecimento do sistema fio-mola, mas ainda não foi conseguida a correspondência dos valores entre os modelos e não conseguiu representar adequadamente a transformação de fase na etapa do resfriamento do fio de SMA. Desse modo, o modelo numérico deve ser revisto e ampliado de modo a poder representar o comportamento termomecânico do sistema nas etapas envolvidas.

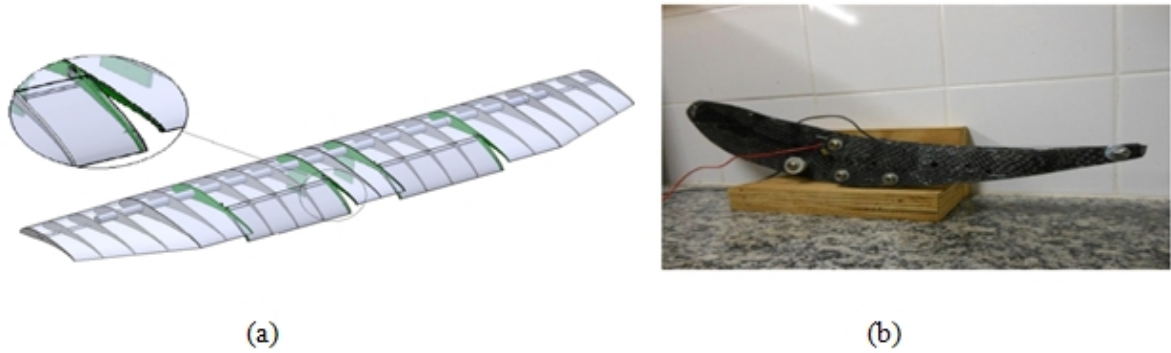


Figura 21: Utilização dos mecanismos SMA na asa do aeromodelo, (b) Modelo de flap acionado. (Neto, 2012)



Figura 22: Mecanismo de carregamento e descarregamento utilizado para análise experimental. (Neto, 2012).

Outro exemplo ainda na área aeronáutica é apresentado por Aguiar (2011) apud Hartl et al., (2010). Os artigos colocam em evidência atuadores cíclicos de SMA na forma de vigas com geometria variável. Desta forma, os ruídos dos motores a jato são reduzidos consideravelmente durante a decolagem e seu período de viagem (figura 23). Testes experimentais tem sido desenvolvidos para comprovar os modelos numéricos.

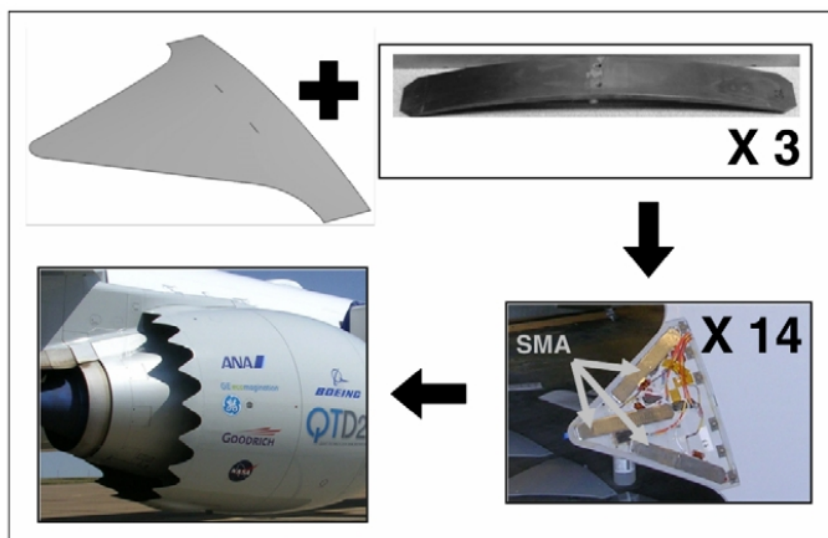


Figura 23: Aplicação de placas de SMA para redução de ruídos nos motores a jato. (Aguiar 2011, apud Hartl et al. 2010)

Área Automotiva

Na indústria automobilística também é usado este tipo de liga. A figura 24 mostra um exemplo de onde o efeito memória de forma sofre efeito térmico e é utilizado para acoplamento de tubos de difícil acoplamento por vias tradicionais.



Figura 24: Acoplamento de tubos com união de SMA (Pereira, 2009)

Indústria de Óleo e Gás

A indústria de óleo e gás movimentava bilhões de dólares por ano e é um dos principais meios de geração de novas tecnologias. Os desafios de perfurar e extrair petróleo e gás natural cada vez em águas mais profundas e condições mais difíceis fazem desta área uma excelente oportunidade para criação e inovação para a engenharia mecânica. Há estudos que dizem que o petróleo ainda terá grandes chances de ser a principal fonte de energia durante as próximas duas décadas. (Thomas, 2004). O Rio de Janeiro, passa hoje talvez pela maior dificuldade da sua história de extração de óleo com os campos do pré-sal.

A utilização de ligas de SMA vem sendo muito bem aproveitada neste ramo. Entretanto, muito ainda pode-se fazer e aplicar para problemas da indústria petrolífera. Uma plataforma operadora pode conter milhares de tubos, que quando conectados por conexões de memória de forma pode economizar muito tempo na montagem e na manutenção. Conexões deste tipo não necessitam de inspeção de raios-X. (Lewis, 2013)

Um dos principais equipamentos de segurança de poços de petróleo chama-se *Blowout Preventor (BOP)*. O *BOP*, mostrado na figura 25, serve para controle e fechamento do poço em casos de emergência, onde o fluxo de óleo oriundo do poço atinge níveis incontroláveis podendo causar vazamentos e sérios danos ambientais. O controle de um *BOP* pode ser muito otimizado com a implementação de atuadores com memória de forma. Há uma significativa redução no tempo de fechamento do poço bem como uma maior força disponível quando comparado com um sistema comum de fechamento. O tamanho de suas caixas de controle também pode ser bem reduzido e ficar mais leve quando feito por fios e molas de SMA além de consumir menos energia para operar. (Ning, 2006)



Figura 25: Blowout Preventor (BOP) (www.compasscompression.corsafety.ca)

Área Médica

A figura 26 ilustra alguns dispositivos endovasculares com ligas com memória de forma. Estes são só alguns dos componentes que são utilizados na área médica, mais especificamente para cirurgias endovasculares para desobstrução e combate a aneurismas.



Figura 26: Dispositivos endovasculares, *stents*, fio e balão. (Pereira, 2009 apud Memry Corporation).

Estes procedimentos são feitos basicamente para dilatar a artéria e conseqüentemente aumentar o fluxo de sangue nos vasos sanguíneos. Em seguida, são introduzidos *stents*, tubos na forma compactada dentro da artéria. O tubo é colocado na região onde a artéria foi dilatada. Logo após, o *stent* é aberto fazendo com que a artéria fique com um diâmetro semelhante ao de uma artéria normal.

Luvas com memória de forma vêm sendo desenvolvidas para auxílio na ortopedia e fisioterapia. As luvas possuem fios de SMA na região dos dedos e possuem a função de reproduzir o movimento dos músculos da mão. Nesta situação, o efeito memória de forma reversível (two-way) é explorado de tal forma que quando a luva é aquecida, os fios se contraem fazendo com que a mão se feche (figura 27 a). Quando a luva é resfriada, os fios sofrem descarregamento da tensão gerada e a luva tende a abrir, voltando para sua forma original (figura 27 b). A alternância de movimento é responsável pelo fortalecimento da musculatura. (Paiva, 2004)



Figura 27: Luva com fios de SMA para ortopedia/fisioterapia. (Paiva, 2004)

Área Odontológica

Na área odontológica, fios com memória de forma são aplicados em aparelhos ortodentários para tratamento de correção dos dentes. Um esquema ilustrativo é mostrado na figura 28. À temperatura ambiente, o fio é bem flexível. Todavia, dentro da boca humana, onde a temperatura é de aproximadamente 37°C, os fios de SMA sofrem um pequeno aquecimento mas necessário para que comecem a exercer forças nos dentes a ponto de muda-los de posição na arcada dentária. Os aparelhos ortodentários feitos com esse tipo de liga movem os dentes através da aplicação de uma força constante, reduzindo a necessidade de um aperto dos fios com uma maior frequência. Isto acelera o processo de correção e o tratamento. (La Cava, 1999)

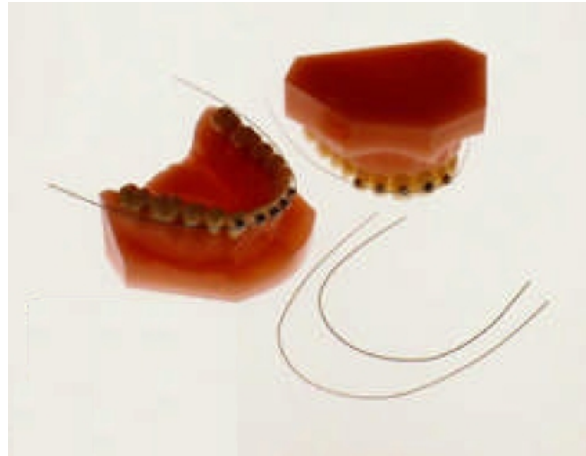


Figura 28: Aparelho ortodentário utilizando ligas de SMA. (La Cava, 1999)

3.1 Vantagens e desvantagens dos materiais SMA

Assim como qualquer outro tipo de material, as ligas de SMA possuem vantagens e desvantagens em sua utilização. Conforme mencionado anteriormente, muitos fatores vão interferir no resultado e comportamento seguido por estas ligas. A seleção da composição, elementos, temperatura de trabalho, carregamento e outras propriedades mecânicas serão decisivas no sucesso do projeto que envolva ligas com memória de forma. (Aguiar, 2011)

Dentre muitas outras, algumas vantagens se destacam no uso de ligas SMA e relação a outros materiais. Destaca-se a: biocompatibilidade, resistência mecânica, resistência à corrosão e sua aplicabilidade a diversos ambientes de trabalho. (Aguiar, 2011)

Por outro lado, algumas desvantagens podem ser citadas, fazendo com que o uso de ligas de SMA não sejam a melhor escolha na seleção do material para um determinado projeto. São elas: custo elevado da produção, controle difícil de composição e homogeneidade e pouca resistência à fadiga. (Aguiar, 2011)

IV. Estratégias para Reduzir Vibrações em Eixos

As formas de se atuar aumentando a durabilidade de eixos rotativos podem ser definidas de duas maneiras, principalmente: Alterando o projeto do eixo e seus componentes ou realizando a manutenção adequada e periódica. Dependendo do caso e de condições aleatórias, um método será melhor ou mais eficiente que o outro. Por definição, manutenção é “o ato ou efeito de manter” ou o “dispêndio com a conservação de alguma coisa”. Dentro da área de atuação da manutenção, quatro estratégias se destacam: Reativa ou a demanda, preventiva, preditiva e a proativa (manutenção otimizada). As divergências conceituais entre cada um dos tipos ainda não foi sanada. Entretanto, pode-se dizer que a manutenção preditiva é a que atualmente possui maior enfoque.

No caso da alteração do projeto, de uma maneira geral, existe quatro formas de se atuar no controle de vibrações. São elas: (Rao, 2003).

- a. Controlar as frequências naturais do sistema e evitar a ressonância sob excitações externas.
- b. Evitar resposta excessiva do sistema, introduzindo um mecanismo amortecedor ou de dissipação de energia.
- c. Reduzir a transmissão das forças de excitação de uma parte da máquina para outra mediante a utilização de isoladores de vibrações.
- d. Reduzir a resposta do sistema mediante a adição de um neutralizador de massa ou absorvedor de vibração auxiliar.

4.1 Controlar as frequências naturais e evitar a ressonância

A frequência natural de um sistema pode ser definida por: $\omega_n = \left(\frac{k}{m}\right)^{1/2}$ (8)

onde:

ω_n = Frequência natural de vibração do sistema.

k = Rigidez do sistema.

m = Massa do sistema.

No intuito de controlar a ressonância aumentando a frequência natural, pode-se fazê-lo alterando a rigidez do sistema ou a própria massa. Modificar a massa do sistema, geralmente, torna-se uma missão muito complicada ou inviável, uma vez que as limitações e necessidades do projeto já tornam esta variável um valor definido aproximado. A estratégia então é atuar na rigidez. A figura 29 mostra a rigidez equivalente para alguns casos simplificados de eixos que podem ser colocados em condições de vibrações.

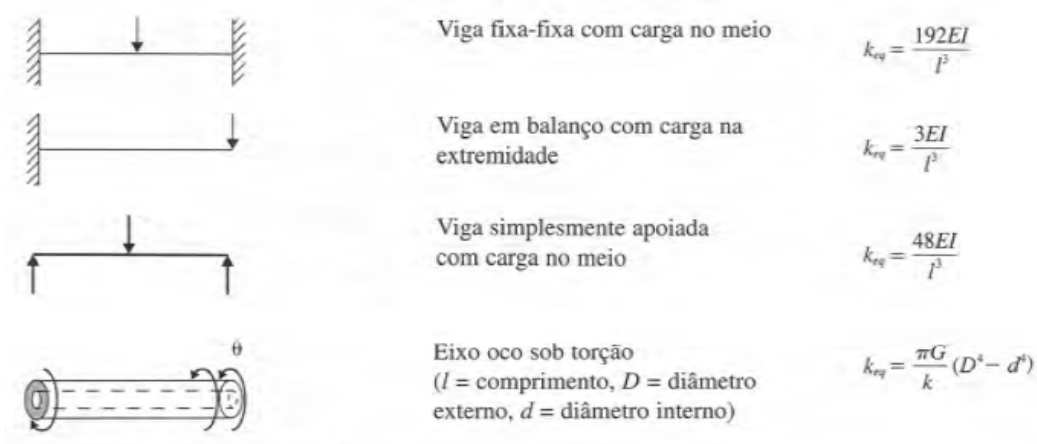


Figura 29: Rigidez equivalente para alguns casos simplificados de eixos em vibrações. (Adaptado de Rao, 2003).

Como pode ser visto, a rigidez equivalente (k_{eq}) depende de uma constante, do módulo de elasticidade (E), do momento de inércia (I), do comprimento do eixo (l) e da relação entre diâmetro externo e diâmetro interno (D e d) para o caso de um eixo oco sob torção. Então, para aumentar a frequência natural, busca-se aumentar a rigidez (k), uma vez que a rigidez está no denominador da fração da frequência natural. Desta maneira, a rigidez aumenta quando se diminui o tamanho do eixo (l) ou quando se aumenta o E , I ou a relação entre os diâmetros externo e interno. Conforme o que foi dito anteriormente, pode-se ver a importância da seleção do material bem como a sua forma e eixo de rotação.

4.2 Evitar resposta excessiva do sistema, introduzindo um mecanismo amortecedor ou de dissipação de energia

Contudo, corriqueiramente acontece de o sistema possuir uma faixa de velocidade pré determinada de trabalho, como por exemplo: motores elétricos e motores de combustão interna. Nestes

casos, provavelmente não será possível evitar a ressonância sob todas as condições de operação. A saída então é introduzir um elemento de amortecimento ao sistema. Para tal, na maioria dos casos, usa-se materiais visco elásticos.

Para sistemas com um grau de liberdade, com amortecimento interno e excitação harmônica $F(t) = F_0 e^{i\omega t}$, a equação do movimento pode ser expressa por:

$$m \ddot{x} + k(1 + i\eta)x = F_0 e^{i\omega t} \quad (9)$$

Onde η é denominado o fator de perda: $\eta = \text{Energia dissipada durante um ciclo de deslocamento máximo dividido pela máxima energia de deformação do ciclo}$. Os valores do fator de perda são maiores para materiais visco elásticos, por isso, esses materiais são usados para prover amortecimento interno.

4.3 Reduzir a transmissão das forças de excitação de uma parte da máquina para outra mediante a utilização de isoladores de vibrações

A terceira maneira de se controlar a vibração ou evitar que os níveis causados por ela cheguem a valores inaceitáveis tem a ver com as forças que são transmitidas a fundação (base do equipamento) e chama-se de isolamento da vibração. A transmissibilidade, ou seja, a força que é transmitida à base, pode ser determinada por:

$$Tr = \frac{1 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (10)$$

Onde $\zeta = \frac{c}{c_c} = \text{fator de amortecimento}$.

Esta estratégia pode ser usada em dois tipos de situações: Na primeira, a fundação (base) da máquina vibratória é protegida contra forças desbalanceadoras (é o caso de máquinas alternativas e rotativas) ou forças impulsivas (prensas de forjar ou estampar). Na segunda, o sistema é protegido contra o movimento de sua fundação, como no caso da proteção de um instrumento ou equipamento

delicado contra o movimento da embalagem que o contém. A partir da figura 30 pode-se notar que para valores onde a razão da velocidade de rotação pela frequência natural é menor que $\sqrt{2}$, o sistema terá uma transmissibilidade maior que 1, ou seja, as forças transmitidas da máquina a fundação serão amplificadas. Por outro lado, se o projeto do eixo for feito de forma que esta razão assuma valores aproximadamente maiores que $\sqrt{2}$, as forças transmitidas serão reduzidas, atenuando os efeitos vibratórios devido à transmissibilidade assumir valores menores que 1.

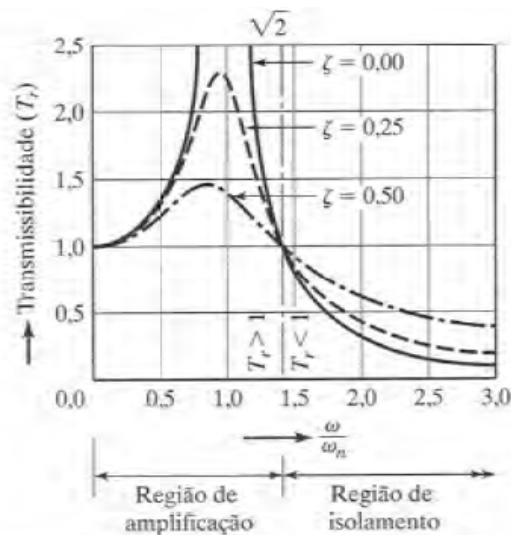


Figura 30: Regiões de amplificação e isolamento das forças transmitidas a fundação. (Rao, 2003 - 3ª Edição)

4.4 Reduzir a resposta do sistema mediante a adição de um neutralizador de massa ou absorvedor de vibração auxiliar

E, finalmente, a quarta estratégia e tema principal deste projeto, a utilização de um elemento absorvedor de vibração. Estes elementos podem ser chamados de neutralizadores de vibrações ou absorvedores dinâmicos de vibração (mais um sistema massa-mola). O absorvedor deve ser projetado de tal forma que as frequências naturais do sistema resultante fiquem longe da frequência de excitação. O novo sistema massa-mola pode ser de dois tipos: não amortecido e amortecido.

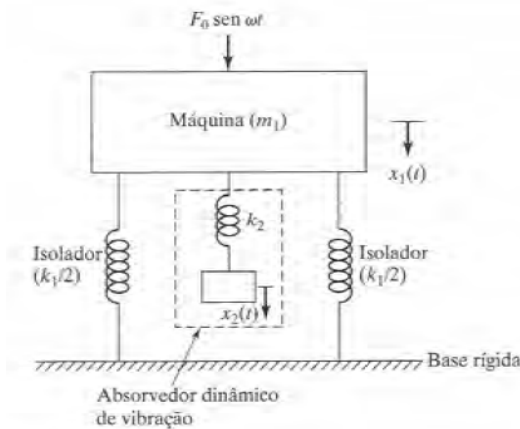


Figura 31: Absorvedor dinâmico de vibração não amortecido (Rao, 2003)

Um exemplo de absorvedor dinâmico de vibrações não amortecido por ser visto na figura 31 na parte destacada pela linha pontilhada. Conforme mencionado anteriormente, o absorvedor de vibrações é mais um sistema massa-mola acoplado ao sistema original. Quando ligado uma massa auxiliar m_2 a uma máquina de massa m_1 por meio de uma mola de rigidez k_2 , o sistema passa a ter dois graus de liberdade, e pode ser equacionado da seguinte maneira:

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) = F_0 \text{ sen } \omega t$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) = 0$$

Supondo uma solução harmônica, as amplitudes de oscilação podem ser dadas por X_1 referente à máquina e X_2 ao absorvedor de vibração:

$$X_1 = \frac{(k_2 - m_2 \omega^2) F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (11)$$

$$e \quad X_2 = \frac{k_2 F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (12)$$

Para que a amplitude de m_1 seja zero, o numerador da fração de X_1 deve ser igual à zero, o que dá:

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} \quad (13)$$

E o efeito sob o sistema e sua frequência de ressonância ao ser adicionado um absorvedor de vibração não amortecido pode ser observado pela figura 32:

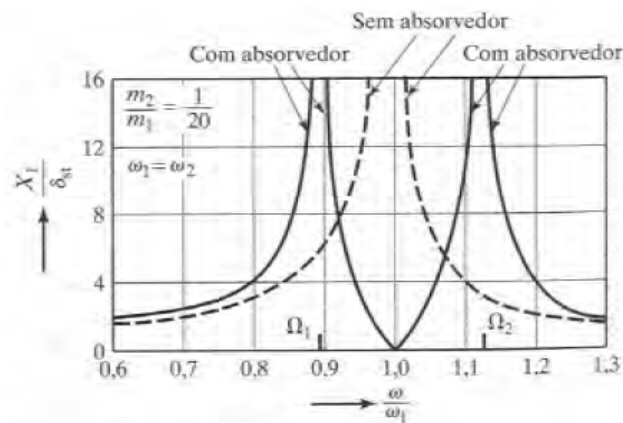


Figura 32: Deslocamento da frequência de ressonância através da adição de um elemento absorvedor de vibração não amortecido. (Rao, 2003)

Absorvedor dinâmico de vibrações amortecido:

Pode-se perceber pela figura 32 que o absorvedor dinâmico de vibrações não amortecido é eficiente para tirar a frequência natural do sistema de valores próximos ao de frequência de excitação. Entretanto, ele adiciona dois novos picos de frequências naturais onde à máquina deverá passar durante a partida e durante a parada. A amplitude da máquina pode ser reduzida com a adição de um absorvedor de vibração amortecido, como mostra a figura 33.

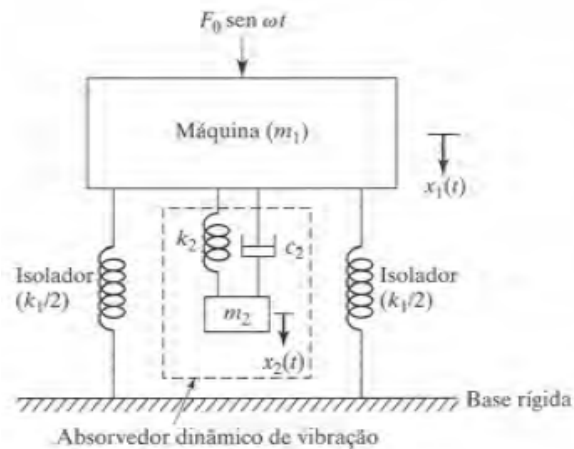


Figura 33: Absorvedor dinâmico de vibração amortecido. (Rao, 2003)

Onde as equações de movimento das duas massas ficam:

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) + c_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = F_0 \sin \omega t \quad (14)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \quad (15)$$

e as amplitudes de oscilação da massa 1 (X_1) e da massa 2 (X_2):

$$X_1 = \frac{(k_2 - m_2 \omega^2 + i c_2 \omega) F_0}{[(k_1 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - m_2 k_2^2 \omega^2] + i \omega c_2 (k_1 - m_1 \omega^2 - m_2 \omega^2)} \quad (16)$$

$$X_2 = \frac{X_1 (k_2 + i \omega c_2)}{(k_2 - m_2 \omega^2 + i \omega c_2)} \quad (17)$$

E o efeito sob o sistema e sua frequência de ressonância ao ser adicionado um absorvedor de vibração amortecido pode ser observado pela figura 34:

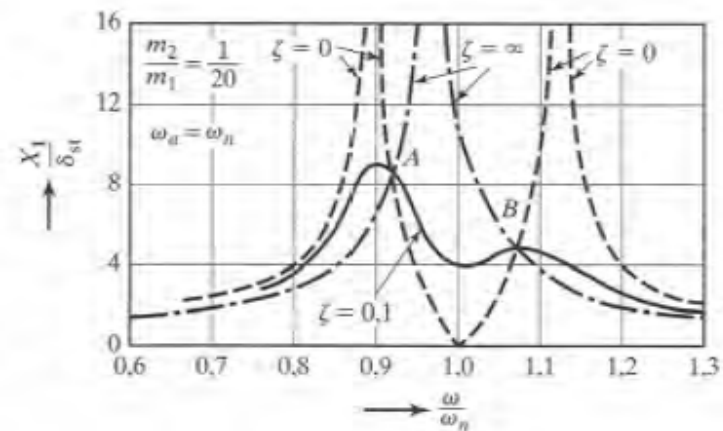


Figura 34: Deslocamento da frequência de ressonância através da adição de um elemento absorvedor de vibração amortecido. (Rao, 2003)

4.5 Controle de Vibrações utilizando ligas com memória de forma

O controle de vibrações é um campo de estudo bastante relevante dentro da engenharia mecânica cujo principal objetivo reside na atenuação das vibrações de um sistema primário. As ligas com memória de forma têm sido utilizadas para o controle passivo de estruturas devido à sua alta capacidade de amortecimento, consequência de seu comportamento histerético relacionado com as transformações de fase sofridas pelo material. Uma característica importante desse comportamento é que o amortecimento aumenta conforme a amplitude da vibração aumenta. (Van Humbeeck, 1999)

Pugliese e Casey (2012) publicaram sobre os absorvedores de vibrações passivos. Estes podem ser classificados em três classes diferentes: 1 - Dispositivos histeréticos que dissipam energia através do atrito por deslizamento ou escoamento de metais; 2 - Dispositivos viscoelásticos que dissipam energia através do deslocamento de sólidos ou fluidos viscoelásticos; 3 - Atenuadores dinâmicos de vibração que aumentam o amortecimento pela introdução de osciladores complementares. Na Figura 35 é possível observar as curvas força-deslocamento (F-u) idealizadas para mecanismos de atenuação de energia.

Blandon (2004) dissertou sobre equações equivalentes para amortecimentos viscosos. Nela, está o desenvolvimento de uma equação para um amortecimento devido a um loop de histerese equivalente ao amortecimento viscoso. Desta forma é possível comparar um amortecedor viscoso com o

amortecimento gerado por uma dissipação de energia de um elemento com memória de forma. Segundo Blandon, um modelo de fator de amortecimento equivalente pode ser construído dividindo o fator de amortecimento em duas parcelas. Uma associada à dissipação de energia (ζ_{dis}) e outra associada à energia estocada (ζ_{est}). Esta parcela de energia dissipada é referente ao loop histerético.

$$\zeta_{eq} = \zeta_{dis} + \zeta_{est} ; \quad \zeta_{dis} = \zeta_{HIST} \quad (18)$$

$$\zeta_{HIST} = \frac{\omega_n \cdot E_{dis}}{4\pi \cdot \omega \cdot E_{est}} ; \quad E_{dis} = 2\pi \frac{\omega}{\omega_n} k u_0^2 \quad (19)$$

Como para o caso estático $w = \omega_n$, então:

$$\zeta_{HIST} = \frac{Area_{HIST}}{2\pi \cdot F_0 u_0} \quad (20)$$

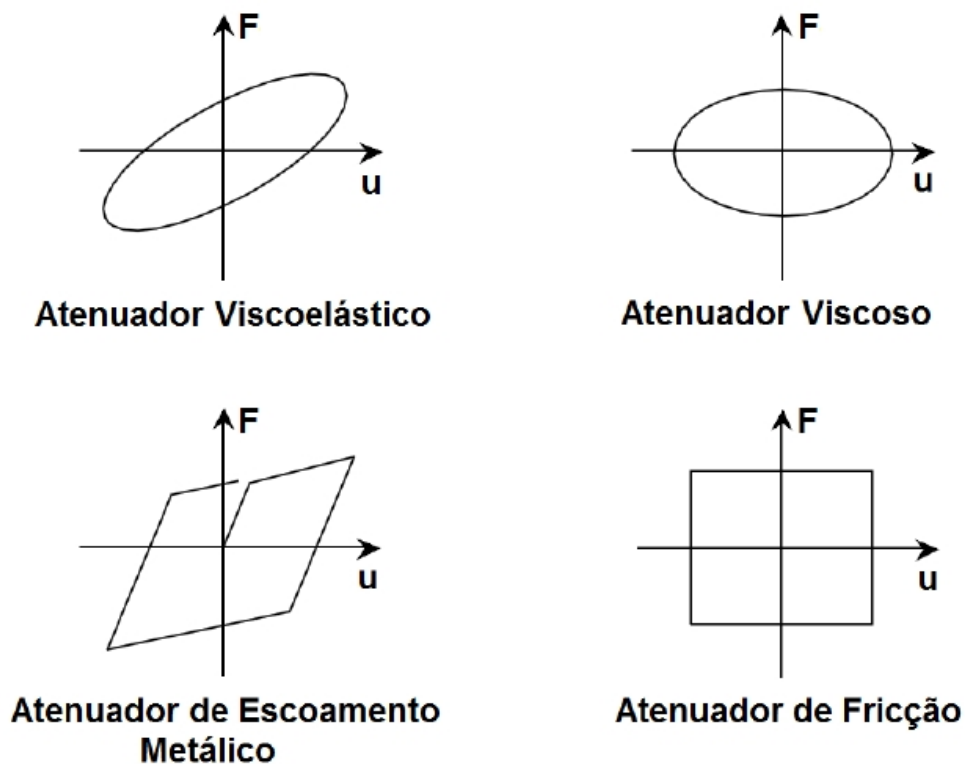
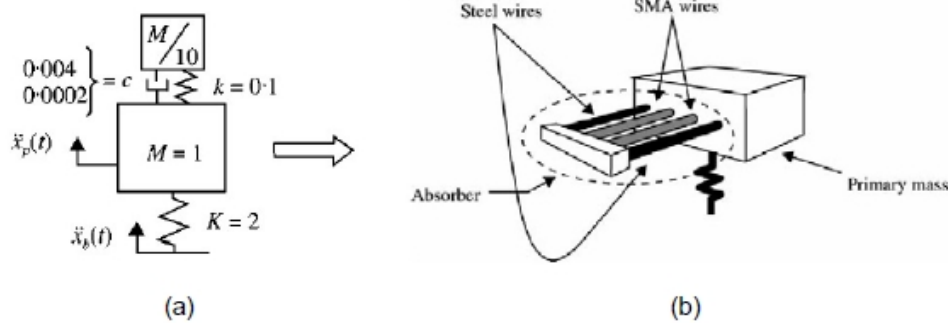
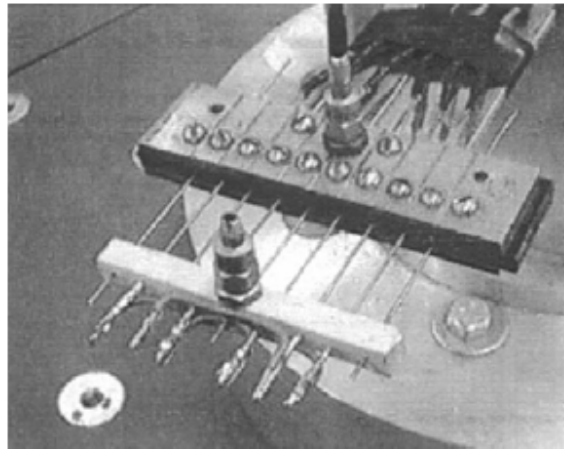


Figura 35: Idealização para diversos mecanismos de atenuação de energia (Riagusoff apud Universidade de Buffalo, 2011)

Um dispositivo de controle clássico é conhecido como **TVA** – “*Tuned Vibration Absorber*” que consiste em um segundo oscilador montado no sistema primário, excitado por uma força harmônica externa. Ajustando-se a frequência natural do **TVA** com a frequência de excitação do sistema primário ele irá atenuar a vibração da massa do sistema primário.

Williams et al. (2002) trabalhou em um dispositivo **TVA** adaptativo (**ATVA**) com elementos com memória de forma (figura 36). Este dispositivo é mais utilizado em situações onde a frequência de oscilação é incerta ou varia muito. Assim, aproveita-se a capacidade de atenuar vibrações do sistema primário utilizando a propriedade de alteração de rigidez de acordo com a temperatura em que os elementos de SMA se encontram no ATVA com memória de forma.





(c)

Figura 1.12 – Absorvedores mecânicos.

(a) Esquema para absorvedor TVA;

(b) Conceito de projeto do absorvedor ATVA;

(c) Protótipo do absorvedor ATVA.

Figura 36: Controladores de absorvedores de vibrações

Sabendo-se então que as características mecânicas de atenuação de vibrações podem ser ajustadas alterando a temperatura ou a tensão aplicada ao dispositivo, forçando a transformação de fase que irá modificar as características de rigidez e amortecimento da liga, Nae et al. (2004) apresenta um protótipo de atenuador de vibração adaptativo usando fios com memória de forma. Este atenuador usa a pseudoelasticidade para suprimir as vibrações de uma viga através do controle da temperatura do fio. Utiliza-se uma corrente elétrica para o aquecimento e um fluxo de ar para o resfriamento do fio alterando as dimensões do laço de histerese e a rigidez do fio.

He et al.(2007), escreveu dois artigos sobre controle de vibrações de um sistema rotor-mancal utilizando ligas com memória de forma. Um artigo teórico e outro experimental. Nos artigos, He utiliza o princípio de absorvedores dinâmicos de vibrações para reduzir as vibrações no mancal de rolamento. A figura 37 mostra o modelo experimental utilizado.

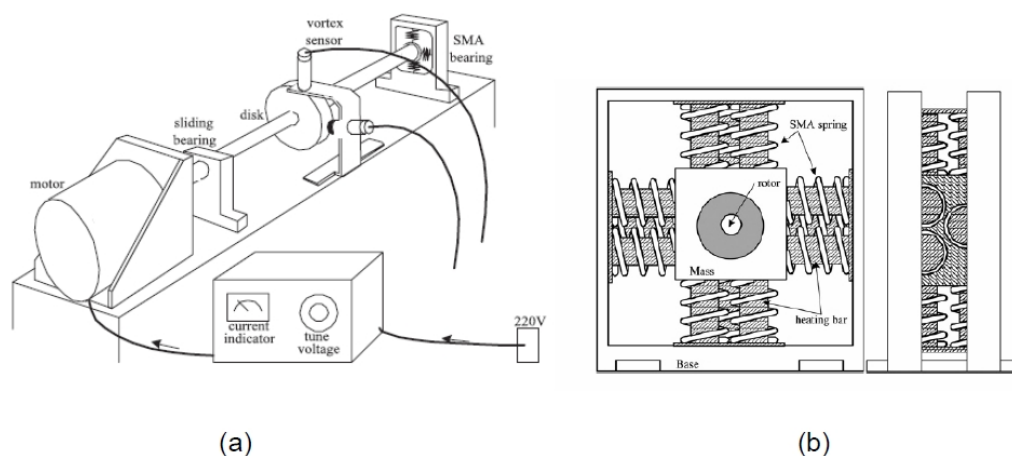


Figura 37: (a) Modelo geral experimental de absorvedor dinâmico de vibrações (b) Detalhe do mancal de rolamento utilizando molas de SMA. (Aguiar apud He, 2007)

Os experimentos comprovaram que as molas de SMA possuem um desempenho de acordo com o modelo teórico. A variação de temperatura nas molas, causada por uma corrente elétrica controlada, faz com que a mudança de faixa de operação do absorvedor se altere, sendo possível uma maior área de atuação na absorção das vibrações. (Aguiar *apud* He, 2007). Ficou comprovado pelo artigo, que materiais inteligentes são eficientes quando aplicados no controle de vibrações em máquinas rotativas.

Garcia Mauricio, 2005, apresentou um trabalho sobre análise de defeitos em sistemas mecânicos a partir da monitoração de vibrações em eixos. Quatro situações foram analisadas: Situação 1, de máquina nova, Situação 2, de máquina nova desbalanceada, Situação 3, de máquina com vida média e Situação 4, de máquina precisando de reparo imediato. A partir de sua dissertação, pode concluir que as causas da instabilidade na dinâmica da rotação nem sempre estão associadas ao desbalanceamento do rotor, mas geralmente estão associadas com a não-linearidade existente no mancal de rolamento. A presença de folga excessiva em mancal causa severa não-linearidade. Primeiramente o fenômeno se apresenta na forma da descontinuidade da rigidez, porém as respostas do sistema com folga no mancal dependem de parâmetros como amortecimento, rigidez e massa desbalanceada. O espectro toma a forma de vibração aleatória-caótica, que caracteriza o espectro vibracional para esta situação de teste. De modo, que não se deve desconsiderar presença de regime caótico na simulação e outras técnicas devem ser utilizadas para esta verificação, como os Expoentes de Lyapunov.

Pacheco, P.M.C.L, Adeodato, A., Raigusoff, I. I, T., da Hora, R. B., Aguiar, R. A. A.,(2013) estudaram como varia a capacidade de absorver energia de um elemento pseudoelástico conforme seu volume/massa vão diminuindo. O elemento estudado foi um cilindro de diâmetro 5 mm e comprimento 10 mm no qual um furo concêntrico foi feito aumentando o raio interno e conseqüentemente diminuindo o volume/massa total (figura 38). Resultados numéricos comprovaram que conforme decresce a massa/volume o total de energia dissipada também diminui. Porém, a densidade de energia absorvida aumenta em escala maior que a perda da capacidade total de absorver energia (figura 39).

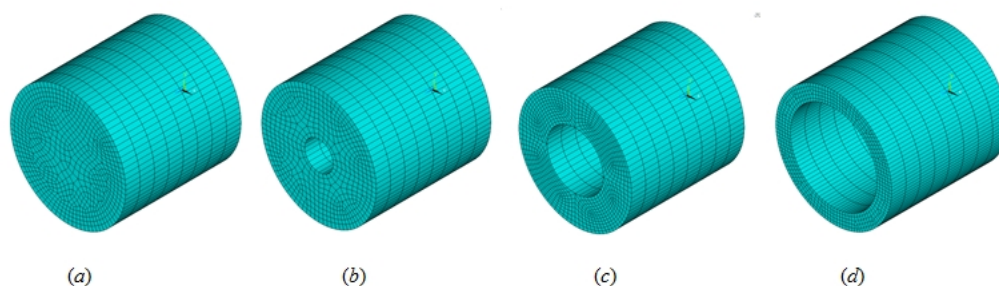


Figura 38: (a) Cilindro maciço (b) Cilindro vazado $R_i / R_e = 0.25$ (c) Cilindro vazado $R_i / R_e = 0.50$ (d) Cilindro vazado $R_i / R_e = 0.75$ (Pacheco et al, 2013)

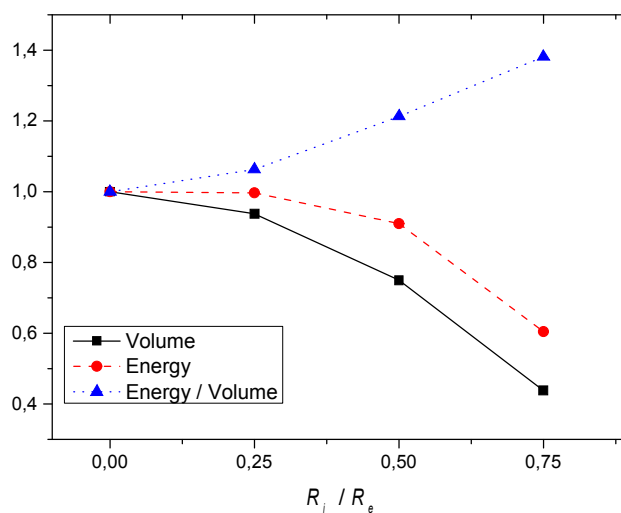


Figura 39: Gráfico de comparação de volume, energia total dissipada e densidade de energia dissipada para os quatro cilindros. (Pacheco et al, 2013)

Os resultados das simulações geradas por Pacheco et al., (2013) geraram os gráficos que podem ser vistos pela figura 40 e 41. A figura 40 ilustra a curva tensão x deformação (a) e força x

deslocamento (b) para o caso de um cilindro maciço sujeito a esforços axiais. Ela mostra a maior quantidade de densidade de energia estimada que o modelo estudado é capaz de absorver. O loop de histerese do material pseudoelástico mostrou uma área equivalente a 39.2 J/m^3 . Já a figura 41 mostra a curva do torque (T) pelo ângulo (ϕ) para as quatro geometrias diferentes quando a barra cilíndrica esta sob esforço de torção. A área interna que é associada ao loop de histerese esta marcada. O torque aplicado diminui de 18 N.m para 12 N.m e o loop de histerese também diminui, indicando que a energia dissipada, em consequência, diminui. Elementos como esses descritos podem ser comparados com as molas da figura 37. Da forma análoga, estes elementos pseudoelásticos podem compor um mancal de apoio de um eixo e dissipar energia levando a redução das amplitudes de oscilação.

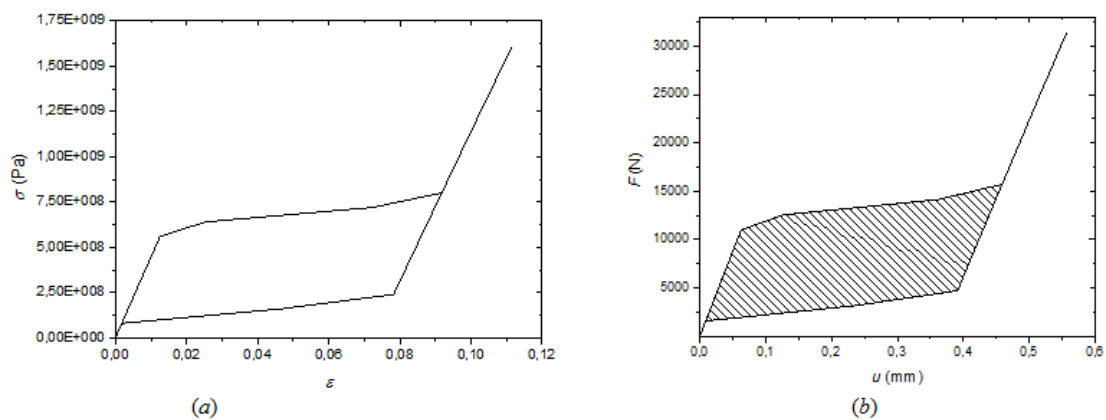


Figura 40: Curva tensão deformação (a) e força deslocamento (b) para um carregamento axial. (Pacheco et. al., 2013)

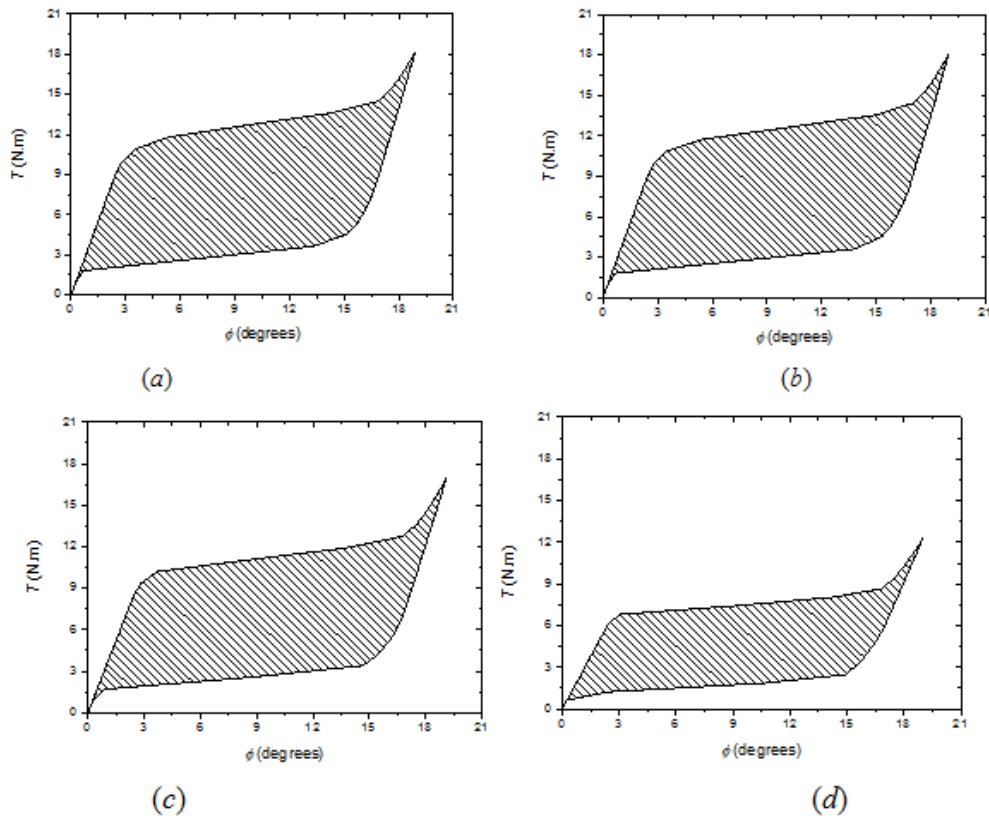


Figura 41: Curva Torque vs Angulo: (a) Barra cilíndrica, (b) Cilindro vazado $R_i / R_e = 0.25$, (c) Cilindro vazado $R_i / R_e = 0.50$, (d) Cilindro vazado $R_i / R_e = 0.75$.

Riagusoff(2012) dissertou sobre atenuadores de vibrações nos formatos de barra cilíndrica, mola helicoidal e mola de Belleville. Dentre essas três geometrias, segundo Raigusoff, a mola de Belleville é aquela que apresentou maior capacidade de absorver energia por unidade de volume (maior densidade de energia) (Tabela 2). Na questão de transformação de fase, a barra cilíndrica apresenta um estado de tensão uniforme, portanto formação uniforme de martensita. Já a mola helicoidal e a mola de Belleville apresentam distribuição de fração parcial ao longo de seu volume.

Tabela 2: Comparação dos resultados estudados por Raigusoff. (2012)

Dispositivo	Energia Dissipada (J)	Densidade de Energia Dissipada (MJ/m ³)	Volume (mm ³)	Massa (g)	Força de Reação Máxima (kN)	% de Fase Martensítica
Mola Belleville	38,85	7,00	5606,70	36,16	16,25	100 % de forma não-homogênea na região de contato da mola com o disco superior
Barra ϕ 12,70 mm, L = 375 mm)	39,12	0,82	47503,83	306,40	78,16	2,48 % de forma homogênea em toda a seção da barra
Barra (ϕ 6,35 mm, L = 230 mm)	38,93	5,34	7283,92	46,98	19,89	15,79 % de forma homogênea em toda a seção da barra
Mola Helicoidal (d = 12,70 mm)	38,48	1,44	132690	855,85	6,08	11,47 % de forma não-homogênea no fio da mola. As maiores concentrações na seção do fio ocorrem na região mais interna da espiral

* Valor teórico máximo de densidade de energia do material: 37,27MJ/m³.

Aguiar (2011) dissertou sobre a análise de redução de vibrações em sistemas mecânicos utilizando ligas com memória de forma (NiTi) aonde trabalhou em um modelo experimental conforme mostrado na figura 42 para caracterizar o comportamento termomecânico de molas helicoidais de SMA. No modelo, ensaios de tração (força-deslocamento) foram feitos para diferentes temperaturas.

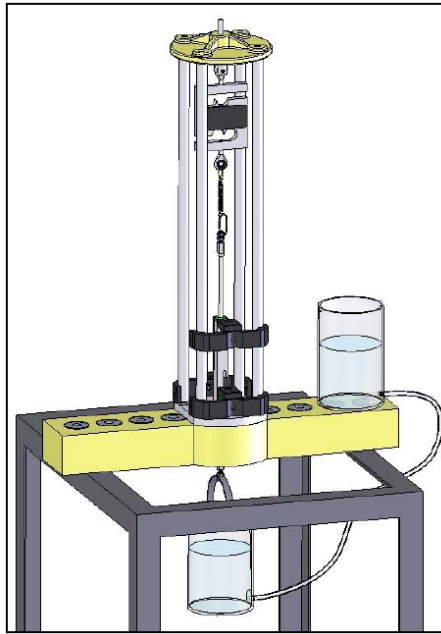


Figura 42: Modelo utilizado para ensaios de tração (força-deslocamento). (Aguiar, 2011)

Em seguida, foianalisado os resultados experimentais de um oscilador com um e dois Gauss de liberdade como apresentado na figura 43 e a figura 44. Os resultados mostraram que para o sistema com um grau de liberdade há uma mudança significativa no comportamento do oscilador quando a corrente (temperatura) na mola é alterada. A alteração da temperatura causa alteração da rigidez e também das condições de ressonância do sistema. Os dados obtidos também mostram que o laço de histerese reduz bastante as amplitudes das vibrações em regiões de ressonância. Os resultados se mantêm para o experimento com dois graus de liberdade, mas quando o sistema é submetido ao absorvedor com SMA, pode-se realizar uma sintonização do absorvedor, quando ocorrer alteração na frequência do carregamento, otimizando a energia dissipada.

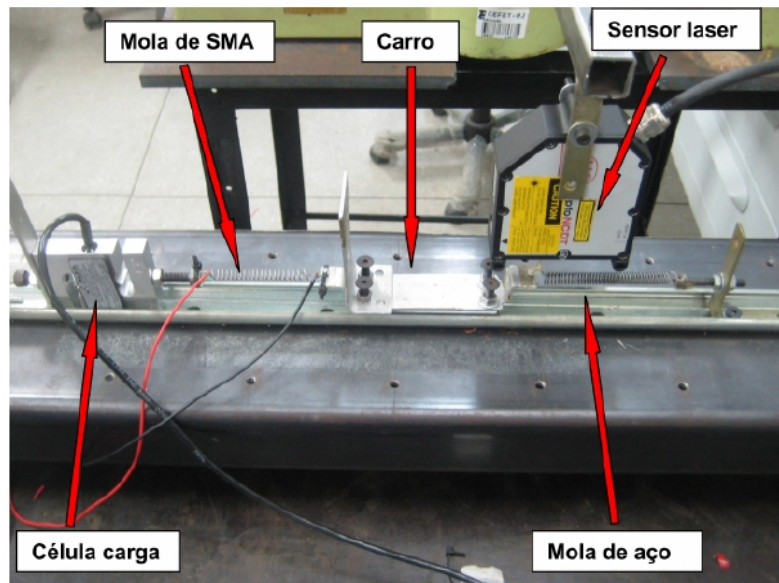


Figura 43: Aparato experimental para análise do comportamento dinâmico do oscilador com 1 grau de liberdade e vibração livre. (Aguiar, 2011)

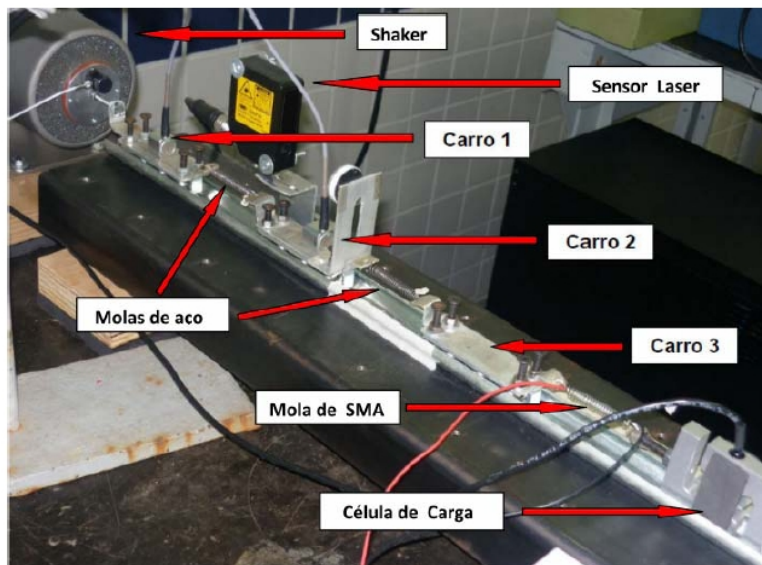


Figura 44: Aparato experimental para análise do comportamento dinâmico do oscilador com 2 graus de liberdade e vibração livre. (Aguiar, 2011)

V. Construção do Modelo Analítico e Numérico Linear Elástico

Com o grande avanço da tecnologia e da informática, cada dia que passa os métodos numéricos vem se aperfeiçoando e se tornando algo de total importância para análise de modelos em engenharia. A priori, para análise de redução de vibrações em eixos rotativos, foi estudado de forma analítica e numérica um modelo construtivo massa-mola de vibração amortecida e forçada com um grau de liberdade.

5.1 Modelo Numérico: Vibração Forçada e amortecida com um grau de liberdade

Foi realizado uma análise de um modelo com um grau de liberdade e vibração amortecida e forçada. A figura 45 ilustra o modelo utilizado.

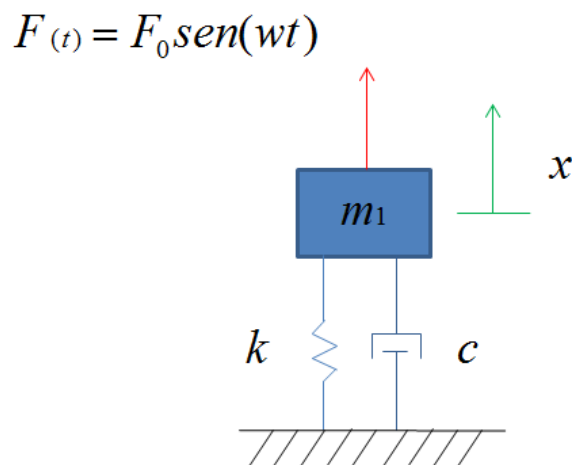


Figura 45: Modelo construtivo estudado para vibração forçada e amortecida com um grau de liberdade

Os valores das constantes utilizadas no modelo são:

$F(t)$ – A força de excitação aplicada a massa m_1

$F_0 = 40 \text{ N}$

k – Rigidez da mola = 4680 N/m

c – Amortecimento viscoso = (3,06; 6,12; 18,35)

$x_0 = 0$ m

$v_0 = 0$ m/s

O modelo representado na figura 45 pode ser equacionado da seguinte maneira:

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + kx = F(t) \quad (21)$$

A equação acima é classificada como uma equação diferencial ordinária de segunda ordem, com coeficientes constantes e não homogênea. A solução completa ($y = x(t)$) é composta por duas partes: a solução para a equação homogênea ($x(t)_h$) mais a solução para a equação particular (não homogênea) ($x(t)_p$). (Figura 46)

$$x(t)_T = x(t)_h + x(t)_p \quad (22)$$

e pode ser resolvida a partir do método dos coeficientes a determinar (Boyce Di Prima). Desta forma, a solução apresenta-se como:

$$x(t)_p = X \cos(\omega t - \varphi) \quad (23)$$

onde:

$$X = \frac{F_0}{\sqrt{(k - m \omega^2)^2 + (c \omega)^2}} \quad (24)$$

$$\varphi = \tan^{-1} \left(\frac{c \omega}{k - m \omega^2} \right) \quad \text{para a solução particular } x(t)_p \quad (25)$$

e uma solução completa inclui o movimento transitório dado pela solução de $x(t)_h$:

$$x(t)_h = X_0 e^{-\zeta \omega t} \cos[\omega_n (\sqrt{1 - \zeta^2})t + \varphi_0] \quad (26)$$

A figura 46 mostra o como é o gráfico do movimento completo em função do tempo decorrido de um modelo genérico:

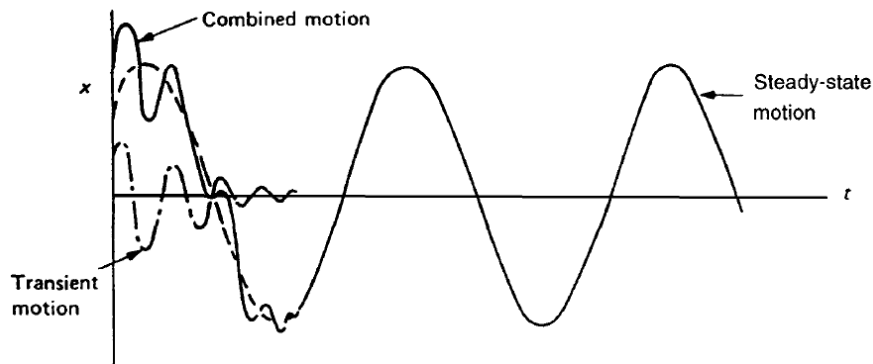


Figura 46: Movimento completo de um modelo genérico (C. F. Beards, 1996)

Definindo como:

$x(t)$ = Posição em função do tempo

X = Amplitude de oscilação

Φ = Ângulo de fase

X_0 = Deslocamento inicial

Φ_0 = Ângulo de fase inicial

ω = Frequência de oscilação

Como este trabalho foi realizado concomitantemente com um modelo de elementos finitos (será comentado no próximo capítulo), alguns parâmetros foram utilizados de maneira a deixar os dois modelos o mais parecido possível. O cálculo da frequência natural foi realizado da seguinte forma:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{4680}{0,2}} = 153 \text{ rad/s} = 24 \text{ Hz} \quad (24)$$

O valor do amortecimento (c) foi calculado de forma que o fator de amortecimento (ζ) fique na faixa de um sub-amortecimento. Foi simulado para três valores diferentes de c conseqüentemente 3 valores diferentes de ζ . A tabela 3 mostra os valores encontrados.

$$\zeta = \frac{c}{cc} = \frac{c}{2.m.\omega_n} \quad (27)$$

Tabela 3: Valores de Fator de Amortecimento para os valores de amortecimento

c (N.s/m)	ζ
3,06	0,05
6,12	0,1
18,35	0,3

Um gráfico no MatLab foi plotado de forma a mostrar como a razão de amplitudes (M) varia em função da razão de frequências para os 3 casos de fator de amortecimento. Este gráfico está representado na figura 47.

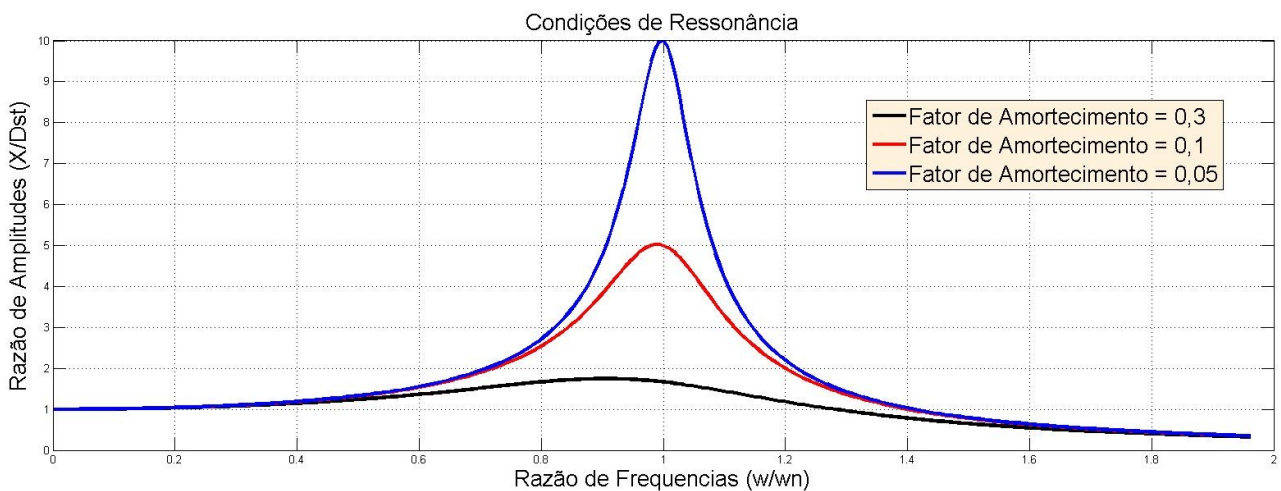


Figura 47: Comportamento do modelo para diferentes fatores de amortecimento

$$X = \frac{F_0}{\sqrt{(k - m \omega^2)^2 + (c \omega)^2}} \quad (28)$$

$$Dst = \frac{F_0}{k} \quad (29)$$

Conforme esperado, há uma faixa onde a razão de amplitudes fica igual ou próxima de 1. Conforme a razão de frequências se aproxima de 1, a razão de amplitudes toma valores altos chegando próximo da ressonância.

A partir dos resultados obtidos através da figura 47, três valores de frequência de oscilação foram escolhidos para simulações do modelo massa-mola no *MatLab*. São eles: 10%, 50% e 80% da frequência natural. Podendo assim, analisar o comportamento do modelo e suas respectivas amplitudes para os casos citados. A tabela 4 mostra os valores utilizados para as frequências de oscilação.

Tabela 4: Valores de frequência de oscilação utilizadas

$\% \omega_n$	w (rad/s)	w Hz
10% ω_n	15,2	2,42
50% ω_n	76	12,1
80% ω_n	121,5	29,03

Os gráficos das figuras 48, 50 e 52 ilustram os resultados obtido na simulação no *MatLab* para o modelo com 1 grau de liberdade de vibração forçada e amortecida utilizado no método de Runge-Kutta.

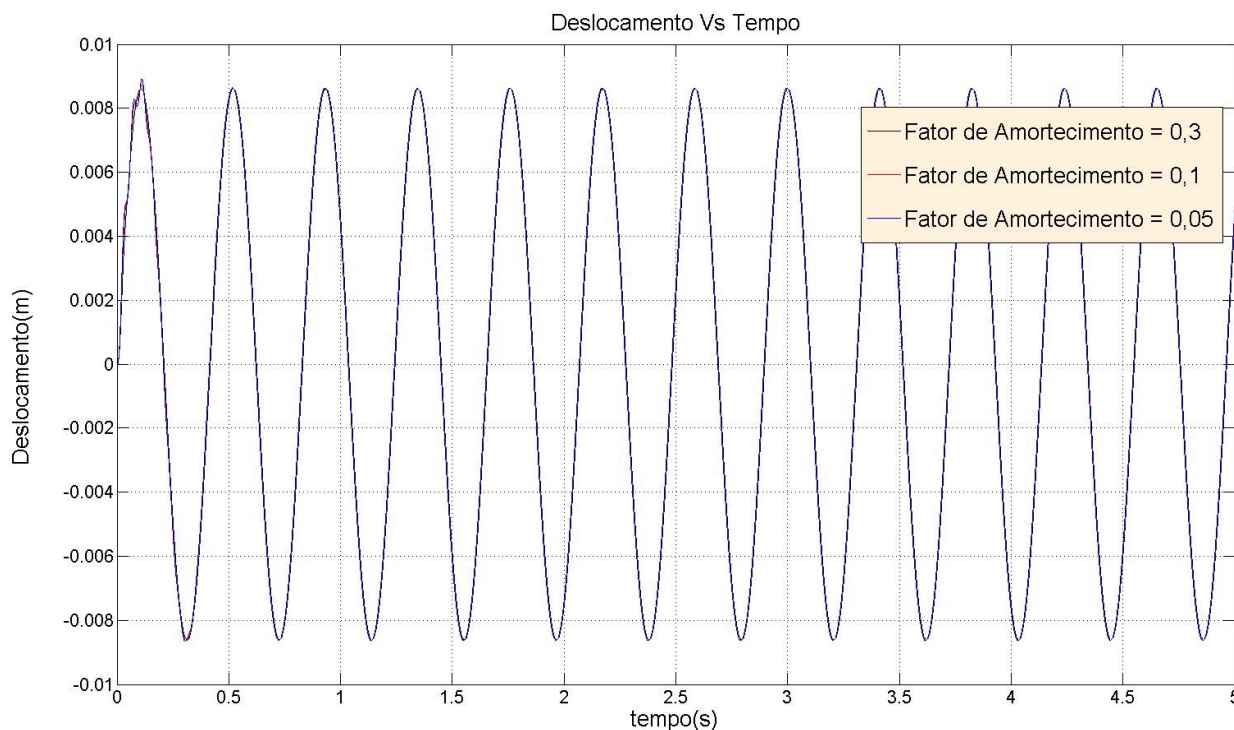


Figura 48: Simulação para 10% da frequência natural

A figura 48 mostra que para frequências de oscilação longe da frequência natural, pouco se faz influente o valor do amortecimento. Pois como pode ser visto pela figura 47, até praticamente uma relação de $w/w_n = 0.4$ a relação de amplitude se mantém quase a mesma. Isto se dá devido aos efeitos de inércia das parcelas da equação 18 ($m\ddot{x}$ e $c\dot{x}$) serem muito menos relevantes para a solução do problema quando comparadas a parcela de deslocamento (kx). As amplitudes de oscilação se mantêm bem próximas independente do fator de amortecimento. As amplitudes de oscilação ficam em torno de $\pm 0,0086$ metros (8,5 mm). A figura 49 é um zoom da figura 48 mostrando as 3 curvas sobrepostas.

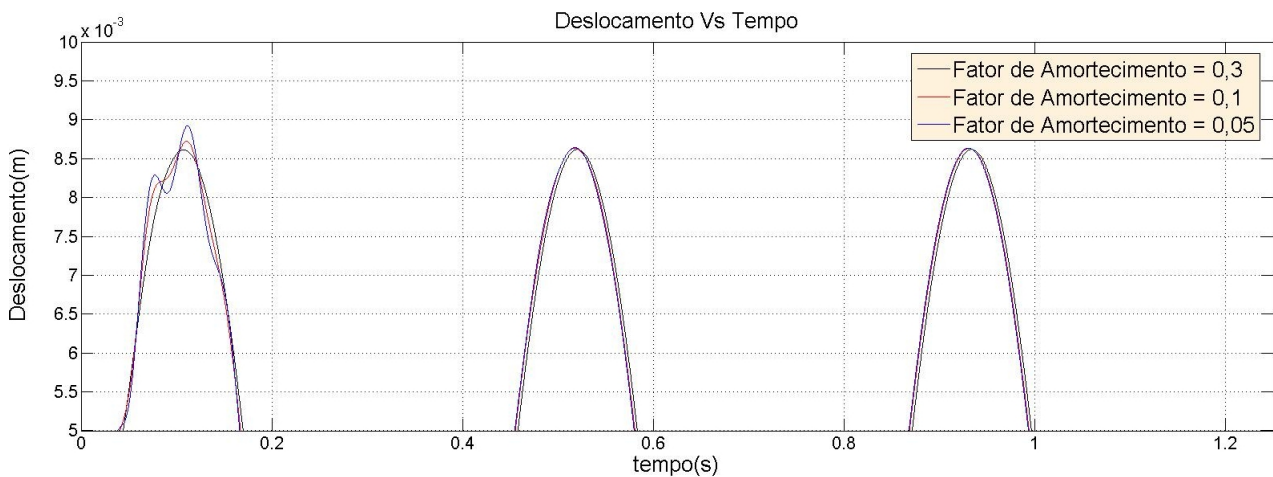


Figura 49: Zoom da figura 48 - Curvas sobrepostas independente do fator de amortecimento

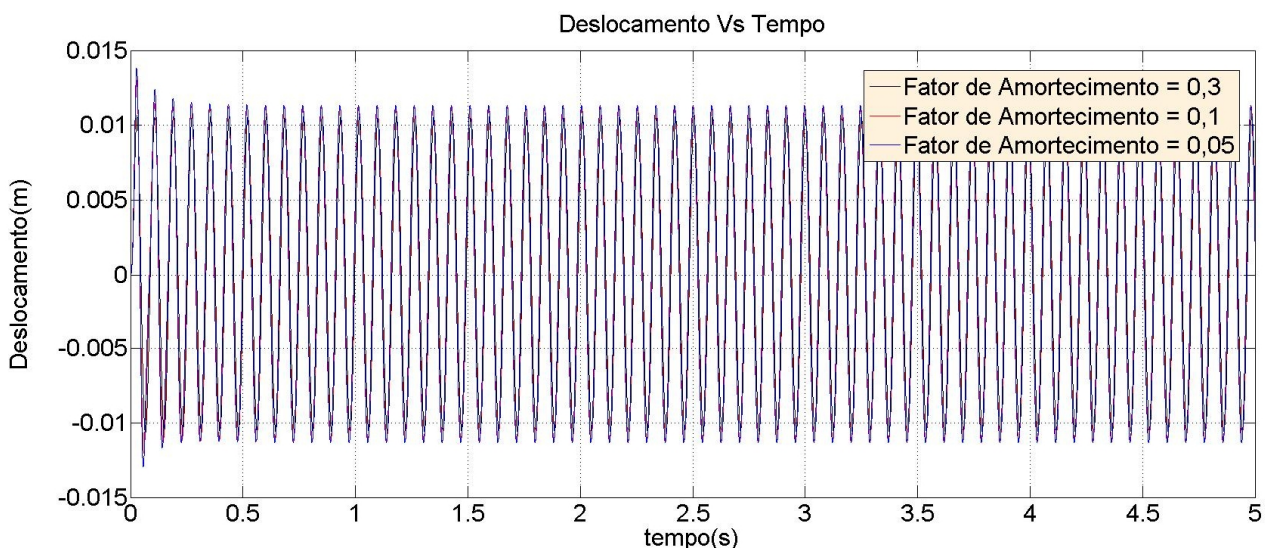


Figura 50: Simulação para 50% da frequência natural

Para 50% da frequência natural pode-se notar uma redução das amplitudes de oscilação conforme o fator de amortecimento aumenta. É perceptível também um aumento no número de ciclos em relação à figura 48. Isto se dá devido ao aumento da frequência de oscilação. A figura 50 é um zoom da figura 50 mostrando a redução de amplitudes. Neste caso, as amplitudes ficam em torno de aproximadamente $\pm 0,0115$; $\pm 0,011$ e $\pm 0,0105$ metros para os casos de ζ igual a 0,005; 0,01 e 0,03 respectivamente.

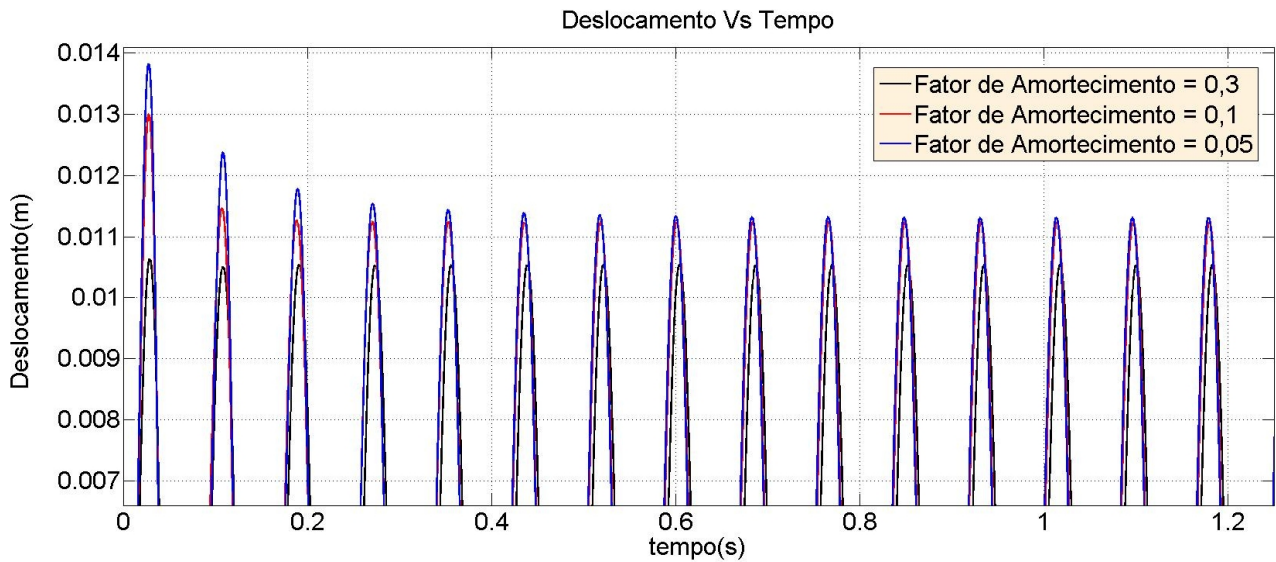


Figura 51: Zoom da figura 50 - Amplitudes variando pouco com o fator de amortecimento

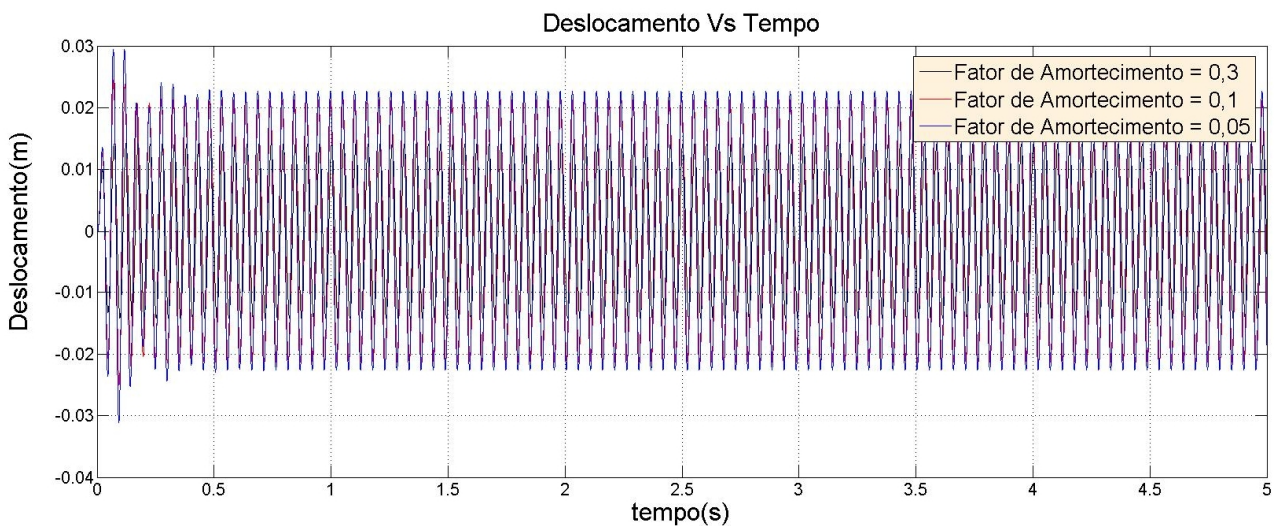


Figura 52: Simulação para 80% da frequência natural

Finalmente, com uma frequência de oscilação de 80% da frequência natural, pode-se notar uma considerável redução das amplitudes de vibração com o aumento do fator de amortecimento. Isto pode ser visto nas figuras 52 e 53. A figura 53 é um zoom da figura 52 mostrando a redução das amplitudes. Neste caso, as amplitudes ficam em torno de $\pm 0,023$; $\pm 0,021$ e $\pm 0,014$ metros para os casos de ζ igual a 0,05; 0,1 e 0,3 respectivamente.

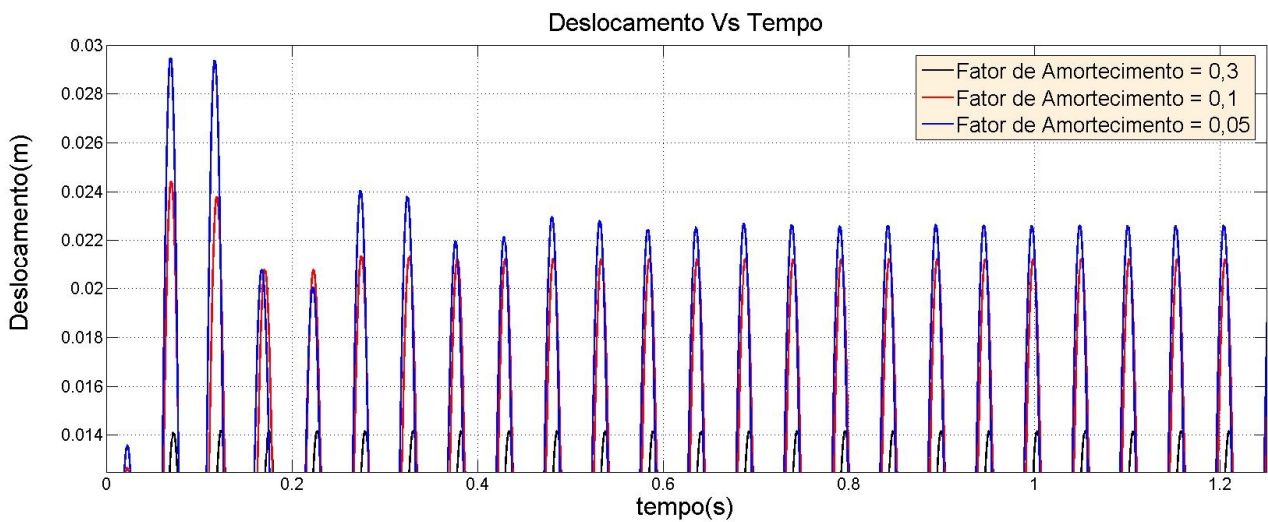


Figura 53: Zoom da figura 52 - Amplitudes variando bastante com o fator de amortecimento

Como pode ser visto na figura 52, para frequências de oscilação próximas à frequência natural, há uma tendência do sistema entrar em ressonância e atingir amplitudes altíssimas. Exemplo disto é mostrado na figura 54. Devido ao amortecimento, o sistema após algum tempo tende a estabilizar suas amplitudes de oscilação e se manter assim até que alguma força externa atue sobre o sistema.

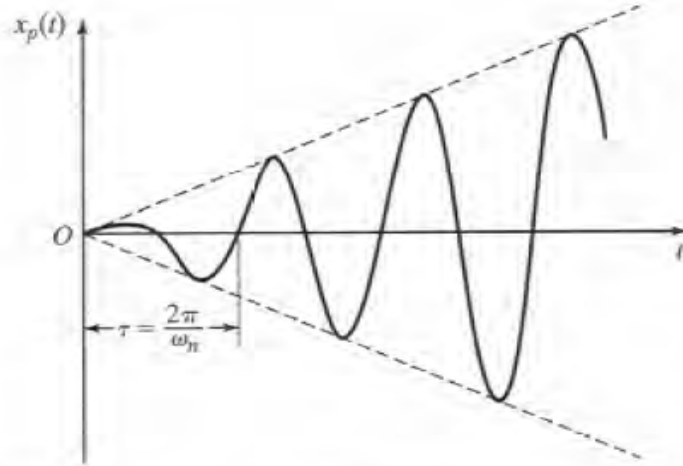


Figura 54: Sistema sem amortecimento entrando em ressonância, $\omega = \omega_n$ (Rao, 2003)

Após analisar os gráficos fornecidos pelo *MatLab* pode-se concluir que o comportamento simulado aconteceu de acordo com o esperado. Para o modelo, houve um decréscimo da amplitude de oscilação devido ao valor de ζ estar entre zero e um. O que caracteriza um amortecimento sub-crítico. Pode-se ver também que o modelo apresenta um período transiente de oscilação (frações de segundos que variam conforme se modifica a frequência de excitação) com a sobreposição das soluções homogênea e não homogênea e estabilizando o movimento após este intervalo de tempo. Quanto a análise de convergência, constatou-se que conforme diminui-se o valor utilizado no passo, para o método de Runge-Kutta, os valores aproximam-se ainda mais dos valores ideais. Um comando do *MatLab* chamado "*Refine*" foi utilizado e constatou-se que a convergência ocorreu desde o início para os três casos, mostrando as curvas sobrepostas desde o início da simulação. A figura 55 ilustra a convergência dos resultados para o caso de 10% da frequência natural. A figura 56 é um zoom da figura 55 que mostra de uma forma mais detalhada a convergência. A linha azul não aparece devido a sobreposição total dela com a linha vermelha.

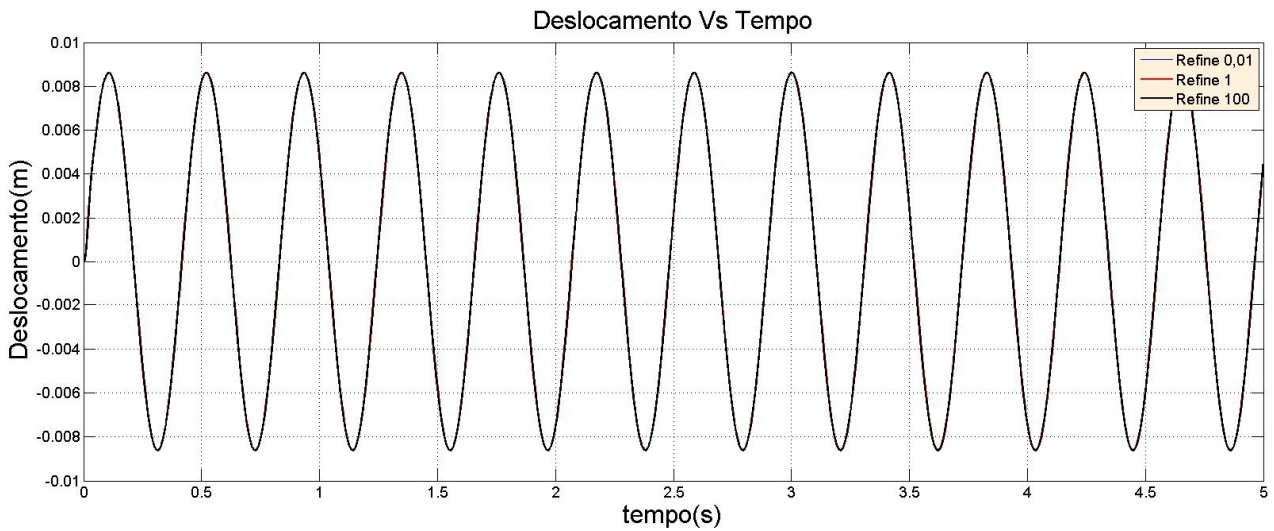


Figura 55: Convergência dos resultados para o caso de $w = 10\%w_n$

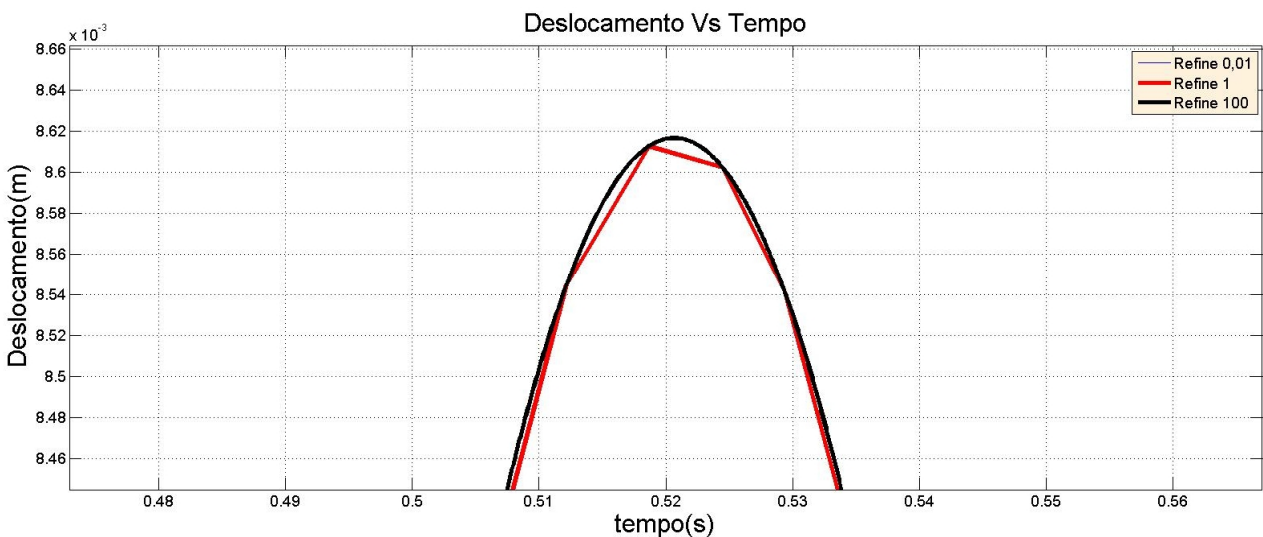


Figura 56: Zoom da figura 55 - Convergência dos resultados para $w = 10\%w_n$

5.2 Modelo Analítico: Vibração Forçada e amortecida com um grau de liberdade

Para comparação dos modelos simulados em *MatLab*, um modelo analítico e análogo aos anteriormente simulados foi desenvolvido e calculado. Os resultados podem ser vistos nas figuras 57, 59 e 61. As figuras 58, 60 e 62 são um zoom das figuras 58 e 60 mostrando as curvas praticamente sobrepostas para os casos de $\omega = 10\%\omega_n$ e $50\%\omega_n$, ou seja, o fator de amortecimento pouco atuante

para esses casos e a figura 60 mostram o caso onde $\omega = 80\% \omega_n$ onde há uma considerável diferença entre as curvas.

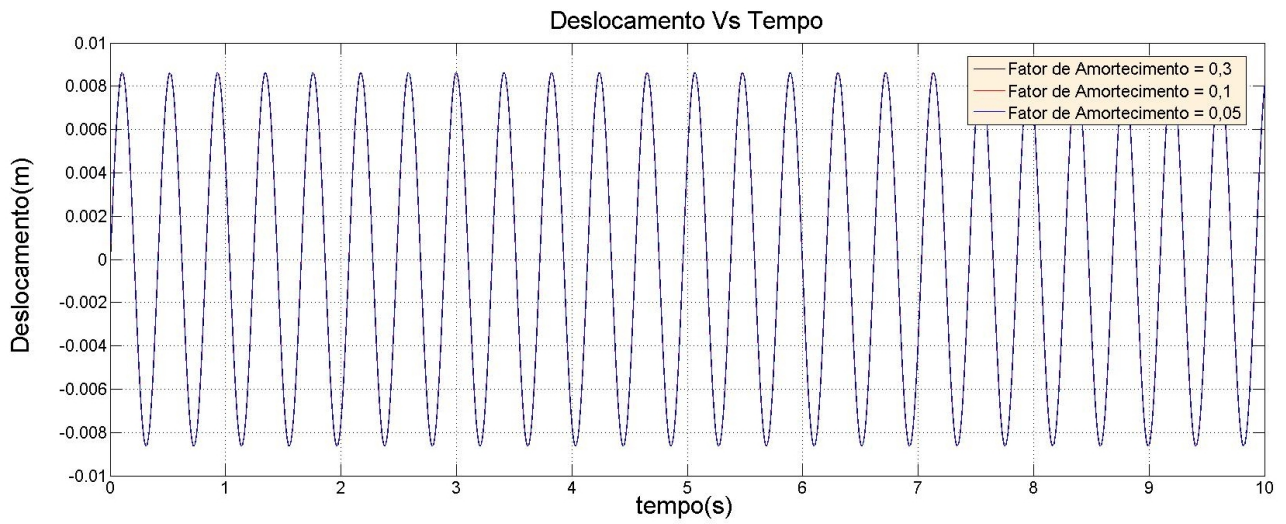


Figura 57: Resultado analítico para $w = 10\% \omega_n$

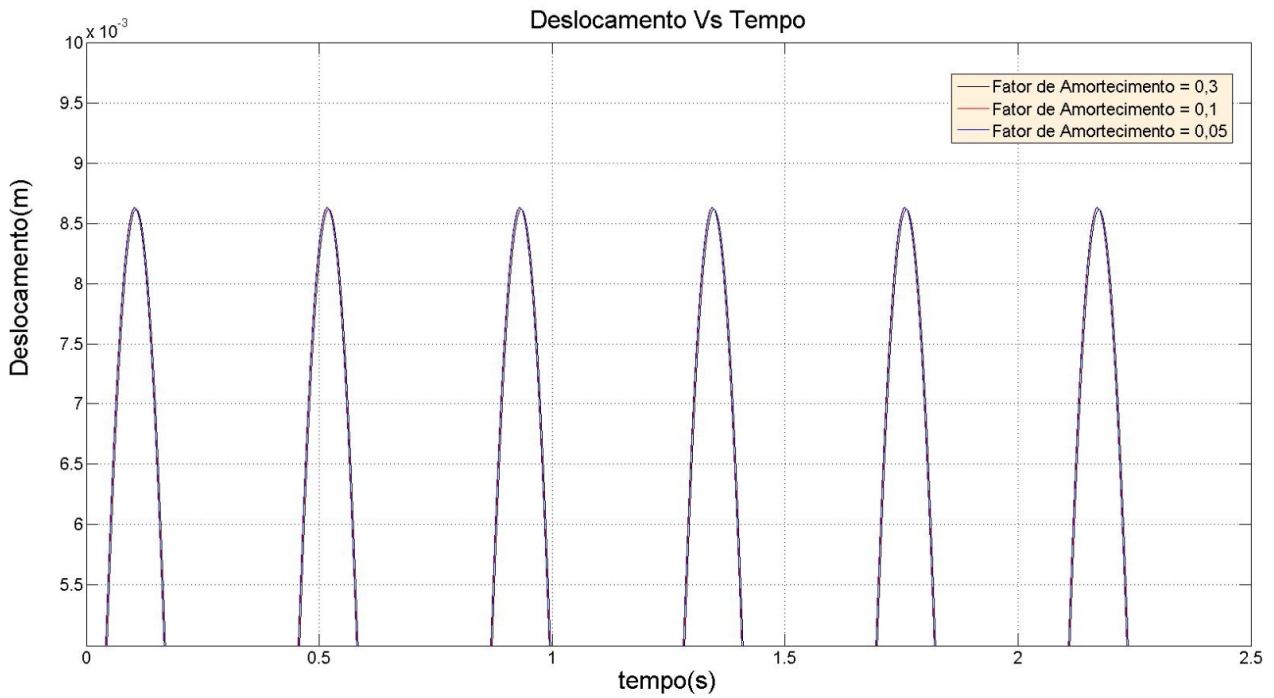


Figura 58: Zoom da figura 57 - Resultado analítico para $w = 10\% \omega_n$

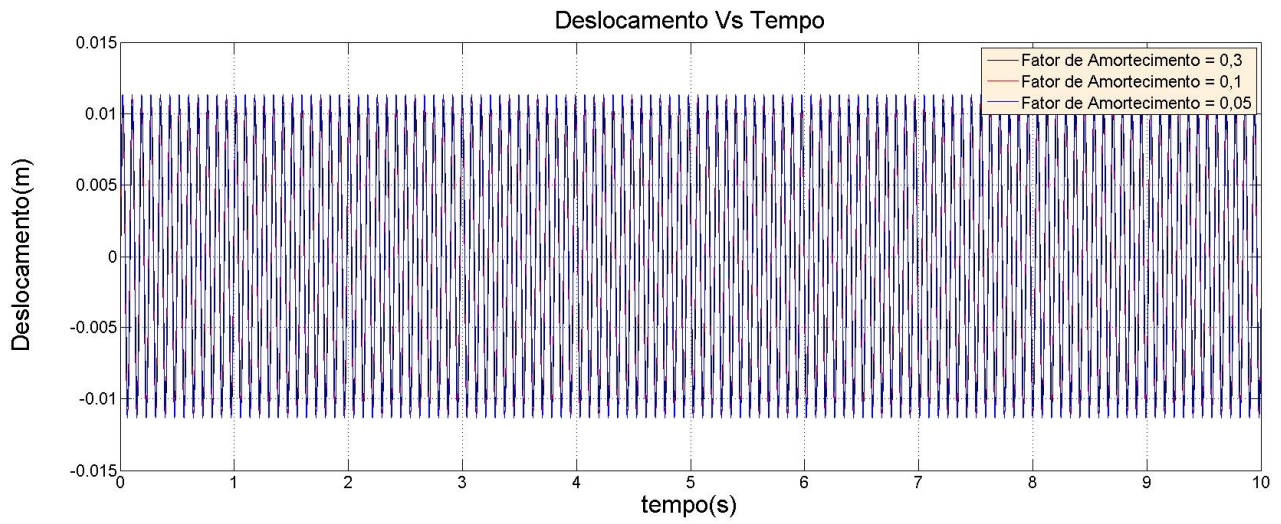


Figura 59: Resultado analítico para $w = 50\%w_n$

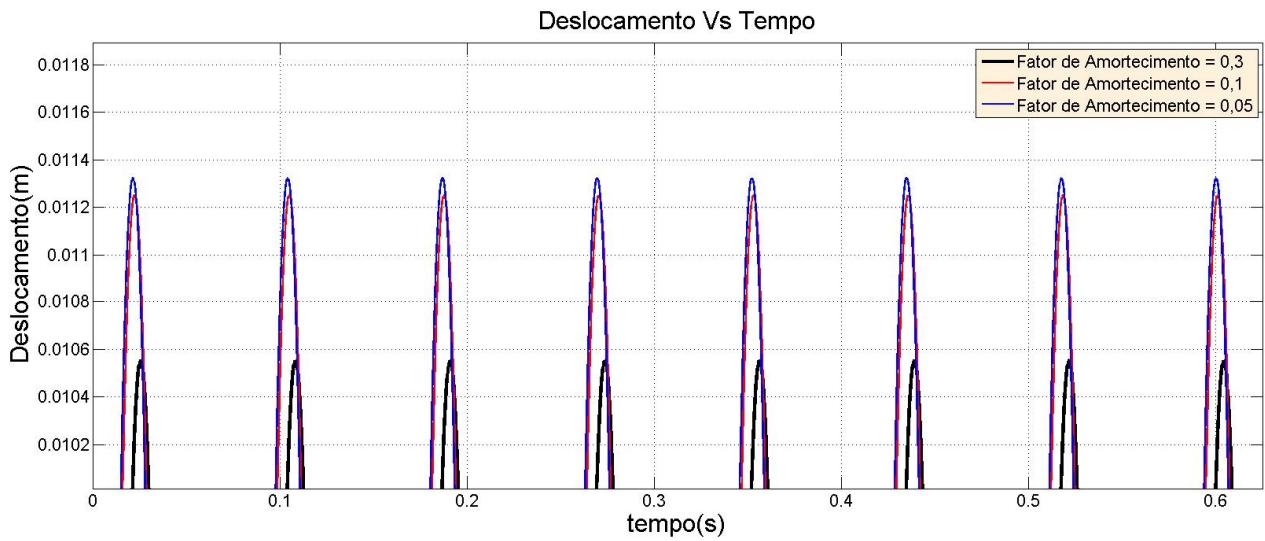


Figura 60: Zoom da figura 59 - Resultado analítico para $w = 50\%w_n$

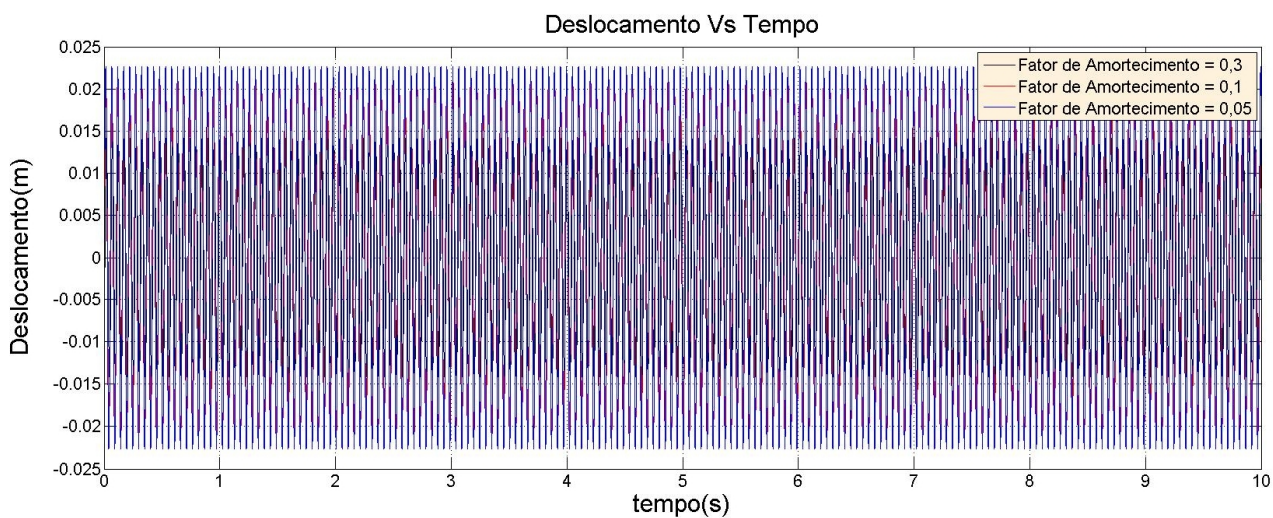


Figura 61: Resultado analítico para $w = 80\%w_n$

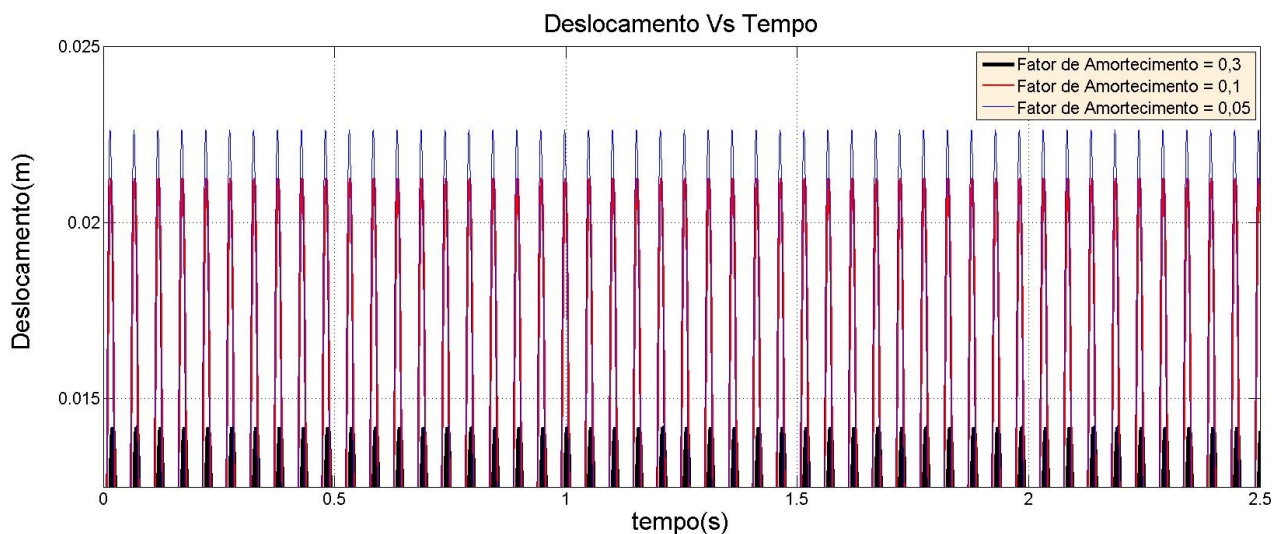


Figura 62: Zoom da figura 61 - Resultado analítico para $w = 80\%w_n$

Através da figura 58, pode-se concluir que as amplitudes de oscilação ficaram em torno de $\pm 0,0087$ m. A figura 60 mostra amplitudes da ordem de $\pm 0,0113$; $\pm 0,0112$ e $\pm 0,0105$ metros para valores de ζ iguais a 0,3; 0,1 e 0,05 respectivamente e $w = 50\%w_n$. Já a figura 62 mostra $\pm 0,023$; 0,021 e 0,014 metros respectivamente para fatores de amortecimento iguais a 0,05; 0,1 e 0,3 e $w = 80\%w_n$. Comparando os resultados analíticos e numéricos, pode-se notar que não houve grandes variações. O supracitado comprova a eficiência do método de Runge-Kutta quando comparado com um modelo analítico. A tabela 5 mostra o supracitado.

Tabela 5: Comparação dos resultados numéricos e analíticos

	Deslocamento - Método Numérico (Runge-Kutta)	Deslocamento - Método Analítico
$\omega = 10\% \omega_n$	8,6mm	8,7 m
$\omega = 50\% \omega_n (\zeta = 0,3)$	11,5mm	11,3 mm
$\omega = 50\% \omega_n (\zeta = 0,1)$	11mm	11,2 mm
$\omega = 50\% \omega_n (\zeta = 0,05)$	10,5mm	10,5 mm
$\omega = 80\% \omega_n (\zeta = 0,3)$	14mm	14mm
$\omega = 80\% \omega_n (\zeta = 0,1)$	21mm	21mm
$\omega = 80\% \omega_n (\zeta = 0,05)$	23mm	23mm

Analisando a tabela 5, pode-se ver que há uma variação de +0,16% para o caso de $\omega = 10\% \omega_n$ quando comparado o método numérico com o analítico. Já para o caso de $\omega = 50\% \omega_n$, há uma variação de -1,4% ($\zeta = 0,3$), +1,81% ($\zeta = 0,1$) e variação nenhuma para $\zeta = 0,05$. Finalmente, para o caso de $\omega = 80\% \omega_n$, variações para os métodos numérico e analítico não podem ser percebidos quando comparados.

VI. Construção do Modelo com Memória de Forma

6.2 O Método de Elementos Finitos

Com o intuito de estudar mecanismos absorvedores de vibrações, alguns modelos foram projetados e simulados em software para análise de resultados. Este capítulo apresenta uma breve descrição do Método de Elementos Finitos (*MEF*) e a implementação dos modelos desenvolvidos para estudar o comportamento pseudoclássico em dispositivos com ligas com memória de forma.

Os problemas de engenharia podem ser estudados através de modelos baseados nos princípios da Mecânica do Contínuo (Malvern, 1969; Lai et al, 1993). Na Mecânica do Contínuo os princípios físicos são modelados sob a forma de equações diferenciais (Lai et al, 1993) e os efeitos relacionados ao comportamento dos materiais são levados em consideração de forma macroscópica através do modelo constitutivo (Ribeiro, 2004). Soluções para o sistema de equações associado ao modelo podem ser obtidas através de métodos numéricos como o Método de Elementos Finitos. A Figura 63 apresenta as etapas para a aplicação do *MEF* e um breve resumo de cada etapa.

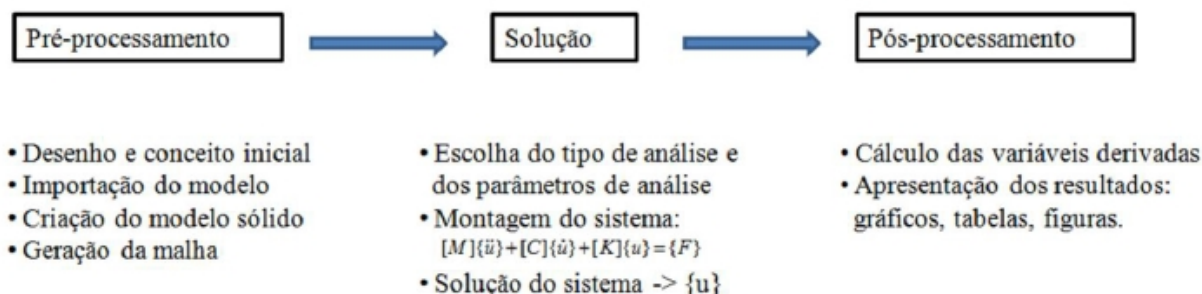


Figura 63: Etapas para aplicação do método M.E.F. (Almeida, 2011)

Em 1943, um matemático chamado Courant, publicou um artigo aonde utilizava elementos triangulares para resolver problemas vibracionais. O Método de elementos finitos foi desenvolvido inicialmente por volta de 1950 nos Estados Unidos da América. No começo, sua aplicação era muito limitada devido ao baixo desenvolvimento computacional da época. Com o crescimento da indústria da informática, rapidamente este método passou a ser utilizado para solução de problemas de energia

nuclear, defesa militar e aeroespacial. Então, em 1965, a NASA fundou um projeto de desenvolvimento de um programa tinha capacidade de resolver problemas bi e tri dimensionais e já utilizava elementos como *beam* e *shell*. (Fish Jacob, 2007)

Em geral, a maneira clássica de resolver problemas de engenharia (métodos analíticos) para determinados tipos de geometria, é quase impossível. O *MEF* possui uma abordagem em uma simulação computacional para resolver esses problemas de forma aproximada. (Fish Jacob, 2007)

A ideia principal de Tefê foi dividir o corpo estudado em elementos finitos conectados por nós. Quando o corpo está nesta condição, chama-se de malha a região composta pelos elementos conectados pelos nós. O resultado obtido aproxima-se da realidade conforme a malha fica mais refinada, ou seja, conforme o número de elementos e nós aumenta (Fish Jacob, 2007). A partir disso, vem a importância de um estudo prévio de convergência de malha antes da conclusão de que os resultados estão de forma aceitáveis.

Ao longo dos anos, cientistas desenvolveram os mais variados métodos para atacar os problemas encontrados quando utiliza-se elementos finitos. Exemplo destes métodos são: Método Variacional, Método de Colocação, Método do Subdomínio e Método de Galerkin (Seegerlind Larry, 1984). Cada método possui suas vantagens e desvantagens dependendo do problema que será abordado.

6.2 O modelo em Ansys

Um modelo numérico foi projetado e analisado utilizando *software Ansys 14.0*. O modelo consiste de uma simplificação de um eixo bi apoiado em dois mancais com uma excitação localizada no meio de seu comprimento total. A ideia principal é simular um eixo com algum forçamento ou desbalanceamento em seu ponto médio. Para tal modelagem, foi utilizada a opção do *Ansys* de simetria, indicada para geometrias que possuem simetria em algum eixo. Os resultados foram analisados e comparados para os casos de um mancal feito de um material com comportamento semelhante ao de um aço comum, ou seja, com o módulo de elasticidade constante, e de um mancal com memória de forma onde seu módulo de elasticidade varia de acordo com a tensão aplicada. Neste trabalho, foi feita uma análise estática do conjunto eixo-elemento absorvedor. Apenas um carregamento e descarregamento foi aplicado. A figura 64 ilustra um modelo semelhante ao modelo utilizado no *Ansys* para análise de elementos finitos.

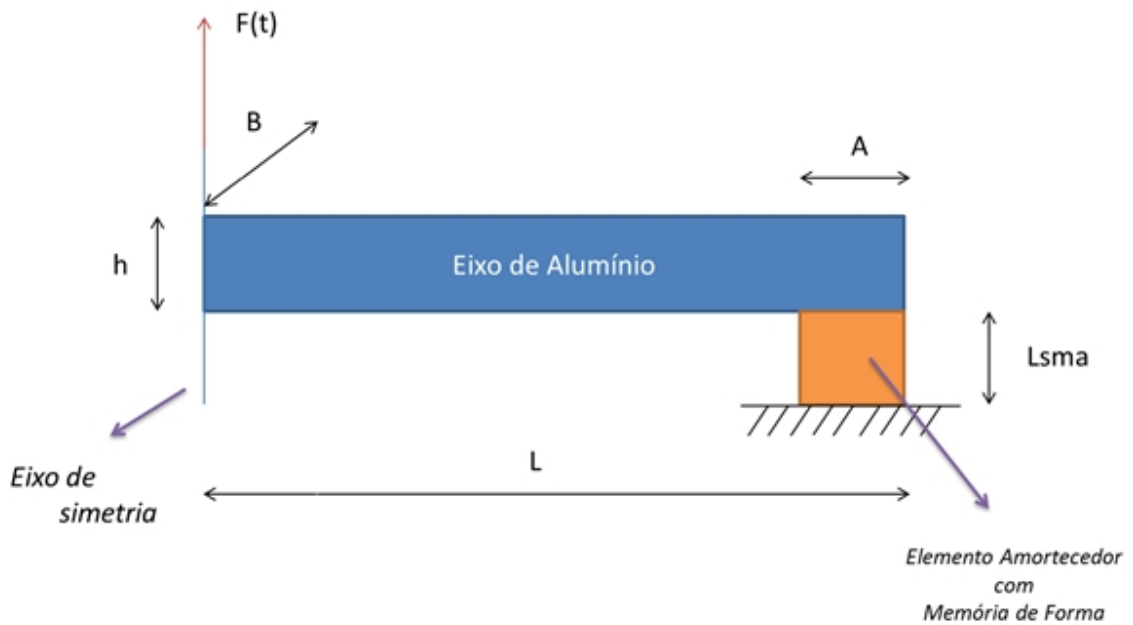


Figura 64: Modelo com simetria utilizado para análise de elementos finitos.

Os parâmetros utilizados para análise de elementos finitos foram de acordo com a tabela 6.

Tabela 6: Parâmetros utilizados para modelagem em Ansys.

Parâmetro	Valor
L	0,5 m
Lsma	16 mm
A	0,4 mm
B	0,4 mm
H	15 mm
F	40 N
Esize	A/2
nDiv	80 pts
nCiclos	0,5

Para modelagem do eixo de alumínio foi utilizado elementos de viga, BEAM188 (figura 65), de forma a deixar a geometria do eixo mais simples, mas sem perder a capacidade de simulação da realidade. O elemento BEAM188 é adequado para a análise de estruturas de viga esbelta. O elemento é

baseado na teoria de viga de Timoshenko, que inclui efeitos de cisalhamento e deformação. O elemento BEAM188 tem seis ou sete graus de liberdade em cada nó. Estes incluem traduções em x, y, e z direções e rotações sobre os X, Y, e Z. Um sétimo grau de liberdade (deformação magnitude) é opcional. Este elemento é adequado para análises linear, de grande rotação, e / ou grandes aplicações não-lineares de deformação. O elemento inclui termos de tensão e rigidez, por padrão, em qualquer análise com grande deflexão. (Ansys 14.0)

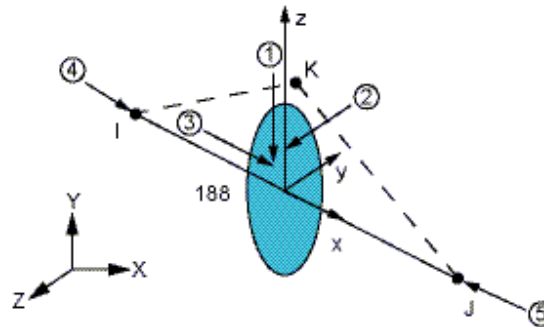


Figura 65: Elemento Beam 188 (Ansys 14.0)

Para estudo do elemento absorvedor com memória de forma foi utilizado elementos planos, SOLID185 (figura 66), gerando uma geometria de três dimensões. O elemento SOLID185 é utilizado para modelar estruturas sólidas 3D. Ele é definido por oito nós com três graus de liberdade em cada nó: apresenta translações nodais nas direções x, y, z. O elemento tem plasticidade, hiperelasticidade, stress enrijecimento, a deformação, grande desvio, e grande capacidade de deformação. Ele também tem capacidade de formulação para simulação de deformações dos materiais elastoplásticos quase incompressíveis e materiais hiperelásticos totalmente incompressíveis. O SOLID185 está disponível em duas formas: Homogêneo estrutural sólido e homogênea estrutural sólido. (Ansys 14.0)

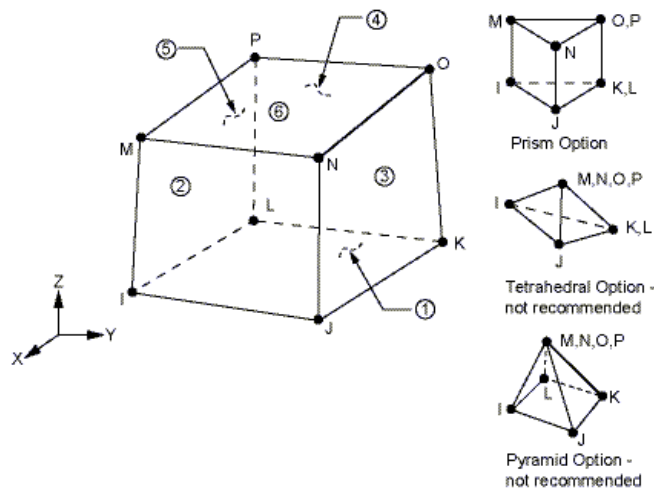


Figura 66: Elemento Solid185 (Ansys 14.0)

A malha utilizada foi a com elemento de tamanho $A/2$. A geometria utilizada e as dimensões da barra e do elemento pseudoelástico foram escolhidos de maneira que as tensões não ultrapassassem 200 MPa no eixo e que deem em torno de 650 MPa no fio para garantir que haverá transformação da fase austenítica para martensítica. Foi feito um estudo de convergência aumentando o número de divisões (nDiv) que representa o número de divisões por ciclo. A figura 67 ilustra como os resultados convergiram para o caso linear-elástico. Estabeleceu-se como parâmetro de convergência que os resultados não variem mais do que 10% em relação a simulação anterior. A convergência ocorreu então desde o início da simulação. A figura 68 mostra o gráfico comparando as amplitudes de oscilação do ponto médio do eixo em relação ao tempo para os casos linear-elástico e não linear para nDiv anteriormente citado na tabela 6.

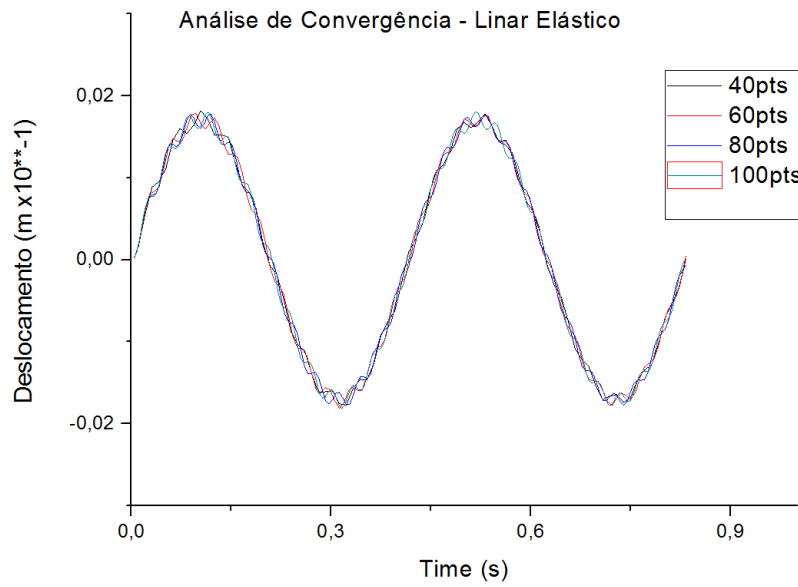


Figura 67: Análise de Convergência

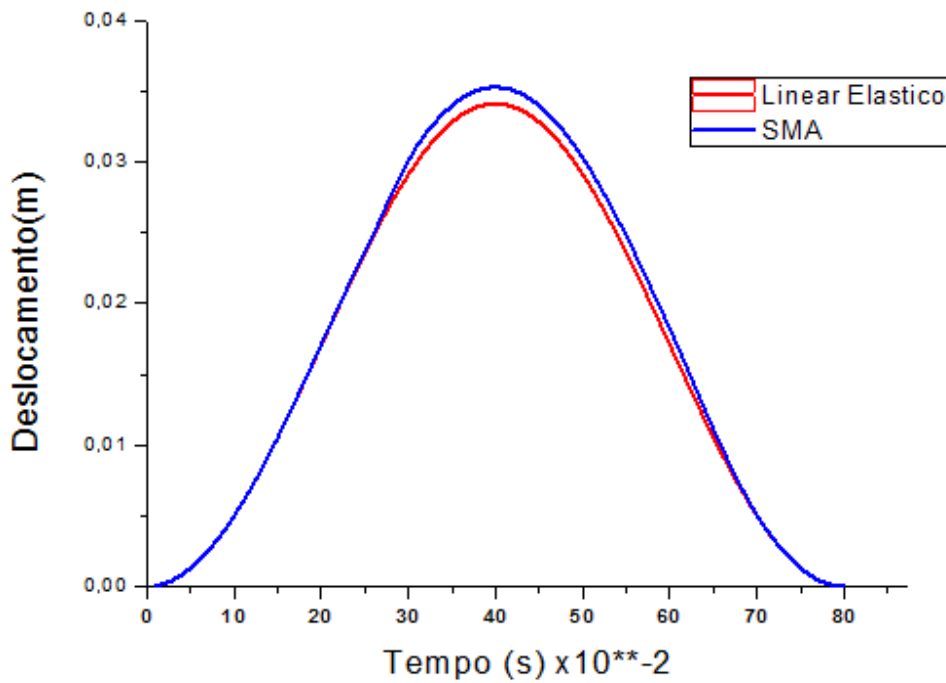


Figura 68: Comparação dos deslocamentos

Inicialmente, nesta análise estática onde só foi levado em conta o carregamento e descarregamento, o elemento pseudoelástico apresentou um deslocamento máximo um pouco maior que o elemento linear-elástico. O *software Ansys* apresentou valores de deslocamento máximo iguais a

0,03412 m e 0,03529 m para os casos sem memória de forma e com memória de forma respectivamente. Isto ocorreu, pois o elemento com memória de forma possui uma rigidez menor que o elemento sem memória de forma. Resultando em um deslocamento prévio maior. Entretanto, espera-se que em análises transiente, onde os efeitos de inércia são considerados e vários ciclos simulados, o elemento com memória de forma apresente picos de deslocamentos menores que elementos lineares-elásticos. Um estudo mais aprofundado e detalhado seria necessário para concluir o que foi anteriormente explanado.

Concomitantemente, as tensões aplicadas ao elemento com memória de forma foram monitoradas e podem ser analisadas através da figura 69. Neste caso, há um pequeno ponto onde as tensões chegam a 710 MPa, mas majoritariamente elas ficam em torno de 485 MPa.

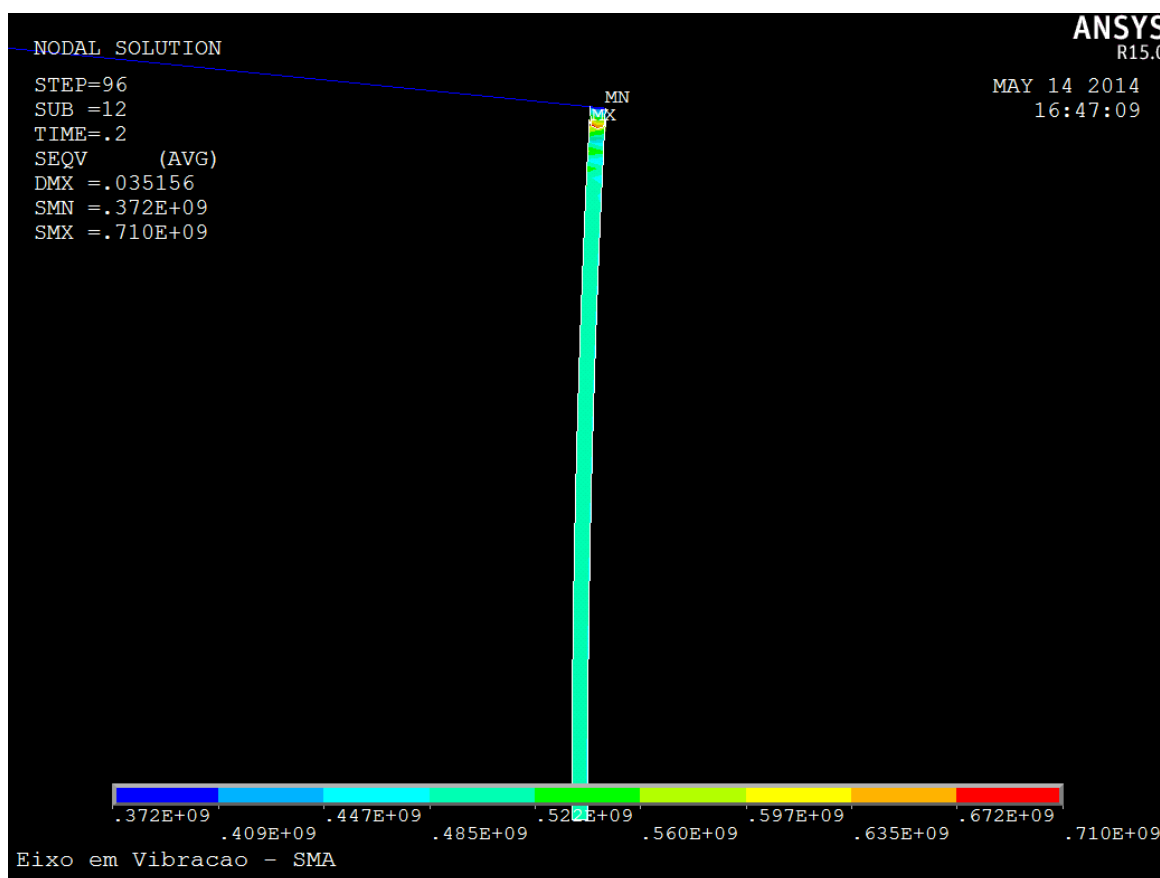


Figura 69: Elemento absorvedor de energia - Tensões atuantes

A figura 70 e a figura 71 mostram os gráficos Tensão X Deformação e Força X Deslocamento e respectivamente. Pode-se notar pela figura 70 que o elemento amortecedor com memória de forma

passa por um período elástico até uma tensão de aproximadamente 350×10^6 Pa quando a partir daí entra em regime de transformação de fase (Austenita \rightarrow Martensita). Fica assim até uma tensão de aproximadamente 400×10^6 Pa quando volta ao regime elástico novamente. Ao retornar, não retorna pelo mesmo caminho, permanecendo no regime elástico até uma tensão de aproximadamente 200MPa quando sofre transformação de fase novamente (Martensita \rightarrow Austenita) até uma tensão aproximada de 75 MPa retornando para o regime elástico e finalizando o ciclo. Analisando o gráfico da figura 70, pode-se notar o loop de histerese gerado. A área contida dentro deste loop é associada à energia total dissipada pelo absorvedor. O *software Oringin* forneceu uma área equivalente a $1,72 \times 10^7$ J/m³. Já a figura 71 também possui um loop de histerese e a área fornecida foi de $4,34 \times 10^{-2}$ J. O loop de histerese da figura 70 é associado à tensão e deformação do elemento dissipador enquanto que o loop de histerese da figura 71 é associado à força e deslocamento de toda a estrutura (eixo mais elemento dissipador).

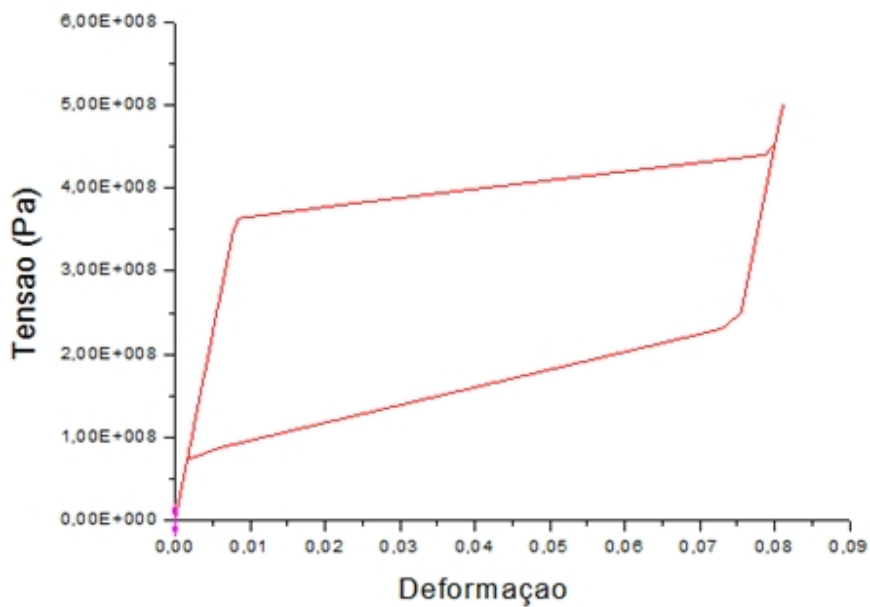


Figura 70: Gráfico Tensão x Deformação; Loop de Histerese

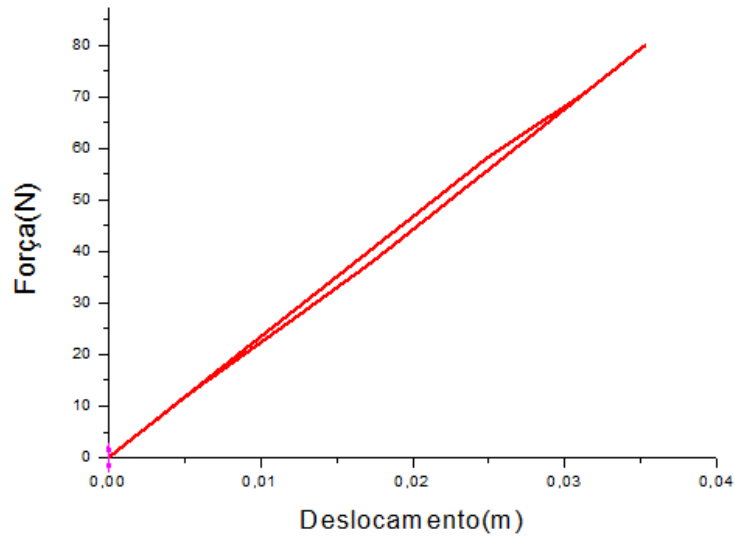


Figura 71: Gráfico Força x Deslocamento; Loop de Histerese

Comparando o loop de histerese da figura 71 e a equação 20, é possível chegar a um valor de ζ equivalente.

$$\zeta_{HIST} = \frac{Area_{HIST}}{2\pi \cdot F_0 \cdot u_0} = \frac{0,0434}{2\pi \times 80 \times 0,03529} = 0,00244... = 0,00245 \quad (30)$$

A partir da equação 30, pode-se obter um valor equivalente para a variável c que representa o valor do amortecimento.

$$\zeta = \frac{c}{2m \omega_n}, \quad \text{então } c = \zeta \cdot 2m \omega_n \rightarrow c = 0,15 \text{ N.s/m} \quad (31)$$

O valor de ζ equivalente e de c equivalente apresentam-se baixos devido ao modelo consistir em um elemento absorvedor de secção transversal muito pequena e um eixo muito longo. Para se obter valores maiores de ζ e c , deve-se aumentar a secção transversal do elemento dissipador e diminuir o comprimento total do eixo, enrijecendo-o assim o último.

Através da figura 72, pode-se analisar como a fração de martensita (beta) varia em função do tempo. Até aproximadamente 0,18 segundos a porcentagem de martensita no elemento é igual a zero. Referente à primeira fase elástica do material. Após 0,18 segundos, a fração de martensita começa a crescer atingindo um valor máximo de 100%, referente ao final da primeira transformação de fase do material.

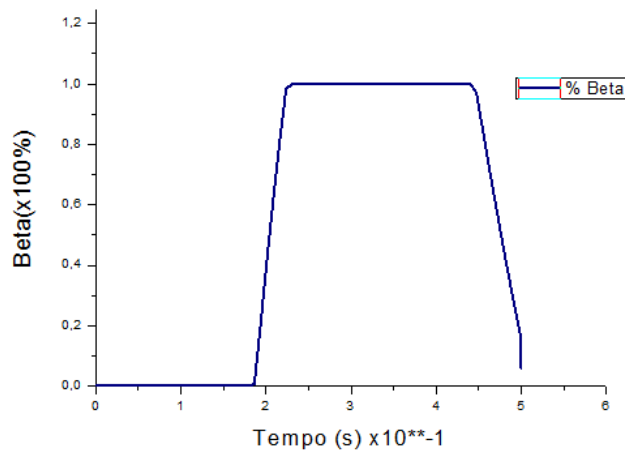


Figura 72: Formação de Martensita

A figura 73 mostra como ficou a distribuição de porcentagem de martensita no loadstep de maior tensão. Nota-se que praticamente todo o elemento absorvedor de energia sofreu transformação de fase completa, deixando apenas um pequeno trecho sem transformação total.

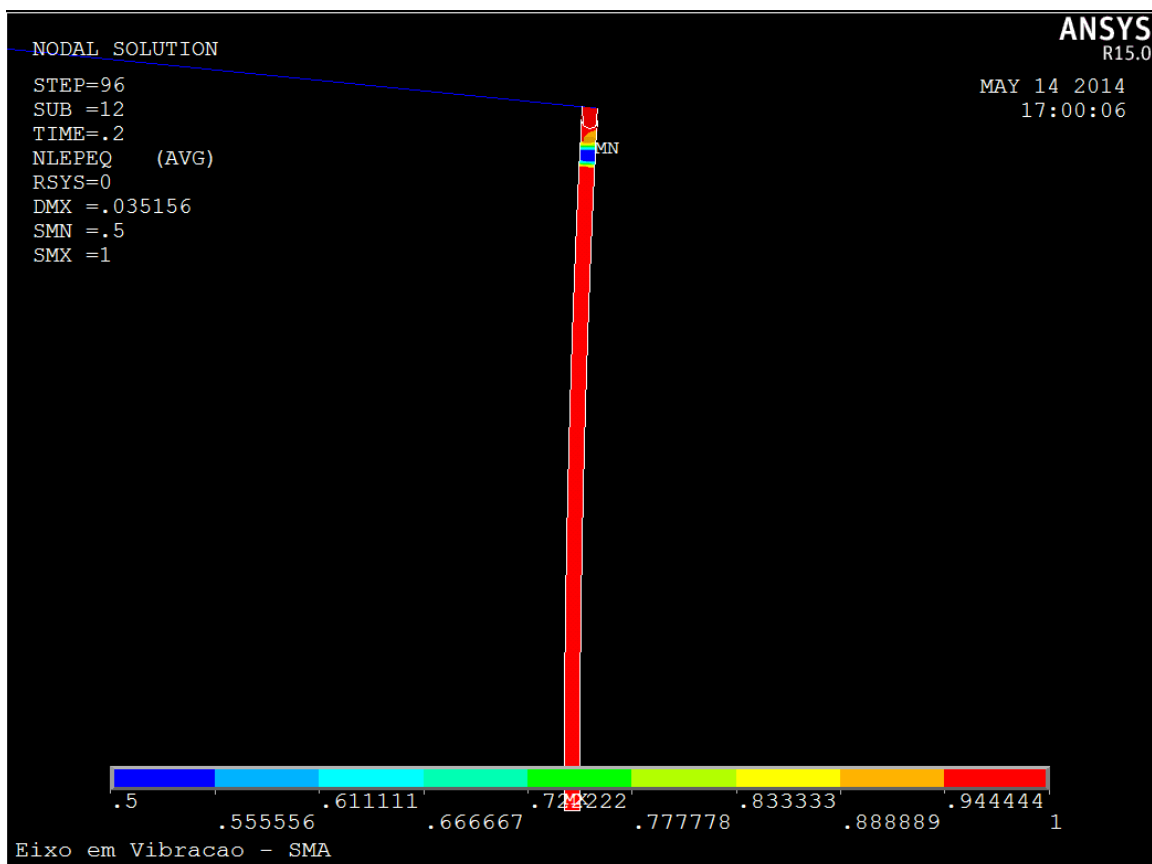


Figura 73: Transformação de fase no elemento absorvedor de energia

VII. Conclusões e Sugestões

7.1 Conclusões

A redução de vibrações é uma área cada vez mais explorada no contexto da engenharia. Falhas mecânicas e desconforto são pontos de prioridade quando se projetam máquinas rotativas que possuem eixos e que produzirão os mais variados tipos de vibrações. A utilização de materiais com memória de forma e pseudoelasticidade em dispositivos mecanismos absorvedores de vibrações se mostra muito eficiente devido a sua alta capacidade de deformação, a sua alta capacidade de absorver energia e ao seu processo termomecânico associado a transformação de fase através de uma tensão aplicada.

Este trabalho se apoia sobre 3 conceitos básicos: Problemas de vibrações em eixos, ligas com memória de forma e controle de vibrações. Através da revisão bibliográfica, foi possível identificar diversos problemas de vibrações em eixos e também maneiras alternativas de solucionar estes problemas. Também foi possível destacar a importância da utilização de ligas com memória de forma para atenuação dos problemas anteriormente citados e em outros diversos setores da engenharia. Para tal abordagem e desenvolvimento dos tópicos anteriormente citados, um modelo massa-mola foi simulado em dois softwares: *MatLab* e *Ansys*.

No *MatLab*, foi analisado um modelo de vibrações amortecidas e forçadas. Os casos foram simulados utilizando um métodos numérico (Runge-Kutta) e um método analítico. Os resultados numéricos se mostraram bem próximos dos resultados analíticos. Conforme esperado, aumentando-se a frequência de oscilação e conseqüentemente aproximando-se da frequência natural do sistema, as amplitudes de oscilação também aumentaram. Entretanto, quanto mais próximo da frequência natural, mais significativa se faz o amortecimento, reduzindo proporcionalmente as assim as amplitudes. O modelo numérico se mostrou bem eficiente, chegando a valores próximos quando comparado com os resultados do modelo analítico. Houve uma discrepância máxima de apenas 1,81% do modelo numérico para o analítico. Os resultados do *MatLab* também comprovam que aumentando a frequência de oscilação de 10% da frequência natural para 80% (um aumento de 70%), as amplitudes aumentam 62,7% para o caso de $\zeta = 0,1$ e 67,44% para o caso de $\zeta = 0,3$.

No *Ansys*, foi analisado um modelo estático (apenas carregamento e descarregamento) substituindo o elemento amortecedor e a mola por um elemento dissipador de energia com memória de forma. Nesta

nova abordagem, utilizou-se o método de elementos finitos para avaliar a redução da amplitude de oscilação do eixo. Foi simulado o caso linear-elástico onde o absorvedor de vibração possui um módulo de elasticidade constante e um caso onde a pseudoelasticidade foi ativada. Nota-se uma pequena diferença entre os dois casos, apresentando-se na curva com memória de forma um ponto máximo de deslocamento com 0,00117 m a mais que no caso linear elástico. Isto ocorreu devido ao elemento com memória de forma ser menos rígido que o elemento linear elástico. A simulação estática se mostrou insuficiente para analisar uma real redução de vibração se olhado apenas pelo deslocamento do ponto médio. Entretanto, observando os gráficos obtidos nas simulações de elementos finitos, pode-se dizer que o loop de histerese do efeito pseudoelástico observado em ligas SMA austeníticas é associado a dissipação de energia. Desta forma, este efeito pseudoelástico de ligas SMA pode ser usado como absorvedores de vibrações. Os resultados numéricos mostram que a utilização de elementos com memória de forma e pseudoelasticidade podem ser usados como absorvedores de energia eficientes. Quando um elemento com pseudoelasticidade é comparado com um elemento cujo módulo de elasticidade se comporta de maneira linear-elástica, a energia total dissipada é muito maior. O efeito disso é uma redução considerável dos níveis de vibrações em eixos.

Para uma melhor análise de deslocamento x tempo, seria necessário um modelo simulado de maneira transiente, para algumas frequências de oscilação diferentes, onde os efeitos de inércia são considerados. E assim comparados com um elemento linear-elástico.

7.2 Sugestões

Como sugestão para possíveis trabalhos futuros, procurando o aperfeiçoamento deste projeto final ou abordagem de temas menos explorados algumas sugestões podem ser feitas. O modelo aqui estudado considera um eixo em rotação com somente um grau de liberdade.

Para uma simulação mais próxima da realidade, modelos com mais de um grau de liberdade devem ser estudados, e assim, conclusões mais precisas poderão ser retiradas. Outra excelente abordagem do problema poderia ser feita simulando a transformação de fase do elemento com memória de forma no MatLab utilizando os modelos de Tanaka e Brinson. A construção de um modelo experimental seria de extrema importância para comprovar os valores de amplitudes de oscilação aqui achados. Unindo assim a teoria com a realidade prática.

Na questão do elemento de memória de forma, pode-se estudar propriedades internas como: a quantidade total de energia dissipada, a carga máxima admissível para um ou mais elementos e a geometria do absorvedor. Outros materiais inteligentes como piezoelétricos, piezomagnéticos e fluidos reológicos também podem ser temas de trabalhos para redução de vibrações em eixos.

VIII. Referências Bibliográficas

- ALMEIDA, H.B.D.G., Análise via Método dos Elementos Finitos de Falhas em Placas Compósitas Utilizando Materiais Piezoelétricos, Projeto Final, DEM/POLI/UFRJ, 2011.
- Aguiar, R. A, Savi, M. A., and Pacheco, P. M. C. L. Experimental and numerical investigation of shape memory alloy helical springs, Rio de Janeiro, Janeiro 2010.
- de Aguiar, R. A. Pacheco P. M. C. L., Savi, M. A. ABSORVEDORES DE VIBRAÇÕES UTILIZANDO LIGAS COM MEMÓRIA DE FORMA – RESULTADOS EXPERIMENTAIS, CEFET/RJ – PPEMM, COPPE/UFRJ – Departamento de Engenharia Mecânica, Agosto 2010, RJ Brasil.
- de Aguiar, R. A. A. ANALISE DE REDUÇÃO DE VIBRAÇÕES UTILIZANDO LIGAS COM MEMÓRIA DE FORMA, COPPE UFRJ, Rio de Janeiro, Outubro 2011.
- de Aquino, A. S. CONTROLE DE UM SISTEMA SOB DESBALANCEAMENTO ROTATIVO UTILIZANDO ATUADOR DE LIGA COM MEMORIA DE FORMA, João Pessoa, PB, Abril 2011.
- BANDEIRA, E.L., Análise de Treliças Adaptativas com Memória de Forma e Não-Linearidades Geométricas Através do Método dos Elementos Finitos, Dissertação de Mestrado, COPPE/UFRJ, 2005.
- Blandon, C. A., EQUIVALENT VISCOUS DAMPING EQUATION FOR DIRECT DISPLACEMENT BASED DESIGN, European School of Advanced Studies in Reduction of Seismic Risk, Università degli Studi di Paiva, October 2004.
- Brinner, T. R., Traylor, F. T., Stewart, R. E., CAUSES AND PREVENTION OF VIBRATION INDUCED FAILURES IN SUBMERSIBLE OIL WELL PUMPING EQUIPMENT, 57th Annual Fall Technical Conference and Exhibition of the Society of Petroleum Engineers of AIME, New Orleans, 1982.
- C.A.N. Oliveira, C.H. G., S. L. Urtiga Filho, N.F. Quadros, C. J. de Araújo, M. G. Souza, E.A.C. Pina, J.O.S. Rocha, J.C.S. Tavares, J. J. Figueredo. Neto, CARACTERIZAÇÃO DO EFEITO MEMÓRIA DE FORMA EM MOLAS DESTINADAS A ATUADORES INTELIGENTES, Universidade Federal de Pernambuco, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Campina Grande, Departamento de Engenharia Mecânica, Novembro 2006, Foz do Iguaçu, PR, Brasil.
- C, F, Beard BSc, STRUCTURAL VIBRATION - ANALYSIS AND DAMPING, Gra Bretanha, 1996.
- Castilho, W. S., da Silva, E. P. ALGUMAS APLICAÇÕES DAS LIGAS COM MEMÓRIA DE FORMA SHAPE MEMORY ALLOYS – SMA, Sinergia, São Paulo, v. 12, n. 1, p. 99-108, jan./abr. 2011.
- Durham, M. O., Williams, J. H., Goldman, D. J., EFFECT OF VIBRATION ON ELECTRIC-SUBMERSIBLE PUMP FAILURES,

- ELAHINIA, M.H., KOO, J.H., TAN, H., 2005 “Improving Robustness of Tuned Vibration Absorber Using Shape Memory Alloy, *Shock and Vibration*, v. 12, pp. 349-361.
- Fernandes, F. M. B. Ligas com Memória de Forma, Departamento de ciência dos Materiais / CENIMAT Universidade Nova de Lisboa, Abril 2006.
- Fish, J., Belytschko, T., A FIRST COURSE IN FINITE ELEMENTS, Rensselaer Polytechnic Institute, USA, Northwestern University, USA, 2007.
- Flach, L. M., Coutinho, P. P., Gachet, R. F., ANÁLISE DINÂMICO-ESTRUTURAL DE COLUNAS DE PERFURAÇÃO DE POÇOS DE PETRÓLEO, Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Sulkow da Fonseca – Maracanã, 2013.
- Garcia, M. S., ANÁLISE DE DEFEITOS EM SISTEMAS MECÂNICOS ROTATIVOS A PARTIR DA MONITORAÇÃO DE VIBRAÇÕES, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2005.
- Hartog, J. P. D., MECHANICAL VIBRATIONS, 4th edition, New York, 1985.
- He, Y., Oi, S., Chu, F., Li, H., Vibration control of a rotor–bearing system using shape memory alloy: I. Theory, Department of Manufacture Engineering and Engineering Management, City University of Hong Kong, Hong Kong, People’s Republic of China, December 2006.
- He, Y., Oi, S., Chu, F., Li, H., Vibration control of a rotor–bearing system using shape memory alloy: II. Experimental study, Department of Manufacture Engineering and Engineering Management, City University of Hong Kong, Hong Kong, People’s Republic of China, December 2006.
- Hibbler R. C., Resistência dos Materiais, 7 edição, Pearson Prentice Hall, 2009
- Humbeeck, J.V., High Temperature Shape Memory Alloys, 1999, The American Society of Mechanical Engineers.
- LA CAVA, C.A.P., MACHADO, L.G., SILVA, E.P., 1999, Modelagem de Dispositivos Mecânicos Fabricados de Ligas com Memória de Forma, Projeto Final, Departamento de Engenharia Industrial Mecânica, CEFET/RJ.
- LAI, W.M.; RUBIN, D.; KREML E., Introduction to continuum mechanics, Butterworth-Heinemann, 1993.
- NAE, F.A., IKEDA, T., MATSUZAKI., 2004, “The Active Tuning of Shape Memory Alloy Pseudoelastic Property”, *Smart Materials and Structures*, v. 14, pp. 287-292.
- Neto, W. C. C.L., SISTEMA DE ACIONAMENTO DE FLAPS ATRAVÉS DE FIOS COM MEMÓRIA DE FORMA, Relatório final de iniciação científica, Cefet – Maracanã, Agosto 2012.
- Neto, W. C. C.L., Modelagem e Análise Experimental de um Atuador de Flaps Acionado por Fios com Memória de Forma, Relatório final de iniciação científica, Cefet – Maracanã, Agosto 2013.

- Pacheco, P. M. C. L., de Aguiar, R. A. A., Raigusoff, I. I. T., da Hora, R. B., Adeodato, A., MODELING PSEUDOELASTIC VIBRATION ATTENUATORS ELEMENTS USING THE FINITE ELEMENT METHOD, Ribeirão Preto, COBEM, 2013.
- Paiva, A., MODELAGEM DO COMPORTAMENTO TERMOMECÂNICO DAS LIGAS COM MEMÓRIA DE FORMA, Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, Programa de Pós-Graduação, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro (PUC - Rio), 2004.
- Pereira, J. H. I. UM ESTUDO SOBRE ATUADORES LINEARES COM MOLAS HELICOIDAIS DE LIGA COM MEMÓRIA DE FORMA, CEFET-Maracana, Fevereiro 2009.
- Rao, Singiresu, VIBRAÇÕES MECÂNICAS, 4 edição, *Pearson Prentice Hall*, 2009, São Paulo.
- Shigley J.E., Mischke C. R., Budynas R. G., Projeto de Engenharia Mecânica, 7 edição, *Bookman*, 2005.
- da Silva, Fernando Ribeiro, VIBRAÇÕES MECÂNICAS, Departamento de Engenharia Mecânica, Setembro 2011.
- Soeiro, Newton Sure, CURSO DE FUNDAMENTOS DE VIBRAÇÕES E BALANCEAMENTO DE ROTORES, Belém, Universidade Federal do Pará, 2008.
- Riagusoff, I. I.T., ESTUDO DE DISPOSITIVOS PSEUDOELASTICOS APLICADOS A ATENUADORES DE VIBRAÇÕES, Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Sulkow da Fonseca - Maracanã, 2012.

IX. Apêndice

9.1 Rotinas em MatLab

Método Analítico - Vibração forçada e amortecida

```
clearall
clc

% Tempo
tspan=0:0.00005:10;

% Declaracao das Constantes
X0=0;
fi0=0;
m=0.2;
c=3.06;
k=4680;
w=121.5;
F0=40;

% Equacoespreliminares
wn = (k/m)^0.5;
X = (F0)/[(k-m*(w^2))^2+(c*w)^2]^0.5;
fi = atan((c*w)/(k-m*w^2));
cc = 2*(k*m)^0.5;
qsi = c/cc;
wd = ((1-(qsi^2)^0.5)*wn;
%A = (X0.*(2.71).^ (qsi.*wn.*tspan));
%B = X.*cos(w.*tspan-fi);

% Resposta total
% x = (X0.*(2.71).^ (qsi.*wn.*tspan)).*cos(wd.*tspan-fi0)+X.*cos((w.*tspan-fi));
x=X.*sin((w.*tspan-fi));

% Plotagem
plot(tspan,x,'b');
gridon
xlabel('tempo (s)')
ylabel('Deslocamento (m)')
title('Deslocamento Vs Tempo')
holdon;
```

Método Runge-Kutta - Vibração forçada e amortecida

```
function yp = forcada(t,y)
m=0.2;
c=18.35;
k=4680;
w=15.2;
F0=40;

yp=[y(2); (((F0/m)*sin(w*t))-(c/m)*y(2))-((k/m)*y(1))];
```

```

clearall
clc

tspan=[0 5];
y0=[0;0];
options=odeset('Refine',100);
[t,y]=ode45('forcada',tspan,y0,options);

plot(t,y(:,1),'k');
gridon
xlabel('tempo(s)')
ylabel('Deslocamento(m)')
title('Deslocamento Vs Tempo')
holdon;

```

Calculadas razões de amplitude em função da razão de frequências

```

clearall
clc

% Declaracao das Constantes
m=0.2;
c=3.06;
k=4680;
w=0:1:300;
F0=40;

% Equacoespreliminares
wn=(k/m)^0.5;
qsi=c/(2*m.*wn);
X=(F0)./(k-m.*(w.^2)).^2+(c.*w).^2.^0.5;
r=w./wn;
z=1./(((1-r.^2).^2)+((2*qsi*r).^2)).^0.5;

plot(r,z,'b');
gridon
xlabel('Razão de Frequencias (w/wn)')
ylabel('Razão de Amplitudes (X/Dst)')
title('Condições de Ressonância')
holdon;

```

9.2 Rotina em Ansys

```
FINISH
/CLEAR
/PREP7
!/FILENAME,SMA_Vibração de Eixo
/PREP7
/TITLE,Eixo em Vibração - SMA
C*** ===== PARÂMETROS DE ENTRADA =====
!TipoAnalise=0          ! Análise Linear Elástica
TipoAnalise=1          ! Análise SMA
nDiv=10000
nCiclos=1
freq=2.4
fator=1.5
PI=ACOS(-1)
C*** ===== CONSTANTES GEOMÉTRICAS =====
L=0.5
h=0.015
b=0.005
aSMA=0.0004
bSMA=0.0004
LSMA=40*aSMA
!F=(1200/bViga)*1
F=40
As=b*h
Iz=b*(h**3)/12
C*** ===== DEFINICAO DOS TIPOS DE ELEMENTOS =====
!ET,1,PLANE182,1,,5          ! SMA
!R,1,bSMA
ET,1,SOLID185
KEYOPT,1,2,1                ! KEYOPT para definir integração completa no elemento
ET,2,BEAM188                ! Alumínio
!R,2,As,Iz,h
```

```

SECTYPE,1,BEAM, RECT, Viga,
SECDATA, h, b,
ET,3,MESH200,6           ! AREA
!ET,4,MASS21           ! ELEMENTO DE MASSA
!R,4,m,m,m
C*** ===== DEFINICAO DAS PROPRIEDADES =====
EX=45.0E9                ! Módulo de elasticidade (GPa)
NUXY=0.30                ! Coeficiente de Poisson
SIG_SAS=(620e6)/fator2   ! Tensão de início da transformação de fase (MPa)
SIG_FAS=(750e6)/fator2   ! Tensão final da transformação de fase (MPa)
SIG_SSA=(400e6)/fator2   ! Tensão de início da inversão da transformação de fase (MPa)
!SIG_FSA=(200e6)/fator2  ! Tensão final da inversão da transformação de fase (MPa)
SIG_FSA=(200e6/1.5)/fator2 ! Tensão final da inversão da transformação de fase (MPa)
EPSILON=0.07            ! Máxima deformação residual (mm/mm)
ALPHA=0                 ! Parâmetro que afeta a resposta do material em compressão e tensão
Ro_Al=2.7e3
Ro_SMA=6.45e3
MP,EX,1,EX              ! Material do corpo de SMA
MP,NUXY,1,NUXY
MP,DENS,1,Ro_SMA
MP,EX,2,70e9            ! Material da placa rígida
MP,NUXY,2,0.32
MP,DENS,2,Ro_Al
*IF,TipoAnalise,EQ,1,THEN
    TB,SMA,1,1
    TBDATA,1,SIG_SAS,SIG_FAS,SIG_SSA,SIG_FSA,EPSILON,ALPHA ! Limpa as propriedades de material
*ENDIF
C*** ===== GEOMETRIA (SECAO LONGITUDINAL) =====
x1=0
y1=0
x2=L-aSMA
y2=0
x3=L

```

```

y3=0
x4=x2
y4=-LSMA
x5=x3
y5=y4
x6=x5
y6=y5
Z6=bSMA/2
x7=x5
y7=y5
Z7=-bSMA/2
K,1,x1,y1
K,2,x2,y2
K,3,x3,y3
K,4,x4,y4
K,5,x5,y5
K,6,x6,y6,z6
K,7,x7,y7,z7
L,1,2
A,4,5,3,2
L,5,6
L,5,7
C*** ===== GEOMETRIA E MALHA(VIGAS) =====
TYPE,3
MAT,1
ESIZE,(aSMA/2)
AMESH,1
TYPE,1
ESIZE,,1
VDRAG,1,,,,,6 ! === GERAÇÃO DOS ELEMENTOS SÓLIDOS AO LONGO DA LINHA GUIA
VDRAG,1,,,,,7 ! === GERAÇÃO DOS ELEMENTOS SÓLIDOS AO LONGO DA LINHA GUIA
ACLEAR,ALL
nummrg,ALL,1e-6

```

TYPE,2

MAT,2

REAL,2

LESIZE,1,,,10

LMESH,1

LESIZE,4,,,1

LMESH,4

!TYPE,4

!MAT,

!REAL,4

!KMESH,1

C***===== CONDIÇÕES DE CONTORNO E CARREGAMENTOS =====

ASEL,S,LOC,y,-LSMA,-LSMA

DA,ALL,Uy,0

ALLSEL,ALL,ALL

nsel,s,loc,x,0,0

D,ALL,UX

D,ALL,ROTZ

ALLSEL,ALL,ALL

DK,1,UZ,0

DK,1,ROTY,0

DK,1,ROTX,0

C***===== SOLUCAO =====

/SOLUTION

!ANTYPE,TRANS

OUTPR,ALL,
Item, Freq)

! Controla a frequência de salvar resultados no printout. (OUTRES,

! Mudar o ALL e o Freq para reduzir o

tamanho do rst se for o caso

OUTRES,ALL,

! Controla a frequência de salvar resultados no banco de dados

!NLGEOM,ON

! Efeitos de Não-linearidades Geométricas

CUTCONTROL,PLSLIMIT,0.15

! Controla o CUTOFF da deformação plástica

ANTYPE,TRANS

! Define a análise como transiente

!AUTOTS, ON

! Especifica se usa tempo automático ou não

```

NSUBST,20,100,10, OFF                                ! NSUBST, INITIAL, MAX, MIN, OFF (Carry over time)
KBC,0                                                  ! Loads are linearly interpolated (ramped)
*DIM,u_Ext,ARRAY,nCiclos*nDiv                        ! Vetores de armazenamento
*DIM,F_Ext,ARRAY,nCiclos*nDiv
*DIM,beta,ARRAY,nCiclos*nDiv
*DIM,e,ARRAY,nCiclos*nDiv
*DIM,S,ARRAY,nCiclos*nDiv
KSEL,S,LOC,x,x1,x1                                    ! Nó e KP da extremidade para determinação da força e deslocamento

KSEL,R,LOC,y,y1,y1
KSEL,R,LOC,z,0,0
*GET,KP_Ext,KP,0,NUM,MIN
NSLK,S
*GET, nExt, NODE, 0, num, MAX,
NSEL,S,LOC,Z,0,0
NSEL,R,LOC,Y,-LSMA/2,-LSMA/2
NSEL,R,LOC,X,(L-(aSMA/2.0)),(L-(aSMA/2.0))
*GET, nSMA, NODE, 0, num, MAX,
ALLSEL,ALL,ALL
t=0
dt=(1/freq)/nDiv
*DO,ii,1,(nDiv*nCiclos),1                            ! LoadSteps - Carregamento
    t=t+dt
    TIME,t
    F_amp=F*(1-cos(2*PI*freq*t))
!    F_amp=F*sin(2*PI*freq*t)
    FK,1,Fy,F_amp
    SOLVE

    *GET, uy_Ext,NODE,nExt,U,y                        ! recupera deslocamento da extremidade
!    *GET, e_SMA,NODE,nSMA,EPTO,EQV                  ! recuperadeformacao total
    *GET, S_SMA,NODE,nSMA,S,y                        ! recuperatensao

    u_Ext(ii)=uy_Ext
    F_Ext(ii)=F_amp

```



```

S(ii)=S_SMA
*IF,TipoAnalise,EQ,1,THEN
    *GET, e_SMA_e,NODE,nSMA,EPEL,Y          ! recuperadeformacao total
    *GET, e_SMA_p,NODE,nSMA,EPPL,Y          ! recuperadeformacao total
    *GET, beta_SMA,NODE,nSMA,NL,EPEQ        ! recupera fase
!
    *GET, beta_SMA,NODE,nSMA,EPPL,EQV      ! recupera fase
    e(ii)=e_SMA_e+e_SMA_p
    beta(ii)=beta_SMA
*ENDIF
*ENDDO
PARSAV,ALL,'Arthur','dat',''
!/ESHAPE,1.0
C*** ===== PÓS-PROCESSAMENTO =====
/POST1
/DSCALE,1,1.0
/POST26
FILE,'file','rst',''
/UI,COLL,1
NUMVAR,200
SOLU,191,NCMIT
STORE,MERGE
FILLDATA,191,,,,1,1
REALVAR,191,191
NSOL,2,730,U,Y, uExt
STORE,MERGE
XVAR,1
PLVAR,2,

```