

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

AVALIAÇÃO E PROJETO DE UM SISTEMA DE CONTROLE PARA TESTES HALT/HASS  
PARA BANCADA DE ENSAIOS DE VIBRAÇÕES

por

Gustavo Zeni

Monografia apresentada ao  
Departamento de Engenharia Mecânica da  
Escola de Engenharia da Universidade  
Federal do Rio Grande do Sul, como parte  
dos requisitos para obtenção do diploma de  
Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, junho de 2015.

AVALIAÇÃO E PROJETO DE UM SISTEMA DE CONTROLE PARA TESTES HALT/HASS  
PARA BANCADA DE ENSAIOS DE VIBRAÇÃO

por

Gustavo Zeni

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Alcy Rodolfo dos Santos Carrara  
Coordenador do Curso de Engenharia

Mecânica

Área de Concentração: **Mecânica dos sólidos**

Orientador: Prof. Herbert Martins Gomes

Comissão de Avaliação:

Prof. Ignácio Iturrioz

Prof. Rogério José Marczak

Prof. Edson Hikaro Aseka

Porto Alegre, 8, junho de 2015.

## AGRADECIMENTOS

O desenvolvimento deste trabalho não seria possível sem a colaboração de algumas pessoas. Primeiramente gostaria de agradecer ao professor Herbert Martins Gomes por ter aceitado prontamente o desafio de me orientar neste trabalho e por ter dado todo o suporte necessário sempre que possível. À minha mãe Miriam Pedrozo Aquino por ter me educado, alimentado, e me protegido desde que vim ao mundo, não poupando esforços para me dar tudo o que precisei para aproveitar as oportunidades que tive. Ao meu tio Flávio Zeni, o qual eu considero pai, por ter me ensinado a pensar e por ter agregado valor cultural alto à minha educação. À minha sempre amiga e companheira Bruna Bernardes Gomes por ter compartilhado grande parte desse momento tão importante na minha vida, participando ativamente da formação do meu caráter, e me dado prontamente todo o apoio psicológico necessário para que eu pudesse seguir são. E finalmente, agradeço aos meus colegas de turma, pois sem a ajuda deles a missão de se formar seria muito mais difícil.

ZENI, G **Avaliação e projeto de um sistema de controle para teste HALT&HASS para bancada de ensaios de vibração**. 2015. 23. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

## RESUMO

Este trabalho consiste na análise e desenvolvimento de um sistema para ensaios HALT (*Highly Accelerated Life Test*) e HASS (*Highly Accelerated Stress Screening*) de vibração. Estes tipos de testes buscam um modo de falha em um determinado componente aplicando solicitações muito acima das quais o componente será submetido na sua vida útil, podendo estas solicitações serem térmicas, vibratórias, e combinadas em uma atmosfera controlada. O trabalho dará enfoque às solicitações vibratórias, fazendo um estudo dos limites operacionais de alto-falante utilizado como mesa para ensaios (*shaker* eletrodinâmico), e comparará dois métodos de controle distintos por meio de dados obtidos experimentalmente através do *software* AGILENT VEE 7.5. Foram utilizados dois métodos de controle: um método PID tradicional e um algoritmo incremental (algoritmo de velocidade). Foi considerado um sistema de um grau de liberdade (GDL) para a definição dos parâmetros de interesse e alguns desses parâmetros, como força e deslocamento, foram definidos experimentalmente com o auxílio de uma célula de carga e um LVDT, respectivamente. Foi realizado um ensaio de varredura de frequência em um componente eletrônico (capacitor) e o sinal de controle da aceleração pelo tempo se mostrou menos incerto ao utilizar o algoritmo de controle incremental. Também foi constatada a falta de robustez do sistema para a reprodução de testes de varredura (*frequency swept test*) em uma ampla faixa de frequência, pois as constantes da função de transferência do controlador não se adaptaram perfeitamente a essas variações.

**PALAVRAS-CHAVE:** HALT-HASS, controle PID, Ensaios acelerados de vibração, *shaker* eletrodinâmico.

ZENI, G. **Evaluation and design of a control system test bench for HALT&HASS Vibration tests**. 2015. 23. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

#### ABSTRACT

This work consists in the analysis and development of a system for testing HALT (Highly Accelerated Life Test) and HASS (Highly Accelerated Stress Screening) vibration tests. These types of tests seek a failure mode in a particular component by applying loads and conditions far from usual requirements that the component will undergo during their normal lifetime. These requirements can be thermal, vibrational, and combined in a controlled environment. The work will focus on the vibrational requirements, making a study of the operational limits of a speaker used as a shaker table for testing and will compare two different control methods using experimentally obtained data by AGILENT VEE 7.5 software. Two control methods were used: a traditional PID algorithm and an incremental method (velocity algorithm). A system of one degree of freedom (DOF) was considered for the determination of the parameters of interest and some of these parameters, such as force and displacement were obtained experimentally with the aid of a load cell and a LVDT, respectively. A frequency sweep test was performed on an electronic component (capacitor) and the controlled acceleration signal presented less uncertain when using the incremental control algorithm. It was also noticed a lack of robustness of the system for reproducing screening tests (frequency swept test) in a wide frequency range because the parameters of the controller's transfer function did not adapt to these changes.

**KEYWORDS:** HALT-HASS, PID control, accelerated vibration tests, electrodynamic shaker.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 – Mesa para ensaios de vibração vertical.....	2
Figura 3.2 – Modelo simplificado da mesa com 1 GDL.....	3
Figura 3.3 – Esquema em blocos de um controle com realimentação. ....	3
Figura 3.4 – Fluxo de funcionamento do sistema de controle do sinal.....	4
Figura 3.5- Resposta típica para o experimento de vibração livre. ....	7
Figura 3.6- Típica FFT da resposta do sistema para vibração livre sem massa.....	7
Figura 3.7 – Típica FFT da resposta do sistema para vibração livre com massa.....	8
Figura 3.8 – Envelope de desempenho teórico típico de um <i>shaker</i> eletrodinâmico. (Adaptado de Lang e Snyder, 2001). ....	9
Figura 3.9- Faixas limites de frequência e acelerações teóricas para mesa livre e para mesa com carga limite. ....	10
Figura 3.10 – Curva deslocamento/voltagem x frequência para o sistema com 1 GDL. ....	11
Figura 3.11 – Curva aceleração/voltagem x frequência para o sistema com 1 GDL. ....	11
Figura 4.1 – Resposta do controle PID (a) e PID incremental (b) para ensaio a frequência e aceleração constante. ....	12
Figura 4.2 - Resposta do controle PID e PID incremental para ensaio a frequência constante e aceleração variável. ....	12
Figura 4.3 - Resposta aceleração x frequência sobreposta dos sinais para os algoritmos PID (azul) e PID incremental (verde). ....	14

ÍNDICE	Pág.
AGRADECIMENTOS .....	iii
RESUMO .....	iv
ABSTRACT .....	v
LISTA DE FIGURAS .....	vi
ÍNDICE .....	vii
1 INTRODUÇÃO .....	1
1.1 Motivação .....	1
1.2 Objetivos .....	1
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	1
3 MATERIAIS E MÉTODOS .....	2
3.1 Descrição da mesa e dos instrumentos .....	2
3.2 Modelamento mecânico do sistema para vibração vertical.....	2
3.3 O sistema de controle .....	3
3.3.1 O controle PID .....	4
3.3.2 Definição dos parâmetros da função de transferência do controlador .....	5
3.3.3 Equação incremental do controle .....	5
3.4 Parâmetros mecânicos da mesa de ensaios .....	6
3.5 Limites de operação do sistema.....	8
4 RESULTADOS .....	12
4.1 Ensaios a frequência constante e aceleração constante.....	12
4.2 Ensaios de varredura de frequência à aceleração constante .....	13
5 CONCLUSÕES .....	14
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	15
APÊNDICE A – Modelamento mecânico de um <i>shaker</i> eletrodinâmico com 1 GDL .....	16

## 1 INTRODUÇÃO

Testes HALT (*Highly Accelerated Life Test*) e HASS (*Highly Accelerated Screening Stress*) são tipos de testes onde os mais variados tipos de produtos são levados a condições extremas de solicitações com o objetivo de identificar modos de falha e controlar os processos de fabricação, respectivamente. Segundo Doertenbach, 2000, estas técnicas têm sido cada vez mais utilizadas na indústria pelo fato de permitirem que o produto como um todo seja ensaiado nos mais diversos aspectos, como resistência mecânica, mau uso, defeitos de projeto e entre outros, diferindo assim, das técnicas convencionais que ensaiam parte do componente em apenas situações específicas de uso. Utilizando estas técnicas é possível reduzir o tempo de desenvolvimento, assim como os custos de garantia, e melhorar a confiabilidade do produto. Os ensaios HALT/HASS são testes rápidos em comparação com os testes convencionais de vida, durando apenas algumas horas ou dias. O conceito é de que quanto maior a solicitação, mais rápido os “*weak spots*” irão ficar evidentes. Também é de grande importância o estudo de sistemas mecânicos vibratórios, sendo esse um ponto de essencial importância em qualquer análise da área da engenharia mecânica.

### 1.1 Motivação

A vibração está presente em praticamente todas as atividades das quais nos deparamos diariamente. O simples fato de caminhar envolve um movimento oscilatório dos membros inferiores e superiores do nosso corpo, a respiração envolve o movimento oscilatório do pulmão, a nossa audição e fala estão diretamente ligados à vibração dos tímpanos e cordas vocais respectivamente, e demais atividades que podem ser listadas exaustivamente. Na engenharia o estudo da vibração também assume papel importante em maioria dos problemas, sendo responsável pelo desgaste prematuro de componentes, e podendo levá-los a falha.

### 1.2 Objetivos

O trabalho tem como objetivo identificar os limites de operação do sistema dados em função da frequência e da amplitude de vibração, para que possam ser reproduzidos pela bancada testes HALT/HASS de vibração. Esta bancada é composta por um alto-falante, acelerômetro, amplificador de sinal, placa de aquisição de dados, software e um computador.

Será feita a análise do controle PID da mesa de ensaios, assim como o ajuste de seus parâmetros para o correto processamento e controle do sinal de saída. Este sinal de saída se dá por meio de um acelerômetro preso ao alto falante que indicará o nível de vibração aplicado.

Serão utilizadas duas formulações para o controle do sinal do sistema, a formulação tradicional e a incremental, também conhecida como algoritmo de velocidade. Estas formulações serão utilizadas para ensaiar um componente eletrônico e a resposta do sinal será comparada por meio de gráficos de aceleração no tempo e frequência.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Segundo Barnard, 2008, o teste HALT tem como interesse identificar falhas no projeto do produto por meio de aplicações de solicitações muito acima das quais o produto será submetido durante a sua vida útil, desta maneira, o foco é propiciar a falha intencionalmente, e não atender a determinadas especificações. Estas solicitações podem ser térmicas e vibracionais, independentes ou combinadas, em uma câmara que propicie um ambiente mais agressivo ao componente a ser testado. Quanto mais solicitações combinadas são impostas ao produto, mais rapidamente os modos de falha são detectados, porém mais difícil será a análise da causa raiz que propiciou a falha. Entretanto, ainda assim estes métodos se mostram mais eficientes quando se trata em melhorar o *design* e as falhas que um processo de fabricação impõe ao componente em um tempo consideravelmente menor.

Segundo Ogata, K, 1996, o método de controle PID é uma das técnicas de controle de sistemas mais utilizadas no domínio da engenharia, particularmente nos diversos ramos da



engenharia mecânica, aeronáutica e eletrotécnica, principalmente em sistemas onde não é conhecido o modelo matemático da planta, portanto não há como empregar métodos de desenho analítico. O controlador PID gera um sinal de controle que é proporcional ao erro, à derivada do erro e à integral do erro ao longo do tempo, sendo o erro a diferença entre o sinal recebido e o *set point* estabelecido. A relação determinística entre a resposta do sinal de controle e a equação utilizada pelo controlador está nas constantes  $k_p$ ,  $k_d$ , e  $k_i$ . Estas constantes determinam a eficiência do controlador e podem ser fixadas recorrendo-se a diversos métodos, por exemplo, empiricamente observando a resposta do sinal, utilizando o método de Zielger-Nichols, entre outros.

Segundo Lages, 2010, ao utilizar a forma discreta incremental na equação de transferência do controlador evita-se problemas de *overflow*, que seria a sobrecarga de dados devido à ação do somatório da parte integral da equação. Adicionalmente, na presença da saturação, basta corrigir o valor de  $u(k - 1)$  para o valor saturado para evitar o problema de *windup*.

Segundo Lang e Snyder, 2001, a estrutura de um *shaker* eletrodinâmico possui algumas semelhanças com um alto-falante, sendo apenas mais robusto (armadura e fixação). A força gerada pela máquina é proporcional ao fluxo magnético que passa pelas bobinas, ao fluxo de corrente, e ao comprimento das bobinas. Em geral, as bobinas de um *shaker* eletrodinâmico possuem condutores maiores do que os de um alto-falante, podendo, assim, acomodar maiores correntes e gerando maiores forças.

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

Este capítulo consiste em apresentar o sistema real e os instrumentos que o compõe, assim como modelá-los de modo que seja possível identificar seus parâmetros de funcionamento.

#### 3.1 Descrição da mesa e dos instrumentos

A bancada é composta por um alto-falante de 12 polegadas (para ensaios verticais) instrumentado com um acelerômetro capacitivo (ADXL 203 da Analog Devices) ligado a um software para aquisição (Placa USB1208 FS da Measurement Computing de 12 bits) e controle dos dados (Agilent Vee 7.5). A Figura 3.1 mostra a bancada montada para executar os testes de vibração onde pode ser observado o alto-falante, uma fonte para amplificar o sinal oriundo da placa de som do computador, e a placa de aquisição de dados.



Figura 3.1 – Mesa para ensaios de vibração vertical.

#### 3.2 Modelamento mecânico do sistema para vibração vertical.

Seja o sistema correspondente apresentado na Figura 3.2:

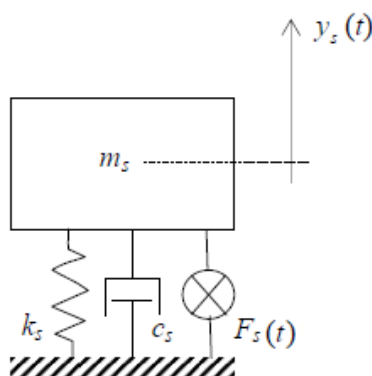


Figura 3.2 – Modelo simplificado da mesa com 1 GDL.

onde  $m_s$  representa a massa da mesa e do objeto a ser testado,  $c_s$  o amortecimento equivalente do sistema,  $k_s$  a rigidez equivalente do sistema, e  $F_s(t)$  a força aplicada ao sistema pela vibração do alto falante. A equação do movimento do sistema descrito acima é (Rao, 2008):

$$m_s \ddot{y} + c_s \dot{y} + k_s y = F_s(t) \quad (1)$$

onde o termo  $m_s \ddot{x}$  é responsável pelas forças de inércia envolvidas na dinâmica do sistema,  $c_s \dot{x}$  é responsável pelo amortecimento equivalente,  $k_s x$  pela força restitutiva com que faz que o bloco volte a sua posição de equilíbrio, e  $F_s(t)$  a força excitadora.

A solução desta equação já é conhecida, sendo a soma da solução homogênea com a solução particular. A solução particular é a solução em regime permanente após um determinado tempo  $t$ , visto que a solução homogênea tende a desaparecer com o tempo sob a forma de uma das três condições de amortecimento (subamortecido, amortecido criticamente, ou superamortecido). A força  $F_s(t)$  está relacionada com a corrente que passa pelas bobinas do alto-falante, sendo esta força diretamente proporcional à corrente e ao comprimento das bobinas. Nesta simplificação não é levado em conta os demais possíveis graus de liberdade do sistema, como por exemplo, a dinâmica do objeto a ser testado e o suporte que prende o alto-falante a mesa, o que pode ser encontrado em Donadel, 2013.

### 3.3 O sistema de controle

Segundo Moutinho, 2004, o controle se faz necessário, pois na análise experimental do sistema mecânico vibrante a natureza aleatória de alguns parâmetros inerentes ao processo e a modificação causada pela interação entre a carga com a mesa, fazem com que seja difícil reproduzir com rigor a mesma excitação de forma sistemática. Este sistema de controle é composto por um computador para processamento do sinal que é continuamente medido pelo acelerômetro conectado à fonte vibradora (alto falante), objetivando, assim, atuar de forma instantânea a qualquer distúrbio que possa mudar as características do sistema, como por exemplo, o acréscimo de uma carga à plataforma. A Figura 3.3 mostra o esquema em blocos de um sistema de controle com realimentação.

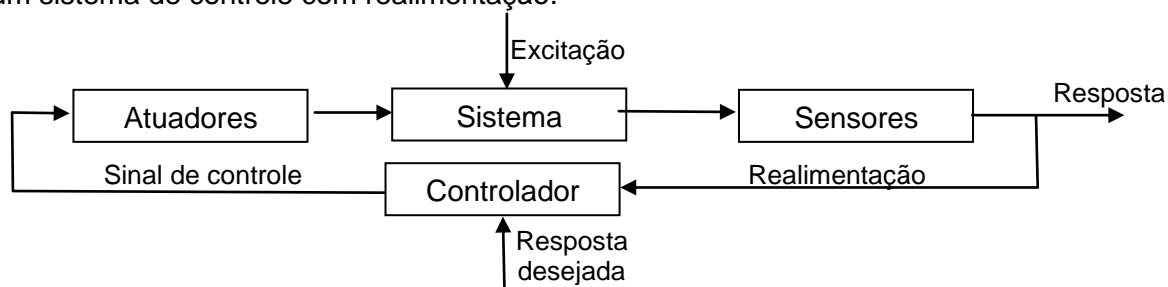


Figura 3.3 – Esquema em blocos de um controle com realimentação.

No caso do estudo deste trabalho o sistema de controle será composto por um acelerômetro do tipo capacitivo ADXL 203 ligado a uma placa de aquisição de dados, e o *software* Agilent Vee fará o processamento do sinal e o controle do mesmo através de um computador. O sinal de saída será enviado para o alto após passar por um amplificador. O fluxo do sistema está representado na Figura 3.4 a seguir.

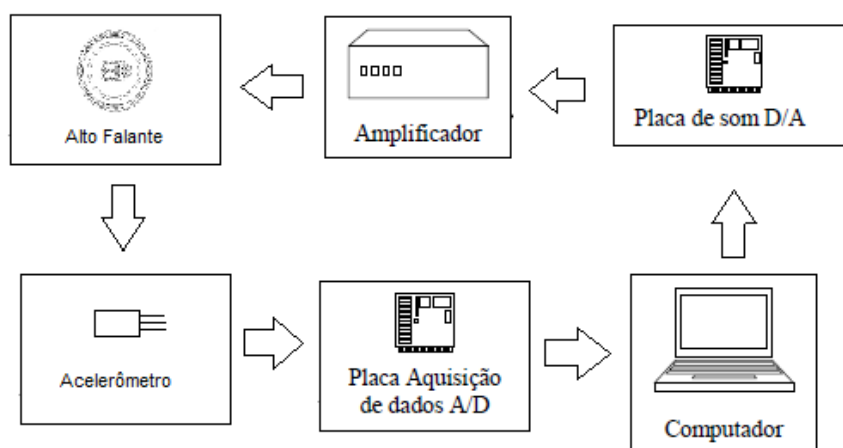


Figura 3.4 – Fluxo de funcionamento do sistema de controle do sinal.

### 3.3.1 O controle PID

A estratégia de controle utilizada será do tipo PID (controle proporcional – integral – diferencial). O controlador PID incorpora ações particulares das partes proporcional, integral e derivativa para melhorar a resposta transitória e em regime permanente do sistema controlado.

A ação proporcional do controle acrescenta ao sinal um valor que é proporcional ao erro, e seu ajuste é realizado através da constante  $k_p$ . As outras parcelas, integral e derivativa, se fazem necessárias, pois somente a contribuição do valor proporcional ao sinal, dependendo da exigência entre sinal desejado e sinal obtido, não é suficiente para reduzi-lo. O valor atribuído a  $k_p$  define a banda da ação proporcional, e quanto menor esta banda, mais instável se torna o sinal em regime transiente, e quanto maior a banda, maior o erro quando na estabilização do sinal.

A ação integral do controle é definida pela constante  $k_i$ . Esta ação visa extinguir o erro em regime permanente acarretada pela ação proporcional, agindo proporcionalmente à amplitude e a duração do erro. Da mesma maneira que a ação proporcional possui suas limitações, a ação integrativa também tem características conflitantes. Uma parcela integral muito ativa pode causar instabilidade ao sinal, e uma parcela pouco atuante causa um retardo demasiado ao processo.

A parcela diferencial do controle é definida através da constante  $k_d$ . Esta parcela age proporcionalmente à velocidade da variação do desvio. Enquanto a constante integrativa visa melhorar as condições no regime permanente do sinal, a constante derivativa visa melhorar o desempenho do processo no regime transiente, atuando de forma a suavizar as variações durante perturbações ou na partida do processo. O derivativo só atua quando há variação no erro, caso o processo esteja estável seu valor é nulo.

A equação do controlador PID é dada da seguinte forma em função do tempo:

$$u(t) = Kp[e(t) + Ki \int_{-\infty}^0 e(t)dt + Kd \frac{de(t)}{dt}] \quad (2)$$

onde  $u(t)$  é o sinal de saída e  $e(t)$  o erro dado pela diferença entre o sinal desejado e o sinal de saída.

### 3.3.2 Definição dos parâmetros da função de transferência do controlador

Como foi descrito no capítulo 2, Ogata, K, 1996, cita que existem diversos métodos para a definição das constantes que definem a eficiência da função de transferência do controlador. Desde métodos empíricos até algoritmos de sintonização automática. Neste texto será utilizado o método do ciclo máximo proposto por Ziegler-Nichols.

Este método consiste, num primeiro momento, a anular os ganhos integrativos e derivativos, esperando que o sinal oscile com amplitude constante devido ao aumento do ganho proporcional. Desta etapa anota-se o ganho proporcional crítico  $G_u$  para que o sistema oscile com amplitude constante, ou seja, o ganho mínimo que torna o processo criticamente estável, e o período de oscilação correspondente  $P_u$ . A partir destes valores, a sintonização é realizada de acordo com a Tabela 3.1 a seguir:

Tabela 3.1 – Critérios de sintonização de Ziegler-Nichols. [Toochinda, 2011].

Modelo de Controle	$K_p$	$T_i$	$T_d$
Proporcional	$0,5G_u$		
Proporcional +Integral	$0,45G_u$	$P_u/1,2$	
Proporcional+Integral+Derivativo	$0,6G_u$	$P_u/2$	$P_u/8$

Para o sistema estudado, a utilização do método proposto por Ziegler-Nichols gerou uma boa aproximação inicial para os valores das constantes, porém ainda se teve que fazer o ajuste fino na sintonização por tentativa e erro. Saber como cada uma das constantes influencia na estabilização do sinal foi o necessário para que elas fossem definidas de maneira a gerarem uma resposta mais estável possível no sinal de saída. Obteve-se  $k_p = 2,4 \times 10^{-3}$ ,  $k_d = 3,5 \times 10^{-3}$ ,  $k_i = 0,3$  para uma frequência de ensaio de 100 Hz.

### 3.3.3 Equação incremental do controle

Este trabalho utilizou duas equações para a função de transferência do controlador. Uma está representada pela equação 3.2, e a outra será apresentada neste capítulo como sendo uma equação incremental deduzida a partir da equação 2 na sua forma discreta.

$$u(k) = k_p e(k) + \frac{k_p \Delta t}{T_i} \sum_{k=1}^n e(k) + \frac{k_p T_d}{\Delta t} [e(k) - e(k-1)] \quad (3)$$

onde  $k = t = i\Delta t$ ,  $T_i$  representa o tempo integrativo e  $T_d$  o tempo derivativo. Nota-se que  $k_p$  está presente em todos os termos, fazendo parte, assim, das constantes  $k_d$  e  $k_i$ , responsáveis pelo controle do sinal, abordados no capítulo anterior.

No caso do controlador PID discreto, as equações podem ser postas em termos de incrementos e não em termos de valores absolutos. Assim, subtraindo a equação discreta do controle pela mesma equação em um intervalo de tempo anterior, tem-se:

$$u(k) - u(k-1) = \Delta u(k) \quad (4)$$

$$\Delta u(k) = k_p [e(k) - e(k-1)] + k_i e(k) + k_d [e(k) - 2e(k-1) + e(k-2)] \quad (5)$$

Então, tem-se que:

$$u(k) = u(k-1) + P^* + I^* + D^* \quad (6)$$

Sendo  $P^*$  a parte proporcional,  $I^*$  a parte integrativa, e  $D^*$  a parte derivativa da equação incremental da função de transferência do controlador.

### 3.4 Parâmetros mecânicos da mesa de ensaios

Os parâmetros mecânicos da mesa  $k_s$ ,  $c_s$ , e  $m_s$  foram identificados através de ensaios experimentais. Foi imposta ao sistema uma excitação inicial a fim de fazê-lo vibrar livremente, tendo sua resposta medida por um acelerômetro. Assumiu-se um sistema de 1 GDL.

O experimento baseia-se em registrar a frequência natural amortecida da mesa com e sem massa adicional. Desta maneira, tem-se duas equações onde poder-se-á calcular  $k_s$  e  $m_s$ . As equações são as seguintes:

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_s}{m_s}} \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (7)$$

$$f_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_s}{m_s + M}} \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (8)$$

sendo  $f_1$  a frequência natural amortecida do sistema sem massa adicional, e  $f_2$  a frequência natural amortecida do sistema com massa adicional. Realizando alguns algebrismos, tem-se que a massa da mesa  $m_s$ , pode ser calculada através de:

$$m_s = \frac{M f_2^2}{f_1^2 - f_2^2} \quad (9)$$

onde  $M$  é a massa acrescentada à mesa.

Para a definição das constantes  $k_s$  e  $c_s$  precisou-se determinar a razão de amortecimento  $\zeta$ , para este cálculo mediu-se o decremento logarítmico  $\delta$  do sistema.

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}} \quad (10)$$

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \left( \frac{A_o}{A_{o+n}} \right) \quad (11)$$

onde  $A_o$  é o pico da amplitude num dado tempo  $t_o$ , e  $A_{o+n}$  num instante de tempo  $t_{o+n}$ .

As constantes  $k_s$  e  $c_s$  podem, então, serem determinadas respectivamente através da equação (9) e a partir de:

$$c_s = 2\zeta \sqrt{k_s m_s} \quad (12)$$

As Figuras 3.5 e 3.6 apresentam as respostas típicas do experimento realizado para a obtenção da frequência natural amortecida do sistema sem massa, e a Figura 3.7 apresenta a FFT do sistema com massa. A diferença quanto ao acréscimo de carga na mesa se mostra através do deslocamento do gráfico da FFT (*Fast Fourier Transform*) para a esquerda, mostrando a diminuição na frequência natural amortecida.

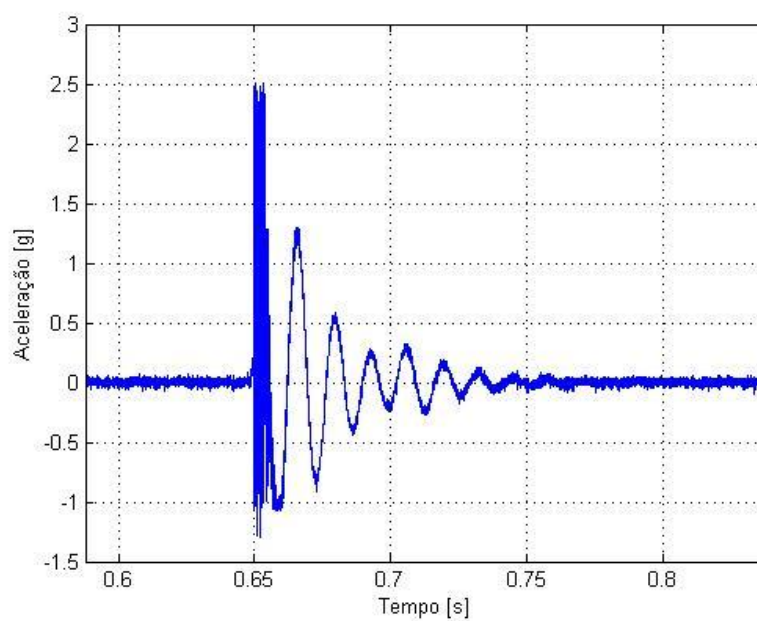


Figura 3.5- Resposta típica para o experimento de vibração livre.

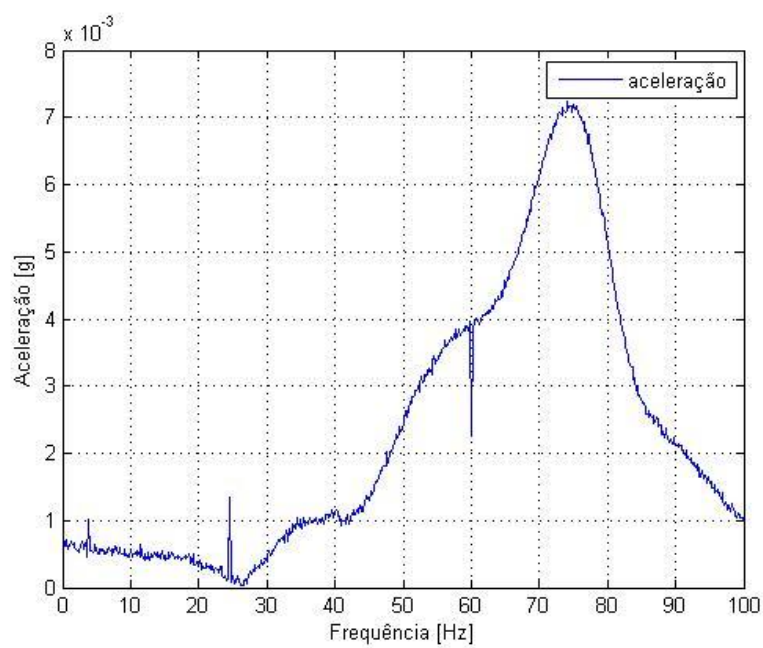


Figura 3.6- Típica FFT da resposta do sistema para vibração livre sem massa.

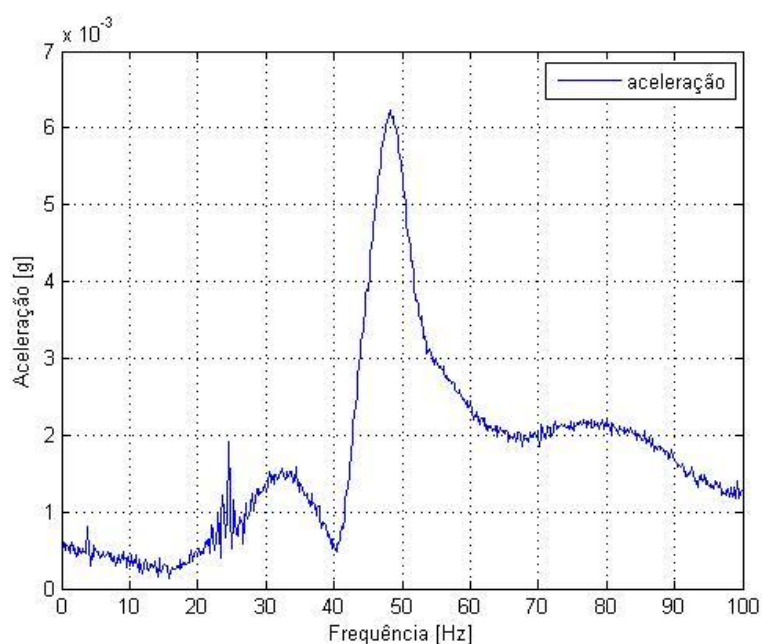


Figura 3.7 – Típica FFT da resposta do sistema para vibração livre com massa.

Foram realizados 7 ensaios para mesa livre e 7 ensaios para a mesa com a massa adicional. Destes experimentos, para uma massa  $M = 52,593\text{ g}$ , obteve-se  $m_s = (45,815 \pm 1,004)\text{ g}$ ,  $k_s = (9388,81 \pm 223,68)\text{ N/m}$ , e  $c_s = (5,8411 \pm 0,4878)\text{ Ns/m}$ . A razão de amortecimento do sistema, pelo método descrito foi de  $\zeta = 0,1408 \pm 0,0247$ .

### 3.5 Limites de operação do sistema

Segundo Lang e Snyder, 2001, uma estimativa conservativa do envelope de desempenho máximo de um *shaker* pode ser desenhada sabendo oito parâmetros eletromecânicos específicos. Outra maneira de se obter essas curvas seria de forma experimental, fazendo com o *shaker* trabalhe nos seus limites operacionais. Entretanto, estes experimentos demandariam um acelerômetro com capacidade muito acima do utilizado neste trabalho, e este envelope teórico é uma boa primeira aproximação para se conhecer os limites do sistema. Estes parâmetros são frequência mínima de operação ( $f_{min}$ ), frequência máxima de operação ( $f_{max}$ ), força máxima do alto falante ( $F_{rate}$ ), deslocamento máximo de vibração ( $S_{rate}$ ), massa da mesa de ensaio ( $M_{mov}$ ), massa nominal máxima para ensaio ( $M_{rate}$ ), rigidez da mesa ( $K_s$ ), e velocidade nominal de vibração ( $V_{rate}$ ).

Estes parâmetros são combinados de forma a gerarem o envelope de desempenho teórico do sistema. Este envelope segue a forma da Figura 3.8.

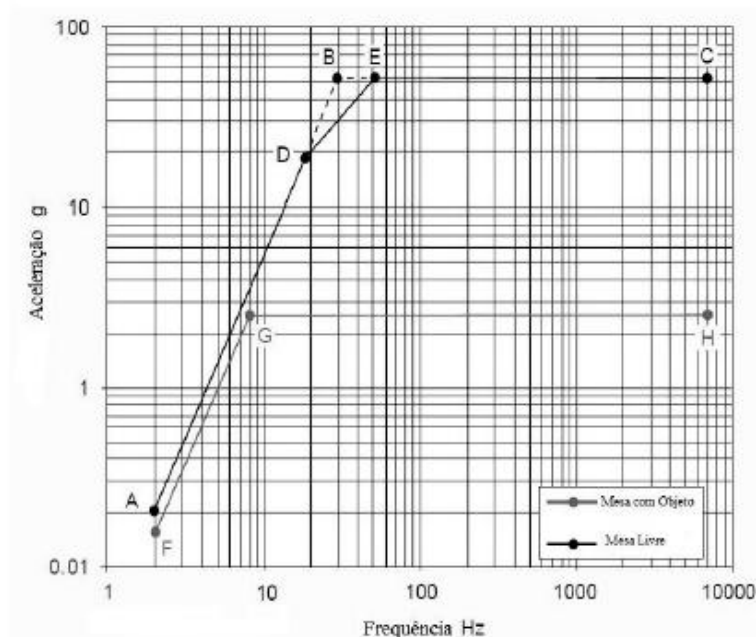


Figura 3.8 – Envelope de desempenho teórico típico de um *shaker* eletrodinâmico. (Adaptado de Lang e Snyder, 2001).

Como o alto-falante utilizado neste trabalho não possui *datasheet* disponível, foi necessário alguns experimentos para que fossem definidas sua força máxima  $F_{rate}$  e seu deslocamento máximo  $S_{rate}$ .

Para o experimento de força foi utilizada uma célula de carga BCDL-10 (Flexar ITX Reaccion, 2015) conectada a uma ponte de *Wheastone* (Transdutec TMD-01, 2015), e uma fonte de tensão e de corrente contínua. Para o experimento de deslocamento máximo foi utilizado um LVDT 7DCDT-500 (Hewlett Packard Inc., 2015) e a mesma fonte de tensão e de corrente contínua. Os pontos do gráfico são definidos através da combinação dos parâmetros eletromecânicos de acordo com a tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Pontos que definem o envelope teórico de funcionamento do sistema.

Pontos	$f$ (Hz)	$a$ (m/s <sup>2</sup> )
A	$f_{min}$	$(2\pi f_{min})^2 S_{rate}$
B	$[K_s/M_{mov}]^{1/2}/2\pi$	$F_{rate}/M_{mov}$
C	$f_{max}$	$F_{rate}/M_{mov}$
D	$V_{rate}/2\pi S_{rate}$	$[2\pi(V_{rate}/2\pi S_{rate})]^2 S_{rate}$
E	$F_{rate}/(2\pi M_{mov} V_{rate})$	$F_{rate}/M_{mov}$
F	$f_{min}$	$(2\pi f_{min})^2 S_{derate}$
G	$[K_s/(M_{mov}+M_{rate})]^{1/2}/2\pi$	$F_{rate}/(M_{mov}+M_{rate})$
H	$f_{max}$	$F_{rate}/(M_{mov}+M_{rate})$

O termo  $S_{derate}$  é o termo do deslocamento corrigido da mesa e é calculado considerando a rigidez e a fixação da mesa.

$$S_{derate} = IDF[S_{rate} - M_{rate} * \frac{g}{k_s}] \quad (13)$$



onde IDF é o termo que considera a fixação do *shaker* à mesa (IDF=1 quando rigidamente fixo à mesa e considerado neste trabalho).

Lang e Snyder, 2001, explicam cada ponto de acordo com os parâmetros que os definem. O ponto A é delimitado pela frequência mínima de operação do alto-falante e valor da aceleração correspondente com a mesa livre. O ponto B é delimitado pela frequência de ressonância da mesa livre e do valor da aceleração vinculada ao limite de velocidade da mesa sob estas condições. O ponto C é função da frequência máxima de operação e da aceleração relacionada à força máxima imposta pela mesa. O ponto D é definido pela velocidade de vibração e por sua aceleração correspondente. O ponto E pela frequência definida pela velocidade nominal e pela aceleração limitada pela força máxima. Os pontos F, G, e H são referentes à mesa carregada com a massa limitante. O primeiro destes é delimitado pela frequência mínima de operação e por sua aceleração com o deslocamento corrigido por efeito de fixação. Os pontos G e H são delimitados semelhantemente aos pontos B e C. A diferença entre eles é apenas o acréscimo da massa limite para o cálculo da frequência de ressonância e da sua aceleração limitada pela força máxima da mesa com esta soma de massas.

Para o alto-falante utilizado neste trabalho obteve-se  $F_{rate} = (11,40 \pm 3,94) N$  para uma voltagem de 10V e corrente de 1,4A. A massa a ser ensaiada máxima é  $M_{rate} = 100g$ . A amplitude de vibração  $S_{rate} = \pm 3,6 mm$ , e  $S_{derate} = \pm 3,0 mm$ . As frequências limites de operação  $f_{min} = 5 Hz$  e  $f_{max} = 2000 Hz$ . A velocidade  $V_{rate}$  foi definida dividindo-se a aceleração exercida pela  $F_{rate}$  com a mesa livre por  $2\pi f$ , onde essa frequência corresponde a frequência natural da mesa livre. Os parâmetros  $K_s$  e  $M_{mov}$  representam a rigidez da mesa e sua massa, respectivamente.

Combinando os parâmetros acima, de maneira a formar os pontos especificados na tabela 3.2, temos o envelope teórico de funcionamento do *shaker* representado pela Figura 3.9.

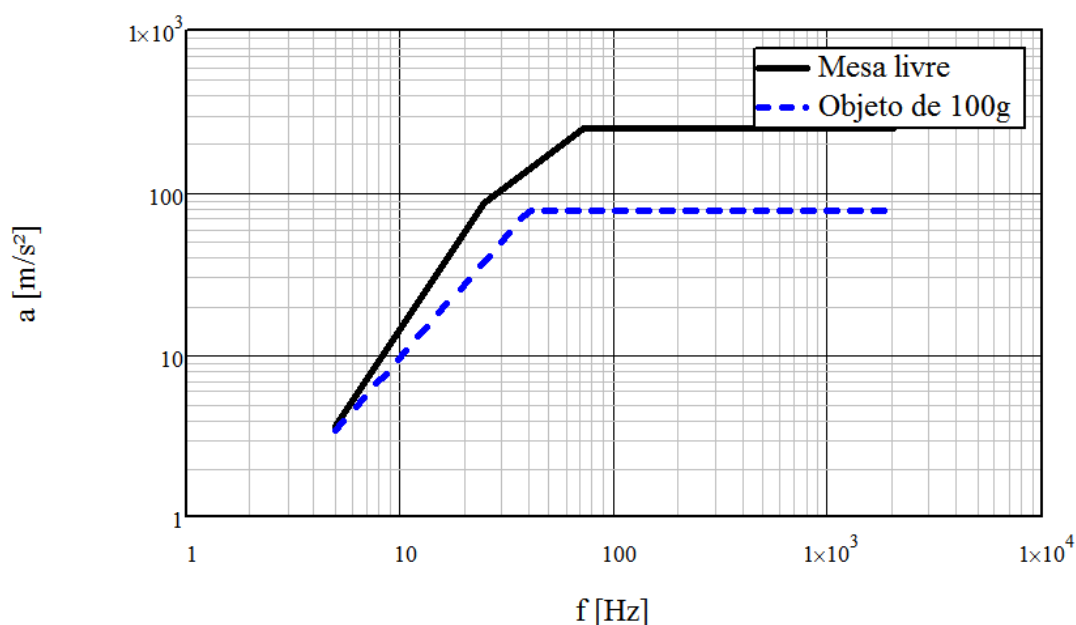


Figura 3.9- Faixas limites de frequência e acelerações teóricas para mesa livre e para mesa com carga limite.

Outras curvas caracterizando o funcionamento do *shaker* foram levantadas. Estas curvas mostram a relação de deslocamento e aceleração com a tensão aplicada por frequência para um sistema de 1 GDL e são apresentadas pelas figuras 3.10 e 3.11. O equacionamento dessas curvas pode ser visto com maiores detalhes no Apêndice A deste trabalho.

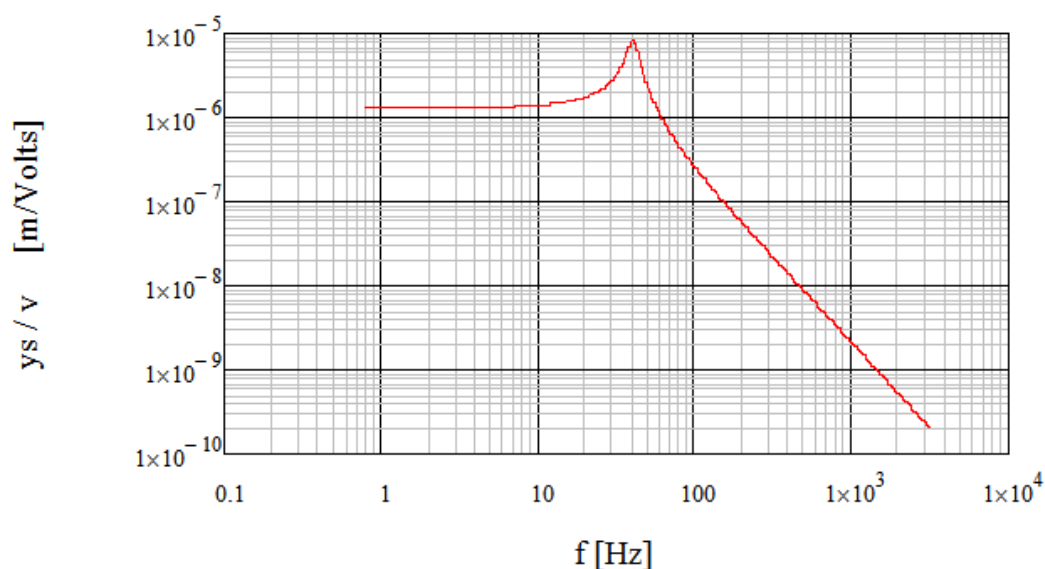


Figura 3.10 – Curva deslocamento/voltagem x frequência para o sistema com 1 GDL.

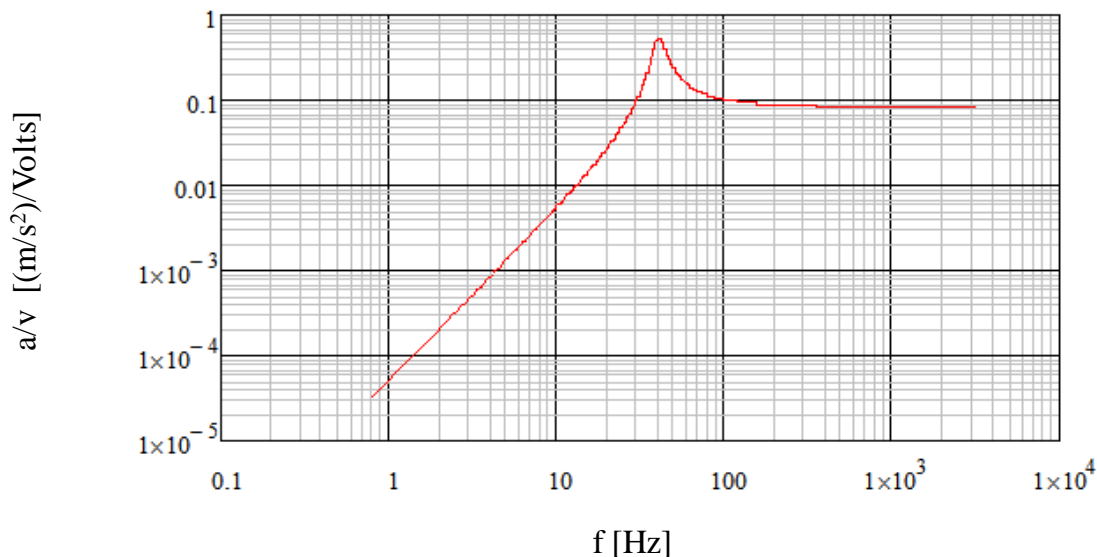


Figura 3.11 – Curva aceleração/voltagem x frequência para o sistema com 1 GDL.

Estes gráficos mostram a relação de proporcionalidade usada para controlar a tensão aplicada ao sistema. Percebe-se que para até 10 Hz o sistema utiliza uma relação linear fixa para o controle do deslocamento, e que só para valores de frequência a partir de 100 Hz o mesmo acontece para a aceleração. Como os controles utilizados nesse trabalho baseiam-se em controle da aceleração, a curva representada pela figura 3.11 mostra que esta relação de proporcionalidade só é linear quando utilizado para frequências superiores a 100 Hz.

## 4 RESULTADOS

### 4.1 Ensaios a frequência constante e aceleração constante.

Inicialmente foram realizados ensaios à aceleração constante e frequência fixa para verificar o comportamento do sistema construído. A figura 4.1 indica o resultado para controle com frequência de 500 Hz para aceleração de 1g usando o algoritmo tradicional (a) e o de velocidade (b).

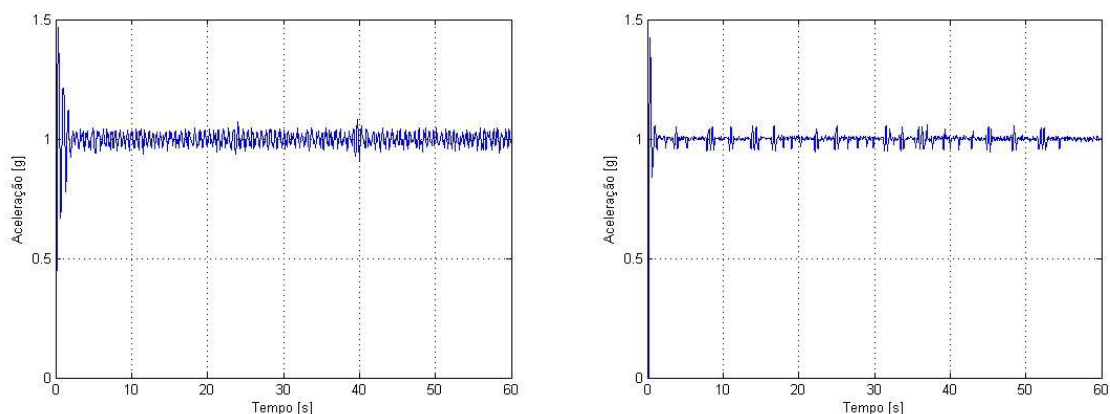


Figura 4.1 – Resposta do controle PID (a) e PID incremental (b) para ensaio a frequência e aceleração constante.

Fez-se outro teste onde, para a frequência constante, fizeram-se variações de 0.5 g no nível de aceleração requerido para validar que as constantes da função de transferência do controle estavam bem sintonizadas e que o mesmo conseguia seguir o valor de referência de aceleração requerido. A Figura 4.2 mostra o resultado para ambos os métodos de controle, PID e PID incremental sobrepostos.

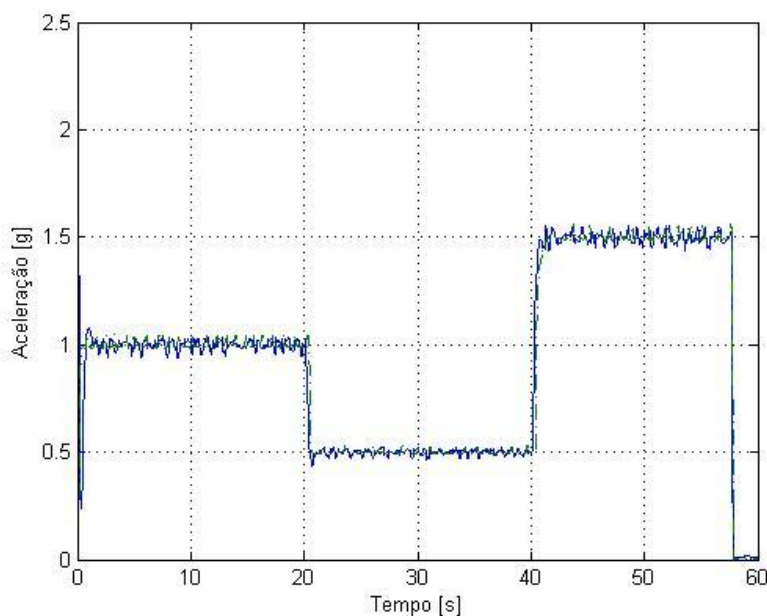


Figura 4.2 - Resposta do controle PID e PID incremental para ensaio a frequência constante e aceleração variável.

## 4.2 Ensaios de varredura de frequência à aceleração constante

Para comparar os algoritmos utilizados no controle, foram estabelecidos os parâmetros de entrada no software AGILENT VEE 7.5 que melhor responderam as condições do ensaio. Foi realizada uma varredura de frequência de 200 a 250 Hz a 0,2 oitavas/minuto, o sistema de controle teve como *setpoint* a aceleração de 1 g, e o tempo total do ensaio foi de 300 segundos.

Este tipo de ensaio é encontrado em muitas normas que testam componentes eletrônicos. A IPC-9592, 2007, pede que seja feita uma varredura de frequência de 5 Hz a 350 Hz a 0,7 g com o componente em operação, e para que sejam atendidas as normas o componente não deve falhar e nem ficar comprometido para operações seguintes. A MIL-STD-167-1A, 2005, pede uma varredura no intervalo de 4 Hz a 33 Hz, e divide esse intervalo em três, delimitando o deslocamento para cada um desses intervalos. A Tabela 4.1 mostra a divisão requerida na norma.

Tabela 4.1- Deslocamentos da vibração para cada intervalo no ensaio de vibração (MIL-STD-167-1A, 2005).

Limite de Frequências (Hz)	Amplitude vibração da mesa (inch - mm)
4-15	0.030±0.006 - 0.761±0.1524
16-25	0.020±0.004 - 0,508±0.1016
26-33	0.010±0.002 - 0,254±0.0508

A MIL-STD-202G determina o efeito das vibrações em componentes de acordo com a sua aplicabilidade. As frequências variam de 10 Hz a 3000 Hz e são avaliados os danos que essas vibrações causam nos componentes. As acelerações variam de 10 g a 50 g para esta norma, e os testes são classificados de A a H.

Os resultados referentes aos ensaios descritos no primeiro parágrafo do capítulo 4.2 estão sobrepostos em um mesmo gráfico representado pela figura 4.3. O gráfico apresenta o sinal controlado pelo controle PID (azul) e PID incremental (verde).

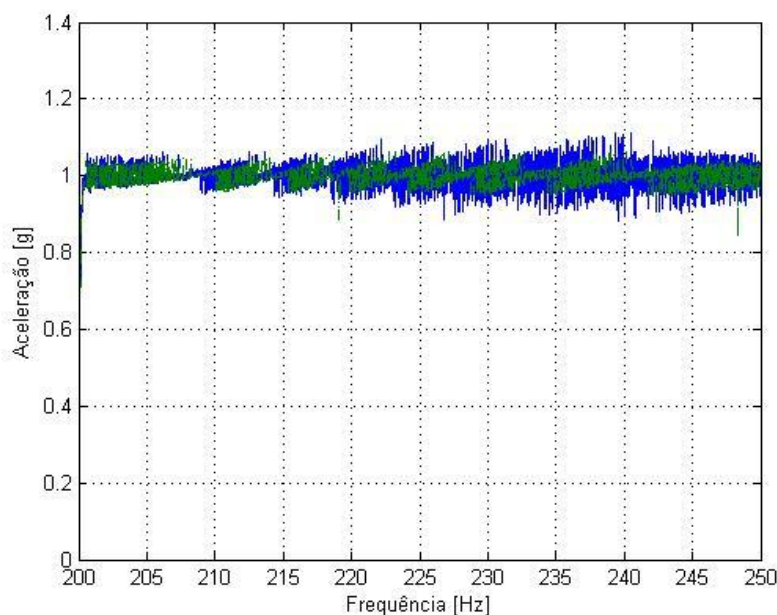


Figura 4.3 - Resposta aceleração x frequência sobreposta dos sinais para os algoritmos PID (azul) e PID incremental (verde).

## 5 CONCLUSÕES

Para as condições ensaiadas nos experimentos, e para os parâmetros de controle estabelecidos, nota-se que o controle incremental do PID mostra-se menos variante com o tempo e possui um tempo de estabilização do sinal menor. O controle PID mostrou variação máxima na aceleração de 0,2279 g e tempo de estabilização de 2,4 segundos em média, enquanto que o controle incremental mostrou variação máxima na aceleração de 0,1245 g e tempo médio de estabilização de 1,3 segundos.

O sistema em si não se mostrou robusto o suficiente para reproduzir testes com varreduras de frequências mais longas que a ensaiada neste trabalho (10 Hz a 500 Hz, por exemplo), mesmo com um número pequeno de oitavas por segundo. Uma das possíveis causas para este problema foram as constantes da função de transferência do controlador, pois estas se mostraram robustas apenas para um intervalo curto de frequências. Com a variação da frequência nos testes de varredura, o controle se mostrava estável nos instantes iniciais do teste, porém à medida que a frequência aumentava, o sinal já não se mantinha nos arredores do *setpoint* estabelecido. Outro motivo para este problema foi constatado pelo gráfico da figura 3.11. Este gráfico mostra que a relação utilizada pelo controle para controlar a aceleração por tensão aplicada não segue uma relação fixa para valores menores que 100 Hz. Logo, o sistema não se comporta de maneira estável em controlar a aceleração para testes que exijam uma varredura completa de frequência (a partir de 0,0 Hz). Isto sugere a adoção, num trabalho futuro de controle por modos deslizantes (*sliding mode control*).

Para os testes onde a frequência se mantinha constante, para valores acima de 100 Hz (como mostrado no gráfico da Figura 3.7), o sistema se mostrou estável. Estes testes de frequência constante também são citados em normas, sendo eles sequentes aos testes de varredura. O teste de varredura tem como objetivo identificar as frequências naturais do

componente, e em seguida, esta frequência é reproduzida durante um período de tempo estabelecido para que as avarias sejam avaliadas pós-teste.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Agilent HP, LVDT 7DCDT-500 Linear Variable Differential Transformer data sheet, <<http://www.transtekinc.com/products/series-240/>>. Acessado em 01/05/2015.
- Association Connecting Electronics Industries, **IPC-9592, Performance parameters for Power Conversion Devices**, Final Draft, 92p. 2007.
- Barnar, A. Ten Things you should know about HALT & HASS, **Proceedings of IEEE: Annual Reability and Maintainability Symposium**, p. 1-6, 2012.
- De Silva, C. W. **Vibration Shock Handbook**. CRC Press, Boca Raton, 2005.
- Department of Defense, Test Method Standard, **MIL-STD-167-1A, Mechanical Vibrations of Shipboard Equipment, Type I-Environmental and Type II – Internally Excited**. 18p, 2005.
- Doertenbach, N. Highly Accelerated Life Testing – testing with a different purpose, **Proceedings of the Institute of Environmental Sciences and Technology**, p. 1-7, 2000.
- Donadel, J. **Implementação de um sistema de controle heurístico de aceleração e tensão mecânica para ensaios em shaker eletrodinâmico**. Tese de Doutorado. Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica. Porto Alegre, RS. Brasil, 2013.
- Flexar ITX, Load Cells, BCDL10, Bending Beam sSingle Point Load Cell data sheet, <[http://www.flexar.com.br/site/li\\_cc\\_sp\\_cdl.php](http://www.flexar.com.br/site/li_cc_sp_cdl.php)>, Acessado em 01/02/2015.
- Lages, W. F. **Controladores PID**. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Sistemas de Controles Digitais, 2010.
- Lang, G. F.; Snyder, D. **Understanding the physics of the electrodynamic shaker performance**, Sound and Vibration, Dynamic Testing Reference Issue, Data Physics Corporation, San José, Califórnia, USA, 9 p., 2001.
- Moutinho, C.; Cunha, A.; Caetano, E. **Controlo Activo de uma Plataforma Vibratória para Excitação Sísmica de Modelos Laboratoriais**. 6º Congresso Nacional de Sismologia e Engenharia Sísmica, 2004.
- Ogata, K. **Engenharia de Controle Moderno**. Prentice- Hall do Brasil, Rio de Janeiro, 1996.
- Rao, S. S., **Vibrações Mecânicas**, 4ª Edição, Pearson, 448p. ISBN: 978-8576052005
- Toochinda, V. **Digital PID Controllers**. Disponível em [www.controlsystemslab.com](http://www.controlsystemslab.com) (25/05/2015).
- Trasntec, Transdutores e Tecnologia, Condicionadores de sinais para extensometria elétrica e transdutores indutivos, data sheet, <<http://www.transdutortecnologia.com.br>>, Acessado em 01/05/2015.

APÊNDICE A – Modelamento mecânico de um *shaker* eletrodinâmico com 1 GDL.

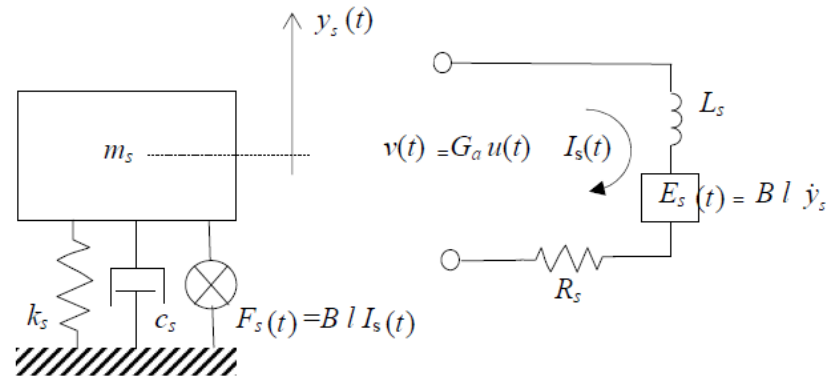


Figura A.1 – Sistema com 1 GDL e circuito elétrico correspondente.

O circuito elétrico correspondente apresenta o esquema de funcionamento do alto-falante, onde  $L_s$  é a indutância das bobinas,  $R_s$  a resistência interna do alto-falante,  $E_s$  a força contra eletromotriz,  $I_s(t)$  a corrente que passa pelas bobinas, e  $v(t)$  a tensão de alimentação. A força  $F_s(t)$  é função do campo magnético  $B$ , do comprimento das espiras móveis  $l$ , e da corrente  $I_s(t)$ . Têm-se para o equacionamento do *shaker* e circuito elétrico equivalente, respectivamente:

$$m_s \ddot{y} + c_s \dot{y} + k_s y = F_s(t) = B l I_s(t) \quad (\text{A.1})$$

$$L_s \dot{I}_s(t) + R_s I_s(t) + E_s(t) = v(t) \quad (\text{A.2})$$

Segundo De Silva, 2005, o termo  $L_s \dot{I}_s(t)$  pode ser negligenciado, pois a constante de tempo elétrica do *shaker* possui ordem de grandeza muito menor do que a constante de tempo mecânica do sistema e do objeto a ser testado. Isolando  $I_s$  em (A.2) e substituindo em (A.1), tem-se:

$$m_s \ddot{y} + c_s \dot{y} + k_s y = B l \left( \frac{v(t) - E_s(t)}{R_s} \right) \quad (\text{A.3})$$

Como  $E_s(t) = B l \dot{y}_s$ , e fazendo  $B l = K_b$ , tem-se:

$$m_s \ddot{y} + c_s \dot{y} + k_s y = K_b \frac{v(t)}{R_s} - K_b \frac{2 \dot{y}_s}{R_s} \quad (\text{A.4})$$

Fazendo a transformada de Laplace para o domínio da frequência:

$$m_s s^2 y(s) + c_s s y(s) + k_s y(s) = K_b \frac{v(s)}{R_s} - K_b \frac{2 s y(s)}{R_s} \quad (\text{A.5})$$

Rearranjando para deslocamento por tensão aplicada  $y(s)/v(s)$  no domínio da frequência, tem-se:

$$\frac{y(s)}{v(s)} = \frac{K_b / R_s}{m_s s^2 + s \left( \frac{K_b^2}{R_s} + c_s \right) + k_s} \quad (\text{A.6})$$