

DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE BALANCEAMENTO DINÂMICO DE ROTORES EM LABVIEW UTILIZANDO A FERRAMENTA ACTOR FRAMEWORK

MARKOS VIGGIATO DE ALMEIDA*, DERICK HENRIQUE DE JESUS SILVA*, WENDELL DA CUNHA ALVES*, PAULO FERNANDO SEIXAS*

**Laboratório de Validação de Sistemas/Laboratório de Eletrônica de Potência
Departamento de Engenharia Eletrônica
Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais
Av. Antônio Carlos 6627, Pampulha, 31270-901
Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil*

Emails: markosviggiato@gmail.com, derick_saga@yahoo.com.br, wcunha.ufmg@gmail.com, paulos@cpdee.ufmg.br

Abstract— The unbalancing is caused by mass imbalance around a rotor rotation axis due to causes such as asymmetries, dimensional tolerances or assembly imperfections. This problem is commonly portrayed in the industrial environment, so it is extremely important to periodically check the operating status of rotating machinery. Thus, the aim of this study is to provide a rotor balancing system developed in LabVIEW platform with the Actor Framework tool. The acquisition of vibration signals from the machine bearings via accelerometers was held and information of amplitude and signal phase were extracted. Then, the procedure was carried out again but with the addition of a test mass. The obtained data were used as input parameters of the system, which provided a corrective weight and angular position in which the mass has been inserted. Finally, another measurement of vibration is performed to check if the machine actually is balanced. The contributions of this work are the provision of a complete rotors balancing system which is flexible and efficient due to the use of the Actor Framework tool.

Keywords— Unbalancing, LabVIEW, Actor Framework.

Resumo— O desbalanceamento é provocado por desequilíbrio de massa em torno do eixo de rotação de um rotor devido a causas como assimetrias, tolerâncias dimensionais ou imperfeições de montagem. Tal problema é comumente retratado no ambiente industrial, por isso é de extrema importância que se verifique periodicamente o estado de operação de máquinas rotativas. Sendo assim, o objetivo deste trabalho é apresentar um sistema de balanceamento de rotores desenvolvido na plataforma LabVIEW com a ferramenta Actor Framework. Foi realizada a aquisição de sinais de vibração dos mancais da máquina por meio de acelerômetros. Extraiu-se então as informações de amplitude e fase do sinal. Em seguida, realizou-se o procedimento novamente, porém com a adição de uma massa de teste. Os dados obtidos foram utilizados como parâmetros de entrada do sistema, que forneceu uma massa corretiva e uma posição angular na qual a massa foi inserida. Por fim, uma nova medição da vibração foi realizada para verificar se a máquina realmente encontrava-se balanceada. As contribuições do presente trabalho são a disponibilização de um sistema completo de balanceamento de rotores mais flexível e eficiente, devido ao uso da ferramenta Actor Framework.

Palavras-chave— Desbalanceamento, LabVIEW, Actor Framework.

1 Introdução

As máquinas rotativas estão presentes em diversos setores da economia, como transporte, geração de energia e indústria em geral (Castro, 1986) e é de extrema importância que se verifique continuamente as condições de operação das mesmas para que se evite possíveis danos às máquinas e, consequentemente, ao ambiente onde estão inseridas. Uma falha nesse tipo de equipamento pode ocasionar a parada parcial ou total dos processos em uma indústria, por exemplo, e, dessa forma, causar perdas financeiras enormes. Devido à importância da constante verificação do estado de operação desses elementos, muitos estudos tem sido realizados acerca do comportamento dinâmico de rotores e constata-se que dentre as falhas mais comuns de serem observadas estão: desbalanceamentos, desalinhamento de eixos, empenamento de eixo e defeitos em engrenagens e rolamentos (Coelho, 2013).

Uma fonte comum de esforços dinâmicos em máquinas rotativas, responsável pela geração de vibração, é o desbalanceamento, que será o tema abordado neste trabalho. Tal problema é provocado por desequilíbrios de massa devidos a causas inevitáveis como assimetrias, tolerâncias dimensionais, desvios de forma ou imperfeições de matéria prima e da montagem. Qualquer uma destas causas ou uma combinação delas irá destruir a condição de perfeita distribuição de massa em torno do eixo de rotação do rotor, provocando o desbalanceamento que gera forças periódicas que agem nos mancais da máquina (Rao, 2011). Dessa forma, torna-se necessária a realização do procedimento de balanceamento constantemente nas máquinas.

Foram identificados alguns trabalhos que tratam desse assunto, nos quais foram implementados métodos clássicos de balanceamento, porém neste trabalho foi implementado um método de balanceamento de rotores na plataforma LabVIEW, utilizando a ferramenta Actor Framework,

que confere mais flexibilidade e permite desenvolver um sistema de maneira mais eficiente. Visando facilitar o procedimento de realização de balanceamento de rotores, este trabalho desenvolveu um sistema completo de balanceamento que fornece ao usuário uma interface gráfica amigável, possibilitando uma interação eficiente com o sistema.

2 Métodos de balanceamento

Visto que forças centrífugas resultantes agem em mancais de rotores desbalanceados (da Silva et al., 2004), podendo danificá-los, é necessário realizar um procedimento de balanceamento desse rotor para que se possa obter uma redução de vibrações indesejadas no sistema.

A qualidade do balanceamento de um rotor é normalmente avaliada pelo grau de suavidade com que este gira em regime de trabalho. É importante destacar, entretanto, que vibrações severas não indicam, necessariamente, a existência de um desbalanceamento. Uma medida exata e absoluta do estado de compensação de massas em um rotor somente é obtida através da avaliação do deslocamento residual do rotor (da Silva et al., 2004). Os critérios para avaliação da qualidade de balanceamento e vibração de máquinas podem ser obtidos a partir de Normas, como ABNT NBR 8008 e 10082 (da Silva et al., 2004). Geralmente, essas normas definem gráficos onde a abscissa contém valores de frequência (Hz ou rpm) e a ordenada contém os níveis máximos admissíveis de vibração (μm) (da Silva et al., 2004).

Existem diferentes maneiras que podem ser utilizadas para se realizar o balanceamento de rotores. Dentre elas, duas foram escolhidas, a priori, para serem estudadas. Ambas serão apresentadas neste trabalho: o método dos três pontos e o método dos coeficientes de influência. Além disso, os sinais de medição de vibração podem ser de três tipos: posição, velocidade ou aceleração. Neste trabalho, optou-se por utilizar o sinal de aceleração.

2.1 Método dos três pontos

Uma das principais vantagens desse método é não ter a necessidade de conhecimento da fase dos sinais. Apenas as amplitudes de vibração são utilizadas para aplicá-lo, porém a máquina deve ser operada em quatro situações diferentes (Magalhães, 2013). Tem-se a seguir os passos que devem ser seguidos para se obter o balanceamento:

- 1º passo: medição da amplitude de vibração do rotor desbalanceado V (em mm/s) em uma certa frequência. Desenha-se, então, um círculo de raio V , como pode ser visto na figura [1]. Escolhe-se e marca-se as posições 0° , 120° e 240° e define-se a massa de teste M_t (em gramas).

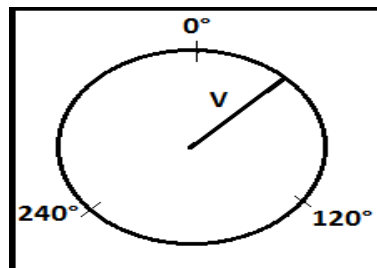


Figura 1: Círculo de raio V .

- 2º passo: coloca-se a massa de teste na posição 0° e, com o rotor em funcionamento, mede-se a vibração V_0 . No círculo original, desenha-se um novo círculo com raio V_0 e centro em 0° .
- 3º passo: agora, coloca-se a massa de teste na posição 120° e mede-se V_{120} . Desenha então um novo círculo com raio V_{120} e centro em 120° .
- 4º passo: repete-se o passo anterior porém na posição 240° .
- 5º passo: é possível observar que os três círculos se interceptam em um ponto (ou formam uma região de interseção). Desenha-se então uma reta do centro do círculo original até esse ponto de interseção (ou até o ponto referente ao centro geométrico da região) e, assim, obtém-se o vetor de correção V_t .
- 6º passo: sabendo-se a magnitude do vetor de correção, calcula-se a massa de correção conforme a equação 1.

$$M_c = (V/V_t) \cdot M_t. \quad (1)$$

Onde M_c é a massa de correção (na mesma unidade da massa de teste).

- 7º passo: o ângulo para o posicionamento da massa de correção θ é dado pela medição do ângulo entre a posição 0° e a do vetor V_t (sentido anti-horário), como pode ser visto na figura [2]

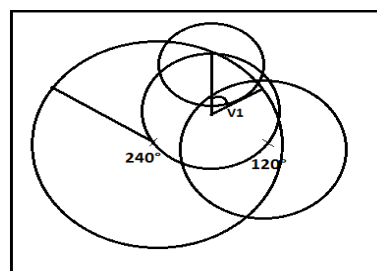


Figura 2: Ângulo de correção.

- 8º passo: por fim, analisa-se se os resultados do balanceamento foram satisfatórios. Se não

foram, deve-se realizar o procedimento novamente.

2.2 Método dos coeficientes de influência

Este método é comumente usado no balanceamento de rotores rígidos. Ele é baseado nos seguintes conceitos: o procedimento de balanceamento geralmente requer a quantificação da resposta do eixo do rotor, da força aplicada e da relação entre elas, o que pode ser expresso da forma mostrada na equação 2.

$$Resposta = Forca/Restricao. \quad (2)$$

A restrição na equação acima pode ser considerada como um parâmetro do tipo rigidez do rotor associado a uma deflexão (ou amplitude de vibração) devido a um desbalanceamento específico. Assim, a equação 2 pode ser reescrita na forma da equação 3.

$$Vibricao = Desbalanceamento/Sensibilidade. \quad (3)$$

As variáveis da equação acima são quantidades vetoriais (representadas neste trabalho por variáveis em negrito). Se a vibração inicial do rotor for representada por A e o desbalanceamento definido pelo vetor U , então a sensibilidade S do rotor a este balanceamento é dado pela relação apresentada na equação 4.

$$A = U/S. \quad (4)$$

O vetor S pode ser determinado pela adição de uma massa de teste conhecida em uma posição conhecida. Assim, determina-se a nova amplitude de vibração do rotor. Definindo o novo vetor de desbalanceamento como W e o vetor vibração resultante por B , a equação 4 pode ser expandida para:

$$B = (U + W)/S. \quad (5)$$

Manipulando-se a equação 5, é possível obter uma relação que defina o vetor sensibilidade:

$$S = W/(B - A). \quad (6)$$

E assim o vetor desbalanceamento, inicialmente desconhecido, é determinado por:

$$U = S \cdot A. \quad (7)$$

Neste trabalho, a metodologia de balanceamento escolhida foi a última apresentada (Método dos coeficientes de influência), devido, principalmente, aos resultados mais vantajosos que esta fornece em relação à outra opção (Método dos três pontos). Apesar de o método escolhido necessitar da informação de fase, o que torna sua implementação mais complexa, ele é capaz de fornecer uma

melhoria no desbalanceamento da máquina de até 84%, enquanto o método dos três pontos consegue reduzir em, no máximo, 54% (Magalhães, 2013), o que justifica a utilização do método dos coeficientes de influência.

3 Processamento de sinais na plataforma LabVIEW com Actor Framework

O processo de desenvolvimento do sistema de balanceamento requer a aquisição de sinais provenientes dos sensores instalados nos mancais do rotor, responsáveis pela monitoração das condições de funcionamento do mesmo. Tal tarefa foi feita na plataforma LabVIEW, um software desenvolvido pela *National Instruments* assim como o processamento dos dados e sua exibição para o usuário, que permite analisar, interpretar e manipular dados de forma integrada, possibilitando, assim, gerar resultados com maior eficiência. Segundo (National Instruments, 2009), deve-se implementar três etapas em LabVIEW para desenvolver o sistema completo de balanceamento, que são: adquirir, analisar e apresentar.

A funcionalidade do balanceamento em si corresponde à etapa de análise dos dados e permite identificar a existência ou não da condição de desbalanceamento da máquina rotativa.

3.1 A ferramenta Actor Framework

Para o correto funcionamento do sistema de balanceamento, é necessário que diferentes *VI's* (*Virtual Instrument*) executem concorrentemente e troquem mensagens entre si, ou seja, diferentes programas (arquivos com extensão .vi) devem executar simultaneamente e, caso seja necessário, enviar e receber mensagens sem a interrupção do programa como um todo. Para isso, foi utilizada a ferramenta Actor Framework, que satisfaz todas as condições necessárias para o projeto. Actor Framework é uma biblioteca de software desenvolvida para ser de fácil utilização e permitir que programas (*VI's*) executem independentemente e comuniquem entre si (Smith and Mercer, 2011). Cada programa é representado por um ator, que executa uma determinada tarefa. E cada ator possui um estado interno e pode mandar mensagens para outros atores. Além disso, tal ferramenta minimiza as condições de concorrência entre os programas e possibilita grande reutilização de código (Smith and Mercer, 2011). Pode-se dizer que a ferramenta em questão reúne os benefícios de dois padrões de projeto largamente utilizados em LabVIEW: o modelo Produtor/Consumidor e a máquina de estado dirigida à fila (QDSM: Queue-Driven State Machine).

O padrão de projeto Actor Framework é implementado de forma orientada a objetos e ele representa um conjunto de classes, sendo as princi-

pais: *Actor* e *Message*.

- *Actor*: é um objeto do LabVIEW que representa o estado de um programa que está executando. Todo acesso externo é feito através de mensagens, utilizando, assim, objetos da classe *Message*. Qualquer classe do tipo *actor* deve herdar da classe pai *Actor*. Toda instância da classe *Actor* deve implementar (sobrescrevendo ou não) o método *ActorCore.vi*, que basicamente se comporta como uma máquina de estado dirigida à fila e é responsável por invocar os métodos da classe *actor* (Smith and Mercer, 2011). Um exemplo do programa *ActorCore.vi* não sobrescrito pode ser visto na imagem 3.

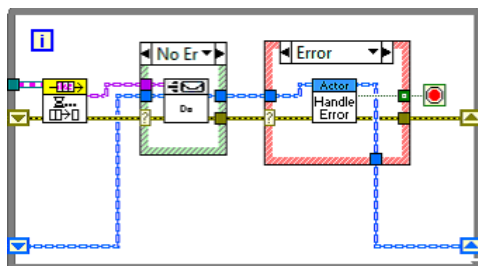


Figura 3: Actor Core de um Ator.

- *Message*: os objetos do LabVIEW que são instâncias da classe *Message* tem a função de modificar o estado de um objeto do tipo *actor*. Eles herdam da classe pai *Message* e devem sobrescrever o método *Do.vi*. Classes filhas de *Message* normalmente possuem dados e, por isso, devem sobrescrever o método *Send.vi*.

Visto que a ferramenta Actor Framework possui vantagens em relação aos outros padrões de projetos disponíveis no LabVIEW, ela foi utilizada para o desenvolvimento do sistema de balanceamento, cuja funcionalidade se encontra no item a seguir.

3.2 Implementação da funcionalidade

Neste trabalho, a funcionalidade do sistema foi desenvolvida por meio do processamento matemático dos sinais obtidos.

Primeiramente, foi aquisitado o sinal do acelerômetro com a máquina rotativa sem carga e a partir da análise do mesmo obteve-se o valor de pico, assim como a fase, por meio da análise da Transformada Rápida de Fourier (FFT). A leitura desses valores permite identificar se a condição atual da máquina e de desbalanceamento ou não, de acordo com valores tabelados e fornecidos por Normas.

Feito isso, inicia-se a segunda etapa do processo: uma massa de teste conhecida é posicionada no disco rotativo, como apresentado na figura 4,

em um local cujo ângulo também é conhecido. Então, novamente são obtidos dados do sensor de proximidade e extrai-se o valor de pico e de fase.

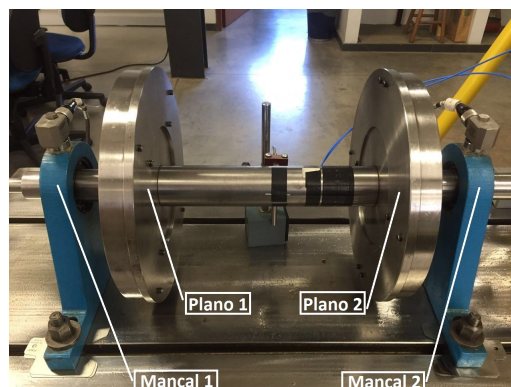


Figura 4: Disco rotativo onde a massa de teste é posicionada.

Após o processamento adequado dos sinais obtidos, o programa fornece os resultados, que consistem de um valor de massa, chamada de massa de correção, e uma informação de fase de correção. Tais valores são apresentados por meio de uma interface gráfica de usuário, que foi desenvolvida no próprio ambiente LabVIEW e que pode ser visualizada na figura 5.

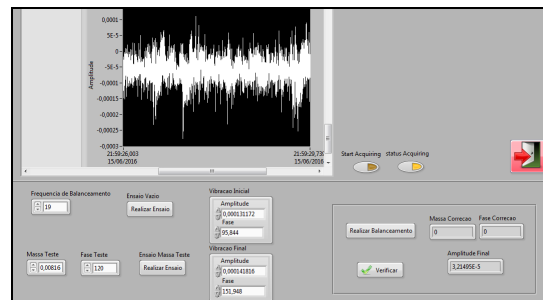


Figura 5: Interface gráfica de usuário.

4 Resultados

Para a obtenção de resultados e consequente validação do sistema desenvolvido, foi realizada uma simulação dos dados de entrada no ambiente *Matlab/Simulink*. Para uma maior proximidade com a realidade, os sinais foram simulados a partir da determinação das equações que regem o sistema mecânico de uma máquina rotativa. Pode-se representar uma máquina desbalanceada por uma massa concentrada (massa desbalanceadora) em um sistema com massa total M e uma mola de constante $2K$. Dessa forma, é possível determinar a força em um eixo, o vertical, por exemplo, e a partir disso encontrar a função de transferência que rege o sistema, como apresentado na figura 6.

A máquina existente na bancada de vibrações possui frequência de ressonância igual a 870 rpm

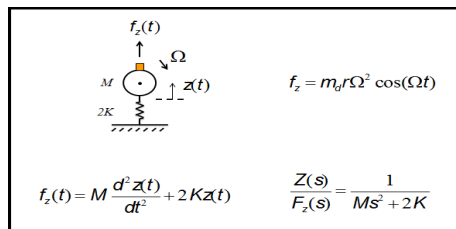


Figura 6: O sistema e as equações que o regem.

(14,5 Hz) na direção horizontal e, a partir desse valor e da massa do rotor, $M = 50 \text{ Kg}$, foi possível calcular o valor de K , que corresponde a $K = 2,07 \times 10^5 \text{ N/m}$. É importante destacar que o procedimento de balançamento pode ser realizado em uma frequência acima ou abaixo da frequência de ressonância. Com base no diagrama de bode apresentado na figura 7, pode-se ver que no primeiro caso (frequência acima da ressonância), a fase resultante é diferente do caso em que a frequência encontra-se abaixo da ressonância e tal diferença corresponde exatamente a 180° .

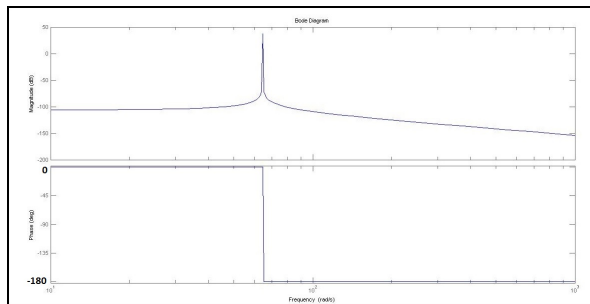


Figura 7: Diagrama de Bode do sistema.

Com base nos valores de M e K , foi possível encontrar a função de transferência do sistema: $1/(Ms^2 + 2K)$ e, a partir desta, desenvolver o diagrama de blocos que se encontra na figura 8, em que os valores da massa desbalanceadora (0,0087 Kg), massa de teste (0,0052 Kg), raio (10,9cm) são constantes. Pode-se, agora, gerar os sinais de entrada do sistema de balançamento nos dois casos já mencionados (com diferentes frequências) e os resultados, vibração inicial (A) com a massa desbalanceadora apenas e vibração resultante (B) com a adição da massa de teste, serão apresentados a seguir.

Primeiramente, foram simulados sinais de entrada para uma frequência abaixo da ressonância, com valor de 13 Hz (81,68 rad/s). Os sinais gerados estão representados nas figuras 9 e 10.

Uma análise foi feita com os sinais de vibração obtidos e, a partir de um script no *Matlab*, foram encontradas as amplitudes e fases dos sinais. Para a vibração inicial apenas com a massa desbalanceadora obteve-se: $|A| = 73,853 \mu\text{m}$ e $\text{fase}(A) = -55,4022^\circ$. Para a vibração resultante, após a adição da massa de teste na posição de 180° : $|B|$

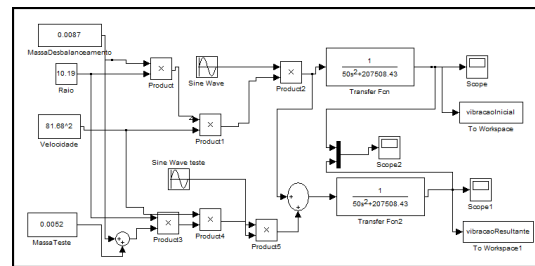


Figura 8: Modelo *Simulink* para gerar sinais de entrada.

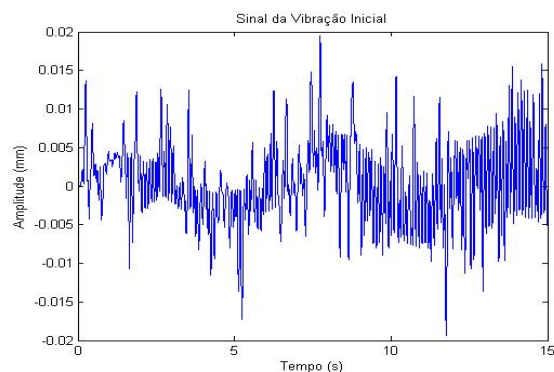


Figura 9: Sinal da vibração abaixo da ressonância com massa desbalanceadora.

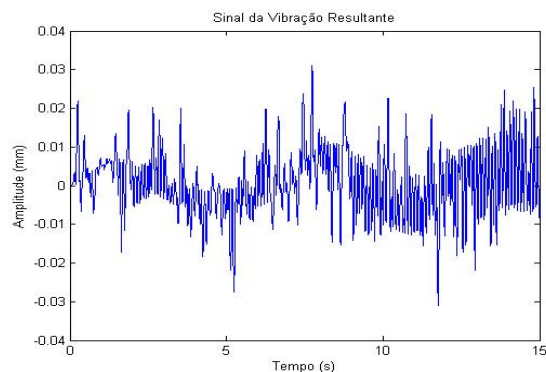


Figura 10: Sinal da vibração abaixo da ressonância com adição da massa de teste.

$= 83,584 \mu\text{m}$ e $\text{fase}(B) = -26,5884^\circ$. Tais dados foram inseridos no sistema de balançamento e, após a realização dos cálculos matemáticos, o sistema forneceu a massa e a fase de correção com os seguintes valores: massa de correção = 9,5083 gramas e fase de correção = $129,4106^\circ$.

Por fim, fez-se uma simulação de balançamento para uma frequência acima da ressonância, com o valor de 16 Hz (100,53 rad/s). Os sinais gerados nesta situação possuem a mesma forma do primeiro caso. Para a frequência acima da ressonância obteve-se: $|A| = 110,56 \mu\text{m}$ e $\text{fase}(A) = 130,5259^\circ$. Após a adição da massa de teste, encontrou-se: $|B| = 125,49 \mu\text{m}$ e $\text{fase}(B) = 159,3402^\circ$. O sistema forneceu como resultados uma massa de correção de 9,5047 gramas e fase de

129,4272°.

A fim de avaliar o comportamento dinâmico do sistema antes e após o procedimento de balanceamento, foi gerado um gráfico com os sinais de vibração sobrepostos, que pode ser visualizado na 11.

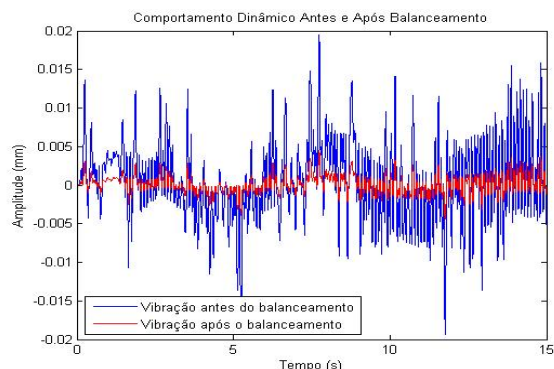


Figura 11: Comportamento dinâmico do sistema antes e após o balanceamento.

5 Conclusões

Após a realização dos procedimentos de balanceamento nas duas situações apresentadas, foi possível analisar de forma efetiva os resultados obtidos e concluir o quão eficiente é o sistema desenvolvido. Os resultados obtidos por meio da simulação dos sinais se mostraram coerentes e dentro do que era esperado. A massa desbalanceadora utilizada para simular o desbalanceamento foi de 8,70 gramas, sendo o resultado fornecido (massa corretora) com o valor de 9,5047 gramas. Tal resultado se mostra correto visto que, em teoria, é necessário obter uma massa corretora com um valor próximo da desbalanceadora para que a força de desbalanceamento seja anulada, o que ocorre em um sistema simulado.

Além disso, pode ser feita uma análise com relação às fases obtidas nas simulações de frequências abaixo (I) e acima (II) da ressonância. Tanto em (I) quanto em (II), os valores de fase obtidos foram os mesmos. Isso mostra que o método adotado é independente da frequência de operação da máquina, ou seja, para frequências de trabalho abaixo ou acima da ressonância, o desbalanceamento presente na máquina é o mesmo, portanto devem ser obtidas as mesmas massa e fase corretoras.

Em (I), obteve-se uma amplitude final de vibração, após a inserção da massa de correção na posição angular fornecida, de $1,01\mu\text{m}$. Ou seja, houve uma redução de $(73,85 - 1,01/73,85) \times 100\% = 0,9863 \times 100\% = 98,63\%$ na amplitude de vibração. Já no segundo caso (II), a redução na amplitude de vibração foi um pouco diferente, obteve-se: $(110,56 - 0,714/110,56) \times 100\%$

$= 0,9935 \times 100\% = 99,35\%$. Tais resultados estão de acordo com o esperado, uma vez que em um ambiente simulado, deve-se esperar que o balanceamento compense quase 100% do desbalanceamento inicial.

Logo, verificou-se que a funcionalidade do sistema para a realização do balanceamento de rotores está de acordo com o previsto, visto que, de fato, a amplitude de vibração da máquina foi reduzida. É importante notar que este sistema foi projetado para fazer o balanceamento em um plano de compensação e assim validar o que foi desenvolvido até este ponto, porém ele deverá ser expandido, em um trabalho futuro, para dois planos sem perda de eficiência de processamento, uma vez que a ferramenta Actor Framework otimiza o fluxo de mensagens no ambiente LabVIEW.

Agradecimentos

À CEMIG pelo financiamento do projeto, ao Laboratório de Validação de Sistemas (LVAS) e Laboratório de Eletrônica de Potência (LEP), ambos na Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, pela infraestrutura disponibilizada.

Referências

- Castro, A. G. (1986). Balanceamento de rotores flexíveis pelo método dos coeficientes de influência.
- Coelho, G. A. T. (2013). Balanceamento Dinâmico de um Simulador de Máquinas Rotativas, p. 44.
- da Silva, S. E. L., Silva, A. A. and Irmão, M. A. d. S. (2004). Análise Teórico-Experimental De Bancada Didática Para Balanceamento Estático E Dinâmico De Rotores, *COBENGE Congresso Brasileiro de Ensino de Engenharia* pp. 1–10.
- Magalhães, D. L. (2013). Balanceamento de rotores utilizando os métodos dos 3 pontos e do coeficiente de influência projeto de graduação.
- National Instruments, C. (2009). Analyzing Your Acquired Data with LabVIEW, pp. 1–5.
- Rao, S. S. (2011). Mechanical Vibrations, p. 1104.
- Smith, A. C. and Mercer, S. R. (2011). Using the Actor Framework in LabVIEW.
- Sure Soeiro, N. (2008). Curso De Fundamentos De Vibrações E Balanceamento De Rotores, pp. 0–125.