

Uma Metodologia de Balanceamento dinâmico de Eixo e Disco Usando o Métodos Coeficientes de Influência e Análise de Sinais de Vibração

A Methodology of Dynamic Balancing of Shaft and Disc Using the Influence Coefficients Method and Vibration Signal Analysis

Bruno Alceu Souto¹, Felipe Fadini Muniz², Gabriel Daher Alencar Neves³, Ricardo Humberto de Oliveira Filho⁴, Tobias Anderson Guimarães⁵

RESUMO

Este trabalho foi elaborado no intuito de propor uma metodologia para balanceamento dinâmico de rotores com discos usando o Método dos Coeficientes de Influência. Usando os espectros dos sinais de vibração medidos nos mancais dos rotores, foi elaborado uma rotina em MATLAB® para o balanceamento em dois planos. Através da ferramenta GUIDE do programa MATLAB®, foi proposta a elaboração de interfaces gráficas para auxiliar na implementação dos métodos clássicos e por vibrações. Os valores de entrada desse modelo matemático são a aquisição experimental dos parâmetros de amplitude e fase da resposta vibratória do rotor, que advém do tratamento de sinais no domínio da frequência por meio da *FFT (Fast Fourier Transform)*. Os valores de balanceamento adquiridos através desses modelos foram comparados ao disponibilizado pelo programa da bancada comercial de balanceamento de rotores, presente no Laboratório de Vibrações, Acústica e Controle do Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Triângulo Mineiro. A partir desse trabalho observou-se uma eficácia tanto na aplicação de métodos clássicos de balanceamento quanto na aplicação dos métodos por análise de vibrações, tendo como base de averiguação de qualidade do balanceamento, a norma ISO 21940-11:2016 e as vibrações residuais.

Palavras-chave: Balanceamento de Rotores. Dinâmica de Rotores. Método dos Coeficientes de Influência. Vibrações Mecânicas.

ABSTRACT

This work was developed with the purpose a methodology for dynamic balancing of rotor with disc using the Influence Coefficients Method. By using the vibration signals in the frequency domain measured in the rolling bearings, it was carried out a routine in MATLAB® for balancing in two planes. Through the manipulating of tool GUIDE present in the software MATLAB®, was purposed the elaboration of graphics interfaces to help in the implementation of classics and vibration analysis methods. The input values of this Mathematical Model are the experimental acquisition of amplitude and phase related to rotor vibration response, which comes from signal treatment in frequency domain through the Fast Fourier Transform (FFT). The correction balancing values obtained through these models were compared to the values showed by the software included in the rotor balancing commercial bench, which is located in the Vibration, Acoustic and Control Laboratory of the Mechanical Engineering course, belonging to the Federal University of Triângulo Mineiro. Through this work, it was possible to realize an efficient with both mathematical models application, based on balancing quality verification through the following parameters: ISO 21940-11:2016 norm and residual vibrations.

Keywords: Balancing of Rotating Machine. Influence Coefficients Method. Mechanical Vibration. Rotor Dynamics.

¹ Mestrado em engenharia mecânica, USP/EESC.
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9514-5864>

E-mail: brunoalceu@usp.br

² Graduação em engenharia mecânica, Nestlé Brasil Ltda.
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9752-3518>

³ Graduação em engenharia mecânica, EMBRAER-GPX.
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2051-8902>

⁴ Doutorado em engenharia mecânica, UFTM. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6077-9410>

⁵ Doutorado em engenharia mecânica, UFTM. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6350-7867>

1. INTRODUÇÃO

Rotores são sistemas mecânicos amplamente empregados no campo da engenharia mecânica. Pode-se destacar como principais aplicações: sistemas de transmissão de potência como sistemas de redução, turbomáquinas e turbinas de motores a jato.

De acordo com Rodrigues (2013), o balanceamento pode ser definido como um processo de melhora na distribuição da massa de um corpo, permitindo que este rotacione sobre seus mancais com forças de desbalanceamento reduzidas a níveis aceitáveis. Quando estes níveis são atingidos, pode-se dizer que o eixo está balanceado dentro de uma tolerância desejada, isto porque sempre haverá um desbalanceamento residual permissível.

Conforme exposto em Ponge-Ferreira (2006), o balanceamento de rotores rígidos requer a remoção ou acréscimo de massa de posições angulares específicas em dois planos de correção de modo que, ao final, o eixo central do rotor coincida com o eixo geométrico entre mancais. O eixo central apresenta desvio em relação ao eixo geométrico devido à excentricidade do centro de massa e devido à inclinação do eixo principal de inércia do rotor.

O caso mais geral de desbalanceamento de rotores denomina-se dinâmico. Neste caso, o centro de massa está fora do eixo geométrico dos mancais e o eixo central de inércia encontra-se inclinado em relação a este (PONGE-FERREIRA, 2006).

Esforços gerados por desbalanceamento, mesmo que de pequena intensidade, podem provocar rápida deterioração de mancais, reduzindo sua vida útil. Dentre os principais problemas apresentados, podem ser destacados:

- Fissuras por fadiga em carcaças, suportes e fundações além da ruptura completa de componentes que giram junto ao eixo;
- Redução de eficiência e vida útil da máquina;
- Redução da segurança operacional e fadiga pessoal pela falta de suavidade no manuseio de ferramentas com esse problema;
- Nível de ruído elevado devido à turbulência do ar ou vibração de peças em rotação elevada;
- Aumento de custos com manutenção e possíveis paradas não programadas.

Tendo em vista os problemas listados, fica evidente que o balanceamento é essencial para o bom funcionamento e aumento da vida útil de máquinas e equipamentos rotativos.

Saldarriaga (2002) menciona em seu trabalho, que para o balanceamento de rotores a velocidades baixas, pode-se empregar os métodos clássicos simples com grande eficiência. Porém, para velocidades de rotação mais altas, principalmente próximas à velocidade crítica de ressonância, o problema de balanceamento requer um estudo mais aprofundado em métodos alternativos, que levem em consideração as características vibratórias desses sistemas rotativos. Nesse âmbito, surgiu os estudos sobre o Método de Coeficientes de Influência, que é descrito por um modelo matemático que leva em conta análises de reposta de vibrações como entrada, conforme é definido nos trabalhos de Mendes (2013) e Sousa (2005) e na teoria apresentada por Muszynska (2005).

O objetivo desse trabalho consiste na avaliação e na implementação do método de coeficientes de influência para efetuar o balanceamento de eixos e rotores.

O Laboratório de Vibrações, Acústica e Controle (LVAC) do Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Triângulo Mineiro (UFTM) possui um sistema de balanceamento de eixos e rotores modelo NK750 da marca Teknikao®, que utiliza sinais obtidos por sensores de força e um sistema de pós processamento próprio para determinar as quantidades necessárias para o balanceamento. Logo, pretende-se comparar os resultados obtidos no trabalho com os disponibilizados pelo programa da balanceadora.

2. MATERIAIS E MÉTODOS

O Método dos Coeficientes de Influência provê o cálculo do desbalanceamento de um rotor por intermédio da obtenção direta das respostas de vibração do sistema com a utilização da Transformada de Fourier (TF), para manipulação dos dados. Ao contrário dos métodos clássicos, o Método dos Coeficientes de Influência pode ser empregado com grande eficiência na análise de rotores flexíveis.

A definição de Coeficientes de Influência pode ser entendida como sendo um termo que mantém relação de linearidade entre força aplicada e deslocamento. Pode ser interpretado como uma espécie de função de transferência que relaciona entrada, correspondente à força de desbalanceamento, e saída, correspondente à resposta vibratória do rotor em deslocamento. Maiores detalhes da teoria e da formulação do Método

dos Coeficientes de Influência pode ser encontrada em Saldarriaga (2002), Muszynska (2005) e Sousa (2005).

O primeiro passo consiste em medir a amplitude de vibração e o seu ângulo de fase com o rotor em funcionamento na velocidade de trabalho. No segundo passo, o funcionamento da máquina é interrompido e é adicionada uma massa de teste numa posição conhecida do plano de balanceamento, a uma distância qualquer do centro. Em seguida, com a máquina em funcionamento sua amplitude de vibração e ângulo de fase são novamente medidos no mesmo mancal.

Neste trabalho, a metodologia prática envolvida será aplicar os métodos de balanceamento clássicos quanto os por intermédio de análise de vibrações. Os resultados obtidos pela aplicação do Método dos Coeficientes de Influência e análise de vibrações serão comparados com os resultados disponibilizados pelo programa da bancada. O modelo de balanceadora horizontal presente no Laboratório de Vibrações e Acústica do curso de Engenharia Mecânica é disponibilizado pela empresa TEKNIKAO® modelo NK 750. A Figura 1 ilustra uma fotografia do modelo de balanceadora utilizada neste trabalho e a Tabela 1 as suas especificações técnicas.



Figura 1. Fotografia da balanceadora do fabricante TEKNIKAO® modelo NK 750.

Para estimar o desbalanceamento do eixo, a balanceadora utiliza células de carga posicionadas nos mancais de rolamento para medição direta da força de desbalanceamento. Assim, após o usuário entrar com os parâmetros da máquina a ser balanceada e o tipo de balanceamento, ou seja, estático ou dinâmico, o programa

disponível pelo fabricante efetua o cálculo do desbalanceamento residual permitido de acordo com a norma ISO 21940-11:2016 baseado nas medições das forças efetuadas pelas células de carga. Assim, neste trabalho, pretende-se validar os resultados obtidos pelo Método dos Coeficientes de Influência com os resultados gerados pelo software do fabricante TEKNIKAO® para a balanceadora modelo NK 750.

A Figura 2 ilustra a balanceadora e instrumentação utilizada para efetuar as medições dos sinais de vibração nos mancais 1 e 2. A medição dos sinais foi efetuada de forma análoga a metodologia proposta por Hanish (2005). Para o balanceamento dinâmico, foram utilizadas as medições efetuadas pelos acelerômetros 1 e 2 posicionadas nos mancais 1 e 2. Nesses mancais foram fixados um acelerômetro da *PCB Piezotronics*® modelo 352C22. Para realizar a conversão de analógico em digital, utilizou-se uma placa de aquisição de sinais da *National Instruments*® modelo NI 9234. Para dar um ganho analógico nos sinais de aceleração, utilizou-se um condicionador de sinais ICP de 8 canais da *PCB Piezotronics*® modelo 482A20.

Tabela 1. Especificações técnicas da balanceadora TEKNIKAO® modelo NK 750.

Denominação	Magnitude
Massa máxima do rotor	300 kg
Diâmetro máximo	1500 mm
Diâmetro de apoio	20 – 150 mm
Distância entre mancais	1000 mm
Mínimo desbalanceamento residual atingível	2 g.mm/kg
Potência de acionamento (motor acionado por inversor)	1,5 KW

Para averiguar se os sensores estavam funcionando corretamente tanto em amplitude quanto em frequência, utilizou-se um calibrador da *PCB Piezotronics*® modelo 394C06. O sinal de rotação foi captado utilizando um tacômetro laser da marca *Modal Shop*®, modelo *LaserTach*®. Para medição das massas de teste, utilizou-se uma balança digital fabricada pela *Digital Scale*.

A Tabela 2 descreve as características técnicas dos acelerômetros usados para a medição dos sinais de vibração posicionados nos mancais 1 e 2. As Tabelas 3 e 4 expõe as especificações da placa de aquisição de dados e tacômetro usados nos experimentos do balanceamento do rotor.

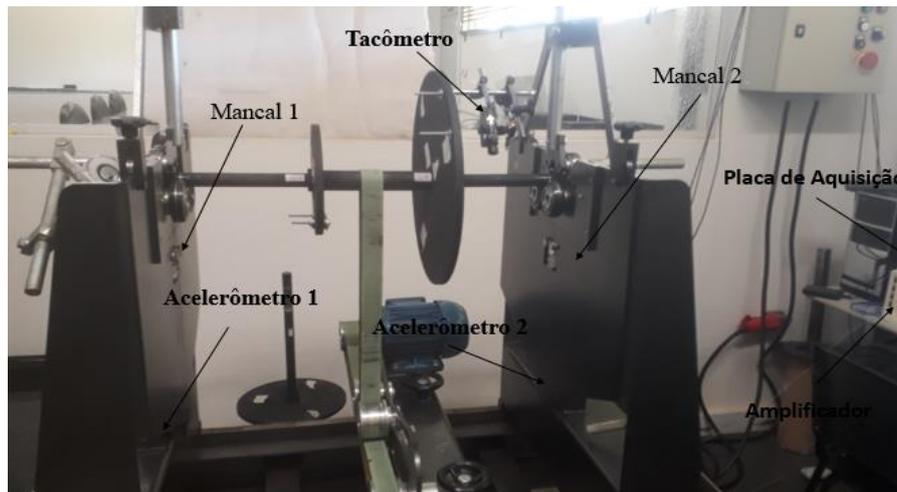


Figura 2. Instrumentação utilizada para medição dos sinais de vibração.

Tabela 2 - Acelerômetros empregados no balanceamento.

Equipamento	Modelo	Sensibilidade [mV/mm/s ²]	Faixa de Medição [g]	Faixa de Frequência [Hz]
Acelerômetro Mancal 1	352C22	0,981	±500	1 – 10000
Acelerômetro Mancal 2	352C22	1,094	±500	1 – 10000

Fonte: PCB Piezotronics®.

Tabela 3 - Placa de aquisição.

Equipamento	Modelo	Número de Canais	Tensão de Entrada (V)	Taxa de amostragem [Hz]
Placa de Aquisição	NI 9234	4	±5	1652 – 51200

Fonte: PCB Piezotronics®.

Tabela 4 - Tacômetro.

Equipamento	Modelo	Faixa de operação [cm]	Tensão de Entrada (VDC)	Faixa de velocidade [rpm]
Tacômetro	LaserTach®	51	18 a 30	30000

Fonte: Modal Shop®.

A fim de aferir o funcionamento correto dos acelerômetros por meio do sinal de referência do calibrador, fixou-se os acelerômetros na estrutura, na mesma direção de aquisição das células de carga. Para adquirir o sinal de rotação, posicionou-se o tacômetro de forma que o feixe de laser atingisse a fita reflexiva colocada no eixo.

No balanceamento dinâmico, foram feitas 5 aquisições em cada etapa: condição do sistema sem massa de teste, sistema com massa de teste no plano 1 e sistema com massa de teste no plano 2. Feito isso, as massas de correção calculadas eram colocadas no sistema, e realizava-se uma verificação similar ao aplicada no balanceamento estático.

Antes de ser digitalizado pela placa, os sinais de aceleração passavam por um ganho analógico através de um amplificador. O sinal era digitalizado, em uma frequência de aquisição fixada pelo autor em 2560 Hz, sendo esse valor escolhido devido ao fato da baixa frequência de rotação imposta, em torno de 10 Hz, e também por ser disponível pela placa de aquisição. Outro parâmetro fixado foi a resolução em frequência, sendo utilizado um valor de 0,01.

O sinal inicialmente na unidade de volts, era convertido para aceleração através da sensibilidade do sensor. O sinal analógico proveniente dos sensores, após digitalizados, eram tratados para eliminação de ruídos, com o intuito de tornar viável a obtenção dos parâmetros necessários à aplicação dos métodos.

Após a medição dos dados de vibração, os sinais no domínio do tempo passavam por um filtro do tipo Butterworth, para eliminação de frequências indesejáveis. Um código em linguagem MATLAB® foi elaborado, tanto para o processamento dos sinais e implementação do Método dos Coeficientes de Influência, como para exibição dos gráficos e verificação do desbalanceamento residual. A resposta ao desbalanceamento é geralmente síncrona com a frequência de rotação da máquina, sendo assim, é necessário projetar um filtro que incluísse a rotação de trabalho da máquina. Para o sinal proveniente do tacômetro, foi proposto utilizar um filtro Butterworth de sexta ordem do tipo passa baixa, já para o Acelerômetro utilizou-se um Butterworth de primeira ordem do tipo passa banda, escolhendo uma faixa ideal para se adequar às inerentes flutuações de rotação da máquina.

3. RESULTADOS

Para a análise dos resultados, além da amplitude de pico dos espectros dos sinais de vibração, o valor RMS (Raiz da Média Quadrática) para calcular a intensidade de vibração também foi utilizada como parâmetro. Para essa aplicação, foram efetuados 5 ensaios e os parâmetros encontrados estão disponíveis nas Tabelas 5 e 6. A Tabela 5 apresenta os resultados para o mancal 1 e a Tabela 6 para o mancal 2.

Ao avaliar o desvio padrão entre os valores de pico das amplitudes dos espectros com e sem filtro e o valor RMS, observa-se que o nível RMS foi o apresentou a menor dispersão. Desta forma, para os 5 ensaios realizados, pode-se afirmar que o nível RMS foi o parâmetro mais estável com menor erro ou variabilidade.

Tabela 5 - Conjunto de Aquisições para o mancal 1.

Rotação: 600 rpm		Local de Medição: Mancal 1		
Massas de teste: 62,9g a 0º no plano 1 e 29g a 0º no plano 2				
Ensaio	Amplitude [m/s ²]			Fase [°]
Sem massa de teste	Sem Filtro	Com Filtro	RMS	
1	13,05	12,65	10,62	-53,81
2	8,29	7,47	10,20	-54,00
3	11,70	11,24	10,24	-53,70
4	14,69	12,93	9,71	-53,70
5	14,68	11,90	9,17	-53,77
Média	12,48	11,24	9,99	-53,80
Desvio Padrão	1,99	1,51	0,44	0,09
Massa de teste plano 1	Sem Filtro	Com Filtro	RMS	Fase [°]
1	25,81	25,38	27,82	-52,14
2	35,80	32,00	26,48	-52,20
3	36,90	32,40	25,40	-52,00
4	36,45	29,60	24,40	-52,10
5	40,38	32,47	24,00	-52,25
Média	35,07	30,37	25,62	-52,11
Desvio Padrão	3,70	2,30	1,22	0,09
Massa de teste Plano 2	Sem Filtro	Com Filtro	RMS	Fase [°]
1	28,38	27,30	20,44	-53,20
2	29,33	27,62	20,14	-53,20
3	22,21	20,23	19,60	-53,17
4	28,30	25,00	19,28	-53,20
5	30,13	26,50	19,02	-53,20
Média	27,67	25,33	19,70	-53,19
Desvio Padrão	2,18	2,17	0,48	0,01

Fonte: Os Autores, 2017.

Tabela 6 - Conjunto de Aquisições para o mancal 2.

Rotação: 600 rpm				Local de Medição: Mancal 2
Massas de teste: 62,9g a 0° no plano 1 e 29g a 0° no plano 2				
Ensaio	Amplitude [m/s ²]			Fase [°]
	Sem Filtro	Com Filtro	RMS	
Sem massa de teste				
1	5,64	5,47	4,59	-143,30
2	3,57	3,23	4,41	-143,80
3	5,07	4,86	4,43	-144,00
4	6,32	5,57	4,19	-143,80
5	6,28	5,08	3,92	-143,70
Média	5,38	4,84	4,31	-143,72
Desvio Médio	0,84	0,64	0,0	0,18
Massa de teste plano 1				
1	5,25	5,15	5,66	-180,00
2	7,25	6,48	5,33	-179,40
3	7,45	6,57	5,14	-180,00
4	7,36	5,97	4,91	-179,90
5	8,20	6,59	4,86	-179,80
Média	7,10	6,15	5,18	-179,82
Desvio Médio	0,74	0,47	0,25	0,18
Massa de teste plano 2				
1	10,78	10,39	7,78	162,10
2	11,07	10,44	7,61	161,60
3	8,50	7,47	7,50	162,10
4	10,70	9,47	7,30	161,70
5	11,42	10,06	7,22	161,90
Média	10,49	9,57	7,48	161,88
Desvio Médio	0,80	0,88	0,18	0,184

No caso dos resultados para o mancal 2, novamente observa-se que o desvio padrão do nível RMS dos sinais de vibração foi consideravelmente menor que os valores de pico, ou seja, a dispersão ou erro com o nível RMS foi praticamente desprezível.

O cálculo da massa de correção foi feito utilizando-se como valores de entrada o RMS médio medido em ambos os planos aplicado ao Método dos Coeficientes de Influência implementado em linguagem MATLAB®. Os resultados obtidos estão disponibilizados na Tab. 13.

Tabela 7 - Resultados do Balanceamento Dinâmico utilizando o valor RMS.

Massas de Correção [g]				Ângulos de correção [°]			
Coeficientes de Influência		Balanceadora		Coeficientes de Influência		Balanceadora	
Plano 1	Plano 2	Plano 1	Plano 2	Plano 1	Plano 2	Plano 1	Plano 2
71,18	33,77	71,07	40,56	140,97	291,06	137	290
Divisão de Massas em duas posições				Divisão de Massas em duas posições			
22,34	10,49	41,56	27,74	120	270	150	300
50,96	24,28	31,98	14,09	150	300	120	270

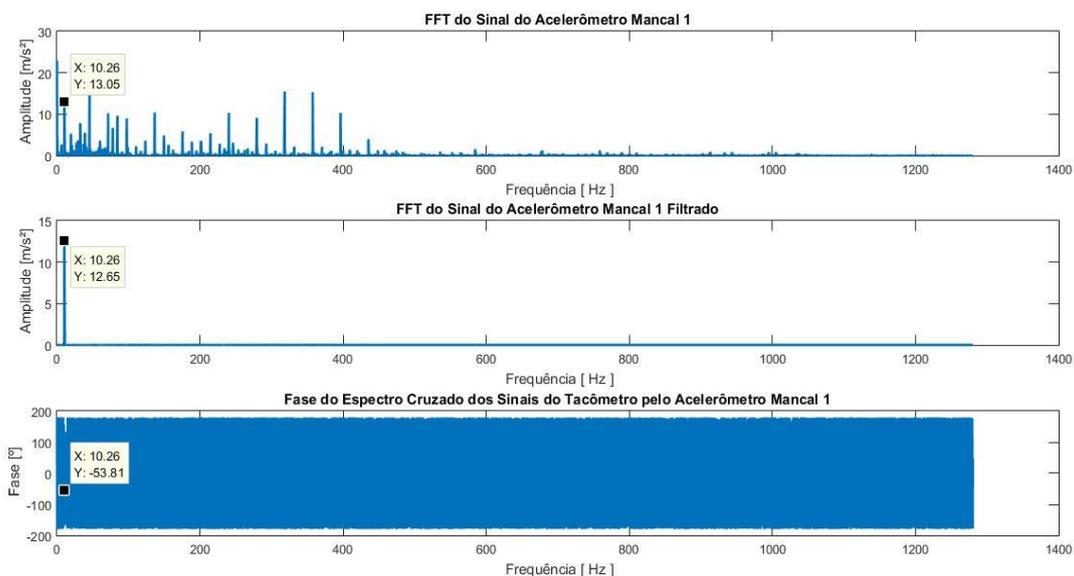


Figura 3. Espectro de vibração medido no mancal 1 antes do balanceamento.

Conforme apresentado nas Tabelas 5 e 6, após o balanceamento, houve de fato uma redução significativa da amplitude de vibração provocada pela diminuição das forças

de desbalanceamento atuante nos mancais. A fim de comprovar o efeito do desbalanceamento de forma gráfica, as Figuras 3 e 4 compara os espectros de vibração dos sinais medidos no mancal 1, antes do balanceamento (Figura 3) e após a colocação da massa de correção (Figura 4). Na situação do rotor desbalanceado, na frequência de rotação da máquina de 10,26 Hz (aproximadamente 600 rpm), a amplitude de vibração medida foi de 13,05 m/s². Após o balanceamento pelo Método dos Coeficientes de Influência, observa-se que a amplitude de vibração medida na mesma frequência (10,26 Hz) foi de 1,014 m/s² para o sinal sem filtro e 0,9757 m/s² para o sinal filtrado, gerando uma vibração residual aceitável pela norma ISO 21940-11:2016.

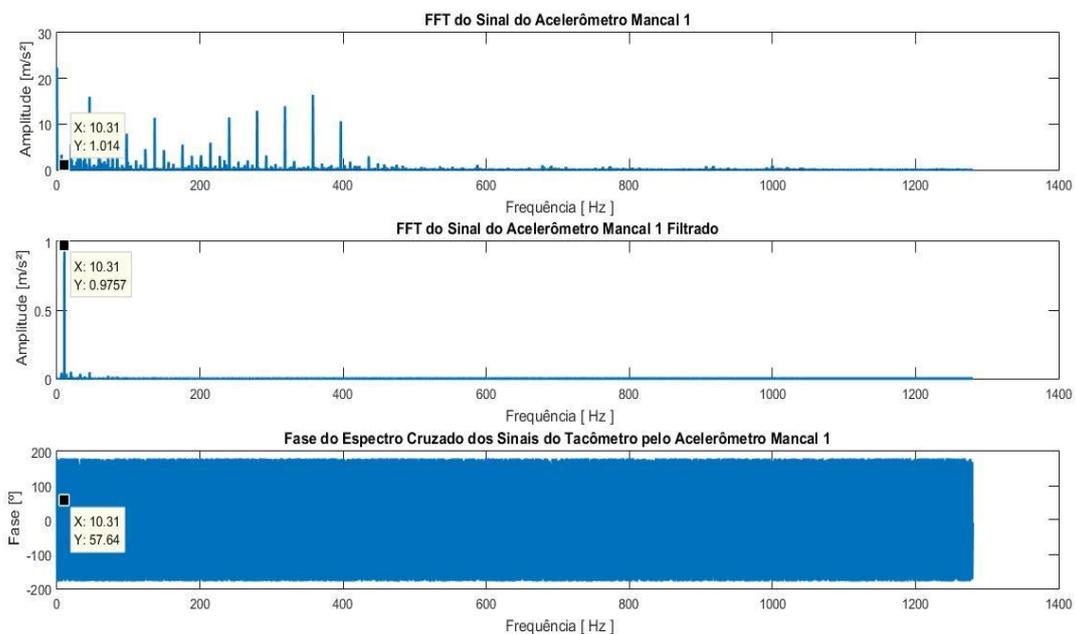


Figura 4. Espectro de vibração medido no mancal 1 após o balanceamento.

4. DISCUSSÃO

Impondo a massa de correção calculada no sistema, efetuou-se nova aquisição de vibrações e os resultados obtidos estão disponíveis na Tabela 8, onde se pode verificar que houve uma redução muito significativa da amplitude de vibração, o que demonstra que o procedimento de balanceamento por Coeficientes de Influência foi eficaz para diminuição das forças dinâmicas devido ao desbalanceamento.

A Figura 5 ilustra os resultados fornecidos pelo programa da Balanceadora TEKNIKAO® modelo NK 750 através da medição das forças de desbalanceamento pelas células de carga posicionadas nos mancais 1 e 2. Como se observa, tanto no mancal 1

(Plano 1), como no mancal 2 (Plano 2), as forças de desbalanceamento residuais são aceitáveis de acordo com a norma ISO 21940-11:2016. Para o Plano 1 deve-se acrescentar uma massa de teste de 3,12 g a 217° situada no raio de 80,00 mm. No Plano 2, a massa recomendada é de 5,38 g a 53° no raio de 80 mm.

Tabela 8 - Resultados Pós-Balanceamento.

Ensaio	Amplitudes Medidas no Mancal 1 [m/s ²]				Amplitudes Medidas no Mancal 2 [m/s ²]			
	RMS	Sem Filtro	Com Filtro	Fase [°]	RMS	Sem Filtro	Com Filtro	Fase [°]
1	0,79	1,01	0,98	57,64	0,27	0,31	0,30	-19,80
2	0,78	1,10	1,05	59,23	0,25	0,32	0,30	-19,80
3	0,80	1,10	1,07	57,24	0,29	0,35	0,34	-17,70
4	0,72	1,10	0,98	57,10	0,23	0,32	0,30	-24,30
5	0,80	1,09	1,06	57,10	0,29	0,33	0,32	-18,28
Média	0,78	1,08	1,03	57,01	0,26	0,33	0,31	-19,98
Desvio Padrão	0,02	0,03	0,04	1,04	0,02	0,01	0,01	1,73
Redução de vibração (%)	92,20	91,32	90,86		93,84	93,91	93,54	

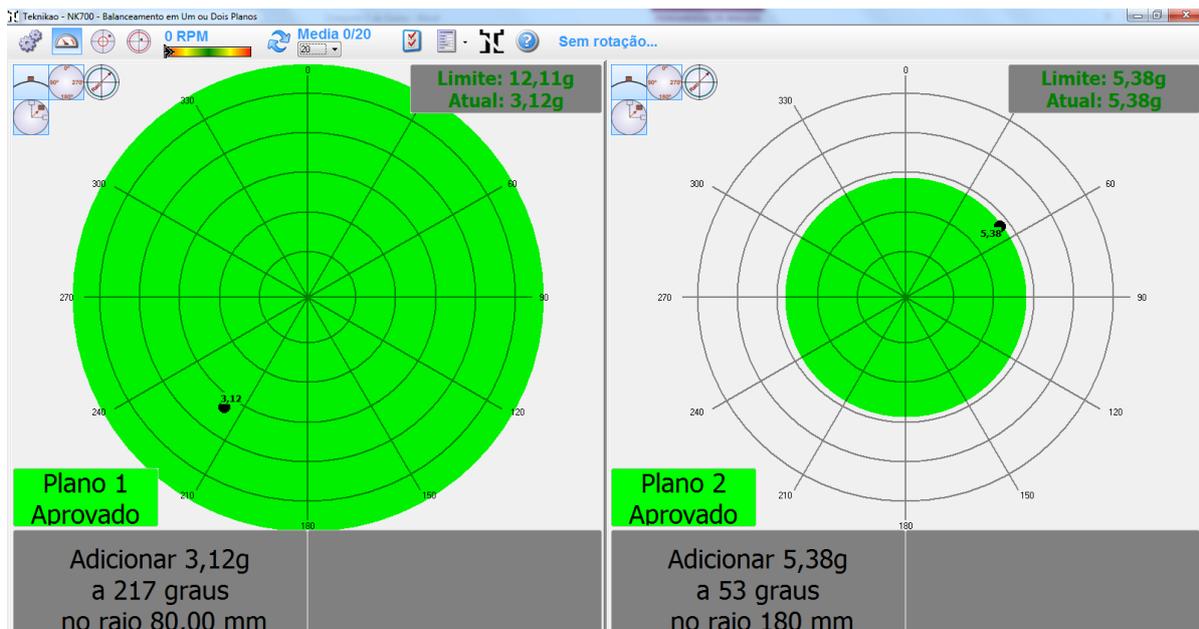


Figura 5 - Resposta da balanceadora ao adicionar a massa de teste calculada com o parâmetro de pico de amplitude do sinal filtrado.

5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente trabalho foi conduzido na tentativa de avaliar a funcionalidade e eficiência de métodos clássicos de balanceamento e métodos por aquisições de sinais de vibração.

Com base na técnica de balanceamento dinâmico apresentada por Norton (2010), conclui-se que resultados satisfatórios podem ser obtidos no balanceamento do conjunto, no entanto sem muita precisão. Caso seja desejado maior precisão, técnicas mais robustas devem ser empregadas, como a descrita por Nigro (2015) ou até mesmo balanceamento utilizando a Transformada Rápida de Fourier (FFT).

Dentre as dificuldades encontradas na aplicação do Método de Coeficientes de Influência, destaca-se principalmente o posicionamento do sensor e a análise do parâmetro de amplitude. Após a instalação do sensor na mesma direção que a célula de carga utilizada pela balanceadora, os resultados foram significativamente melhores. O uso do parâmetro estatístico RMS rendeu resultados satisfatórios.

O método clássico dos coeficientes de Influência tende a apresentar bons resultados quando se trabalha com rotores rígidos, como o caso aqui analisado nesse trabalho. Porém, ressalta-se que se houvesse uma análise com os rotores em velocidades mais altas, haveria possivelmente índices de vibrações residuais mais consideráveis, e os métodos aqui estudados, principalmente o clássico e o Coeficiente de Influência, não seriam muito eficazes. Uma sugestão de trabalho seria utilizar rotações variadas e maiores para verificar se os índices de vibração residual ainda seriam altos.

Há métodos de balanceamento alternativos que não envolvem a análise do parâmetro de fase, apenas trabalham com amplitude e estimam a localização da massa de correção por meio de uma análise gráfica. Destacam-se nesse âmbito os métodos conhecidos como Balanceamento em Quatro Rodadas (*Four Runs*) e o Método de Balanceamento em Sete Rodadas (*Seven Runs*). Uma continuidade que está sendo feita pelos autores, é a implementação desse algoritmo na interface GUIDE, com o intuito de comparar os resultados obtidos por esse método, com os provenientes do Método de Coeficientes de Influência

Como sugestão de trabalho futuro pretende-se fazer uma análise modal do rotor usando tanto o Método dos Elementos Finitos como uma Análise Modal Experimental. De modo a torna a análise mais fidedigna ao sistema real, seria recomendado inserir uma flexibilidade ao volante, o que poderia ser feito com a utilização de elementos

tridimensionais. Outro ponto importante e de extrema importância para uma determinação mais coerente para a velocidade crítica seria incluir as propriedades de rigidez dos mancais de apoio, pois as mesmas interferem significativamente nos modos de vibrar.

Outra sugestão de continuidade nesse trabalho, seria uma estimativa da velocidade crítica experimental dos rotores, ou seja, criar um sistema de aquisição experimental que possibilitasse a análise modal com o rotor em giro, e assim, desenvolver um Diagrama de Campbell experimental.

REFERÊNCIAS

- HANISH, G. R., 2005. **Investigation of the Influence Coefficient Method for Balancing of Flexible Rotor Systems**. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de Northumbria, Newcastle, 319 p.
- MENDES, A. S., 2013. **Desenvolvimento de software em LABVIEW para balanceamento dinâmico de rotores**. Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica - Curso de Engenharia Mecânica, UFRJ, Rio de Janeiro, 84 p.
- MUSYZNSKA, A., 2005. **Rotordynamics**. Boca Raton: Taylor & Francis Group, 1054p.
- PONGE-FERREIRA, W. J., 2006. **Balanceadora de mancais flexíveis**. Apostila do curso. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, USP. São Paulo.
- RODRIGUES, A. S., 2013. **Análise dinâmica e balanceamento de virabrequins leves de motores**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, Campinas, 110 p.
- SALDARRIAGA, M. R. V., 2002. **Balanceamento de rotores flexíveis sem usar massas de teste**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia Mecânica, UFU, Uberlândia, 111 p.
- SOUSA, W. S., 2005. **Desenvolvimento de um sistema aplicativo em LabVIEW para o monitoramento de máquinas rotativas com um módulo de balanceamento de rotores**. Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica - Centro Tecnológico, UFPA, Belém, 127 p.