

DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE DETECÇÃO ON LINE DE FALHAS DE DESBALANCEAMENTO, BASEADO EM FPGA PARA APLICAÇÃO EM MÁQUINAS ROTATIVAS DE INDUÇÃO

DEVELOPMENT OF A DETECTION SYSTEM ON-LINE OF UNBALANCE FAILURES, BASED ON FPGA FOR APPLICATION IN ROTARY INDUCTION MACHINES

Dr. João Sinohara da Silva Sousa ¹
 Dr. Cesar da Costa ²
 Guilherme Kenji Yamamoto ³

Data de entrega dos originais à redação em: 16/03/2016
 e recebido para diagramação em: 14/07/2017.

Historicamente, é de conhecimento da comunidade científica que, há mais de cem anos, o homem utiliza sua experiência para analisar problemas ocorridos em máquinas por meio da audição de ruídos provocados por vibrações em determinadas partes. Até num passado recente, para executar esta observação, operários colocavam a ponta de uma barra metálica na região da máquina a estudar e a outra extremidade no ouvido, para sentirem e ouvirem o que estava ocorrendo, e por meio da sensibilidade e experiência desenvolvida por cada um, tentar determinar um diagnóstico. Esta prática ainda é muito comum em oficinas nas quais os mecânicos utilizam chaves de fendas compridas para diagnosticar, por meio da audição, problemas diversos de máquinas em funcionamento, como por exemplo, o desbalanceamento, tema abordado neste estudo. Durante os últimos anos tem ocorrido uma grande evolução tecnológica na área de processamento digital de sinais, eletrônica, microeletrônica, informática e instrumentação, abrangendo inovações tanto em hardware como em software. Tais inovações permitiram o desenvolvimento de novas metodologias de detecção e diagnósticos de falhas em máquinas rotativas. Este trabalho apresenta um estudo sobre análise de vibrações a partir de gráficos (espectros de frequência) e o desenvolvimento de uma bancada experimental de testes, que em conjunto, permitem que um maior número de pessoas treinadas, independente da larga experiência no diagnóstico de falhas, possam analisar e determinar perfeitamente o diagnóstico sobre as condições de funcionamento da máquina rotativa. Os objetivos propostos neste trabalho foram atingidos, os ensaios apresentaram redução do nível de vibração na máquina na ordem de 8 vezes (máquina desbalanceada) em relação ao balanceamento da máquina indicado pelo sistema desenvolvido nesta pesquisa.

Palavras-chave: Vibrações. Falhas de desbalanceamento. Processamento digital de sinais. Sistema embarcado. FPGA.

Historically, the scientific community is aware that there are over a hundred years, man has used his experience to analyze problems that occur on machines through hearing noises caused by vibrations in certain parts. Even in the recent past to perform this observation, workers put the tip of a metal bar in the region of the machine to study and the other end in the ear, to feel and hear what was going on, and through the sensibility and experience developed by each an attempt to determine a diagnosis. This practice is still widespread in workshops in which utilize mechanical switches to diagnose elongated slots, through hearing, various problems in operating machines, such as unbalance, issue addressed in this study. Over the past years, there has been a major technological development in digital processing area signals, electronics, microelectronics, computer and instrumentation, including innovations in both hardware and software. Such innovations have allowed the development of new methods of detection and fault diagnosis for rotating machinery. This paper presents a study on vibration analysis from graphics (frequency spectra) and the development of an experimental test bench, which together enable an increasing number of trained people, regardless of extensive experience in fault diagnosis, can analyze and determine the perfectly diagnosis of the operating conditions of the rotary machine. A case study is addressed in the detection area of unbalance faults in rotating machinery.

Keywords: Vibrations. Unbalanced fault. Digital signal processing. Embedded systems. FPGA.

1 INTRODUÇÃO

Os motores elétricos de indução e suas partes estruturais (eixo, rolamento, mancal etc.) são um dos principais componentes de uma máquina rotativa presente na indústria de manufatura brasileira e mundial. O monitoramento, detecção e diagnóstico de falhas incipientes nesse equipamento e suas partes estão tornando-se questões cada vez mais importantes no domínio da manutenção

de máquinas rotativas (BENBOUZID et al., 2003; BENDJAMA et al., 2012).

Com a introdução de novas técnicas de processamento de sinais, novos métodos para análise de vibrações e os métodos não-invasivos, que são capazes de detectar falhas utilizando medição de sinais, sem desmontar a máquina e as suas partes estruturais, a análise de vibrações permite a identificação prematura de defeitos em máquinas rotativas, antes que os níveis de vibração

1 - Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo. < sinohara@uol.com.br >.

2 - Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo. < cost036@hotmail.com >.

3 -- Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo. < guilhermekenji@yahoo.com.br >.

sejam muito elevados, comprometendo o funcionamento e parada total da máquina (DA COSTA, 2011).

Segundo a literatura (RANDAL, 2010; SILVA, 2012), por meio da análise do espectro de vibração da máquina é possível associar a cada defeito uma frequência típica correspondente. Monitorando-se a amplitude desta frequência de falha, pode-se identificar tendências de evolução do defeito.

A mesma literatura informa, que o desalinhamento do rotor em relação ao eixo acoplado ao motor de uma máquina rotativa é uma das principais razões, que levam ao aumento do nível da amplitude da vibração em máquinas rotativas. Estima-se que o desalinhamento é a causa de 70% dos problemas de vibração em máquinas rotativas industriais (SALLEM et al., 2012; OBAID et al., 2003; ALGULE et al., 2015).

Este trabalho apresenta um estudo sobre análise de vibrações a partir de gráficos (espectros de frequência) e o desenvolvimento de uma bancada experimental de testes, que em conjunto, permitirão que um maior número de pessoas treinadas, independente da larga experiência no diagnóstico de falhas, possam analisar e determinar perfeitamente o diagnóstico sobre as condições de funcionamento de uma máquina rotativa. Será abordado um estudo de caso na área de detecção de falhas de desbalanceamento em máquinas rotativas, utilizando um dispositivo FPGA para aquisição e processamentos de sinais, *on line*.

2 DESENVOLVIMENTO

As máquinas rotativas de indução são robustas e consideradas tolerantes a falhas. O seu principal componente é o motor elétrico de indução trifásico, que é basicamente composto de um estator, de um rotor e um eixo. Neste rotor, o eixo transmite o movimento ao exterior. Para potências de até 500 CV o rotor mais usado é o do tipo gaiola de esquilo ou *squirrel cage* no qual não existe contato elétrico entre o rotor e o estator. Embora os motores de indução sejam bem construídos e robustos, a possibilidade de falhas é inerente (SILVA, 2012).

Uma falha não significa necessariamente o colapso total do elemento da máquina. Falhas incipientes dentro de um motor de indução, geralmente afetam o seu desempenho, antes mesmo que falhas significativas ocorram. As falhas em motores de indução podem ser divididas em falhas mecânicas e falhas elétricas. As origens dessas falhas podem ser internas, externas ou conforme o ambiente de operação do motor (CARDOSO et al., 2005). A Figura 1 apresenta a classificação das falhas em motores de indução e suas principais origens. Observa-se que uma falha interna pode ser classificada como mecânica ou elétrica, e a sua origem pode estar no rotor ou estator, por exemplo. Geralmente, outros tipos de falhas como rolamentos e ventilação referem-se a falhas de rotor, porque esses elementos pertencem as partes móveis

do motor, cujo principal elemento é o rotor (GONGORA, 2013).

2.1 FALHAS DE DESBALANCEAMENTO

O desbalanceamento é a fonte de vibração mais comumente encontrada em máquinas rotativas. É um parâmetro muito importante a ser considerado em projeto de máquinas modernas, especialmente em aplicações que envolvem um alto grau de confiabilidade e para máquinas que operam em altas velocidades de rotação.

O desbalanceamento em um motor é o resultado de uma distribuição desigual de massa, que causa as vibrações no rotor. A vibração é produzida pela interação de um componente de massa desbalanceada com uma aceleração radial devido à rotação, as quais juntas geram uma força centrífuga. Como a componente de massa gira, a força também gira e tenta mover o rotor para fora da linha de ação da força. A vibração é transmitida para os rolamentos do rotor, e o rolamento irá suportar esta força uma vez por revolução (SANTOS, 2007).

O desbalanceamento ocorre em máquinas rotativas quando o centro de massa e o centro geométrico não coincide, um com o outro (SZABO, 2012; VERMA et al., 2014). Um rotor desbalanceado gera vibrações, que podem danificar os componentes do motor. Com o objetivo de estender a vida útil de uma máquina, as vibrações devidas ao desbalanceamento devem ser reduzidas a níveis aceitáveis. Os níveis de vibração podem ser avaliados de duas maneiras distintas: (i) por meio de tabelas de referência padronizadas pelas agências reguladoras e; (ii) por meio de avaliação contínua, através de medições, do estado em que se encontra a máquina em dado momento, em comparação com o estado de uma máquina em perfeitas condições de funcionamento (PIOTROWSKI, 2006). No que diz respeito a ser capaz de reduzir o desbalanceamento a níveis menores, estes limites devem ser definidos (OBAID, 2003).

O desbalanceamento é expresso como sendo:

$$U = m \times r \quad (1)$$

Onde:

m = massa desbalanceada em quilogramas (Kg)

r = distância da massa desbalanceada em relação, ao centro do eixo em metros (m).

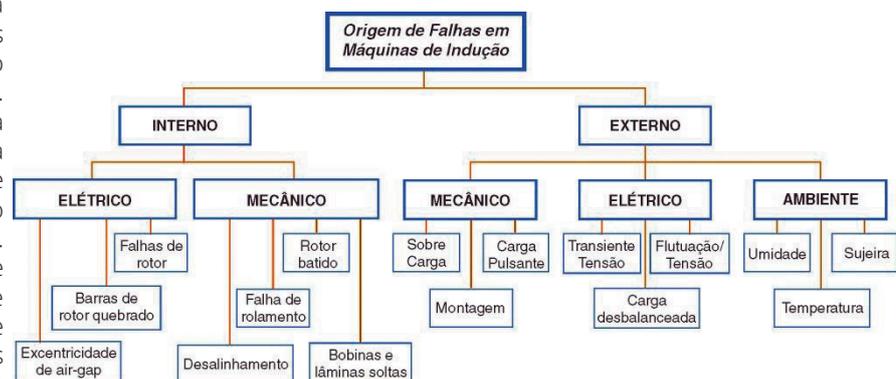


Figura 1 - Classificação das falhas em motores de indução Fonte: (GONGORA, 2013).

A força centrífuga, de desbalanceamento que gera a vibração é expressa como sendo:

$$F = m \times r \times \omega^2 \quad (2)$$

Onde:

F = Força em Newton (N)

m = massa em quilograma (Kg)

r = raio em metros (m)

ω = velocidade em radianos por segundo (rad/s)

2.1.1 Tipos de desbalanceamento

Almeida (2008) especifica em seu trabalho que os tipos mais comuns de desbalanceamento, segundo a norma ISO 1925 são: (i) o desbalanceamento estático; (ii) o desbalanceamento acoplado; (iii) o desbalanceamento quase-estático e; (iv) o desbalanceamento dinâmico.

2.1.1.1 Desbalanceamento estático

O desbalanceamento estático é definido como a excentricidade em relação ao centro de gravidade de um disco, causado por um ponto de massa a uma determinada distância radial ao centro de rotação, conforme mostrado na Figura 2. Uma massa de valor igual, inserida a um ângulo de 180° em relação à massa de desbalanceamento à mesma distância em radianos, é necessária para recuperar o centro de gravidade ao mesmo ponto do centro de rotação. O balanceamento estático envolve solucionar primeiramente as forças em um plano e adicionando uma massa de correção neste mesmo plano. Muitas partes rotativas, que possuem muitas massas concentradas em apenas um plano, podem ser tratadas como problemas de balanceamento estático. Se o disco possui um diâmetro entre sete a dez vezes sua largura, este é normalmente tratado como um disco com um único plano (BOSSIO et al., 2009; MacCAMHAOIL, 1989).

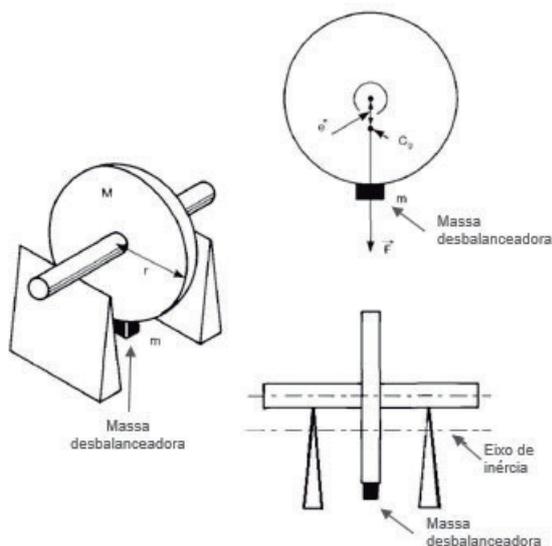


Figura 2 - Esquema do desbalanceamento estático. (Fonte: Brüel & Kjær, 2015)

2.1.1.2 Desbalanceamento acoplado

O desbalanceamento acoplado pode ser encontrado em um motor no qual seu diâmetro é menor que, entre sete e dez vezes sua largura (GANERIWALA

et al., 2008). Para exemplificar este conceito, na Figura 3 é apresentado um cilindro, onde é possível ter duas massas iguais, posicionadas simetricamente sobre o centro de gravidade, posicionadas a 180° uma da outra. Neste caso, não existe excentricidade do centro de gravidade, portanto, ainda assim, trata-se de um disco com um desbalanceamento estático, entretanto, quando este disco gira, as duas massas causam uma mudança nos eixos de inércia, portanto, este eixo não está mais alinhado com o eixo de rotação, levando a um considerável aumento da vibração nos rolamentos. O desbalanceamento pode ser corrigido ao realizar a medição da vibração com o motor em rotação e adicionando-se massas aos dois planos. A diferença entre o desbalanceamento estático e o desbalanceamento acoplado é ilustrado na Figura 3. Pode-se observar que quando o disco é estacionário, as massas nas pontas balanceiam-se. Entretanto, quando o disco passa a girar, um grande desbalanceamento é experimentado (Brüel & Kjær, 2015).

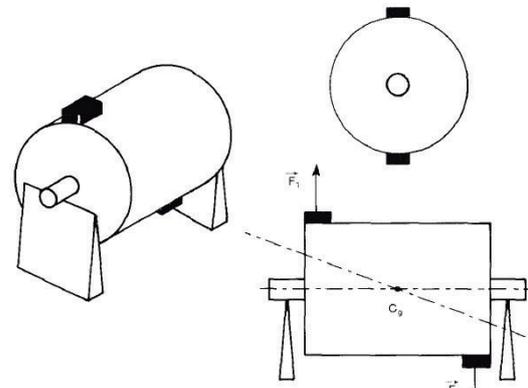


Figura 3 - Esquema do desbalanceamento acoplado (Fonte: Brüel & Kjær, 2015).

2.1.1.3 Desbalanceamento quase-estático

O desbalanceamento quase-estático é a intersecção entre o centro de giro principal e o centro de giro de inércia em um ponto diferente do centro de massa do disco. Um exemplo de desbalanceamento gerado é quando se possui uma única massa desbalanceada sobre o ponto do disco, que não seja o plano que passa pelo centro de massa, conforme ilustrado na Figura 4 (Brüel & Kjær, 2015).

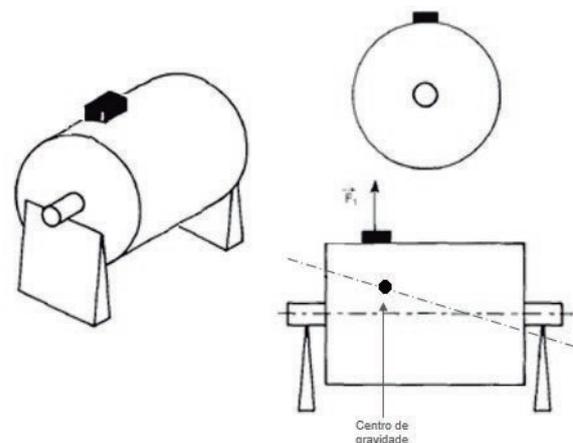


Figura 4 - Esquema do desbalanceamento quase-estático. (Fonte: Brüel & Kjær, 2015).

2.1.1.4 Desbalanceamento dinâmico

O desbalanceamento dinâmico é uma combinação do desbalanceamento estático e o acoplado, ou seja, que possuem massas de desbalanceamento nos dois planos, mas que não estejam radialmente opostas uma da outra, conforme visto na Figura 5. Neste tipo de desbalanceamento o centro de giro não coincide com centro de inércia. Este é também o tipo de desbalanceamento mais comumente detectado em discos. Para corrigir o desbalanceamento dinâmico, se faz necessário realizar a medição enquanto a máquina está em rotação e adicionando massas em dois planos (Brüel & Kjæer, 2015).

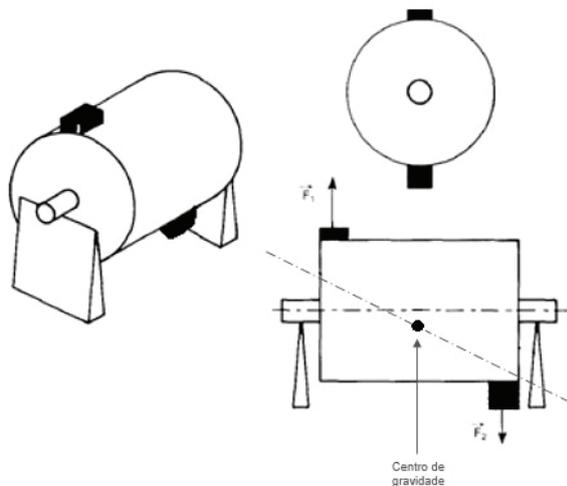


Figura 5 - Esquema do desbalanceamento dinâmico. (Fonte: Brüel & Kjæer, 2015).

2.2 PRINCÍPIO DE BALANCEAMENTO

O balanceamento de discos previne a carga excessiva sobre rolamentos e evita falhas por fadiga. Reduzir o desbalanceamento tem efeito direto no prolongamento da vida útil da máquina. O balanceamento é o processo para tentar melhorar a distribuição de massa do disco, para que o disco gire no rolamento sem forças centrífugas descompensadas. Esta correção é normalmente feita adicionando massas de compensação ao disco no local prescrito. Outra forma menos comum é removendo uma quantidade de massa do material, por exemplo furando a peça. Um disco é balanceado ao adicionar uma massa de correção de um determinado tamanho e em uma determinada posição que contrabalança o disco. Para tanto, o

tamanho e a posição da massa devem ser determinados (KUCUKER et al., 2013).

O princípio para realizar o balanceamento é realizando alterações, na distribuição da massa no disco, adicionando massas de teste, e medindo o resultado da fase e magnitude da vibração nos rolamentos. O efeito desta correção de teste permite que a quantidade e posição da massa de correção seja determinada. Qualquer ponto fixo do rolamento experimenta uma força centrífuga devido ao desbalanceamento, uma vez por revolução do disco (PATEL et al., 2009). Portanto, em um espectro de frequência de um sinal de vibração, o desbalanceamento é visto como um aumento da amplitude na frequência de rotação (PATEL et al., 2009).

Na abordagem tradicional, a vibração devido ao desbalanceamento é medida por meio de um acelerômetro montado no mancal do rolamento, conforme Figura 6. O sinal de vibração é passado por um filtro que deve ser ajustado para a frequência de rotação do disco, para que apenas a componente referente ao espectro de vibração na frequência de rotação seja medida. O sinal filtrado é passado por um algoritmo FFT (*Fast Fourier Transformer*) para determinar a magnitude do sinal. O nível de vibração é diretamente proporcional à força produzida pela massa de desbalanceamento. O mesmo sinal da saída do filtro, passa por um algoritmo que compara a fase deste sinal em relação à fase do sinal do tacômetro, que é considerado o sinal de referência. O ângulo calculado pelo algoritmo permite dar a localização exata da posição angular do disco desbalanceado, em relação à posição dada (KRAL et al., 2004; QUIA et al., 2012).

2.2.1 Selecionando uma Massa de Teste

O desbalanceamento específico é usado para calcular o tamanho das massas de testes, que são utilizados durante o balanceamento para fazer alterações temporárias na distribuição de massa do rotor (disco), e determinar a relação entre o desbalanceamento específico e as vibrações dos rolamentos. Para estimar o valor de uma massa de teste adequada, deve ser

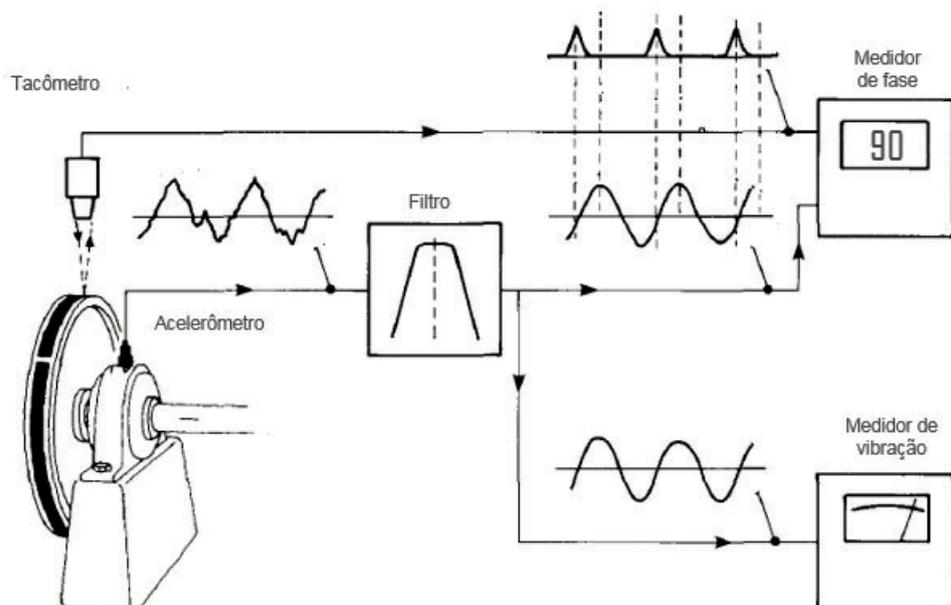


Figura 6 - Esquemático do balanceamento estático (Fonte: Brüel & Kjæer, 2015).

determinada a massa do rotor em quilograma e o raio em milímetro em que as correções devem ser feitas. A massa residual máxima - M_{MR} em gramas, é dada por: (MacCAMHAOIL, 1989).

$$M_{MR} = \frac{(S.U.) \times M_R}{R_c} \quad (3)$$

Onde:

(S.U.) = Specific Unbalance - Desbalanceamento específico (em g mm/Kg);

M_R = Massa do disco (Kg);

R_c = Correção do raio (mm).

Obs.:

Uma massa de teste adequada é de cinco a dez vezes o valor da máxima massa residual M_{MR}

2.2.2 Método do Cálculo Vetorial

Uma segunda opção para determinação do desbalanceamento é o cálculo vetorial. Quando resultados de testes aceitáveis tiverem sido obtidos, o próximo passo é calcular o valor da massa de correção e seu ângulo. O método utilizado para determinar os dados necessários é através do diagrama de vetores. A seguir será apresentado o procedimento para determinar a massa de correção para um balanceamento em um único plano. Os valores de massa de correção e o ângulo podem ser determinados pela representação vetorial das grandezas medidas, conforme etapas apresentadas a seguir (Brüel & Kjæer, 2015).

1. Um vetor \vec{V}_0 é desenhado representando o desbalanceamento inicial. O módulo de \vec{V}_0 é igual à amplitude da vibração e sua direção é dada pelo ângulo da fase, Figura 7.

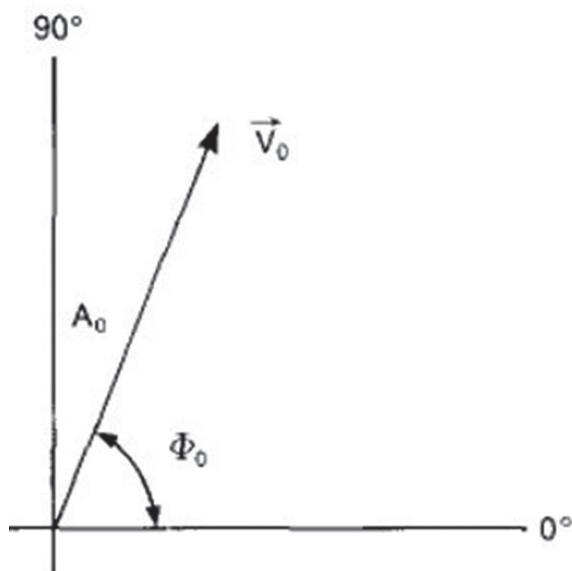


Figura 7 - Representação vetorial do nível de desbalanceamento inicial (Brüel & Kjæer, 2015)

2. Outro vetor \vec{V}_1 é desenhado representando a amplitude e a fase medida com uma massa de teste montada, Figura 8.

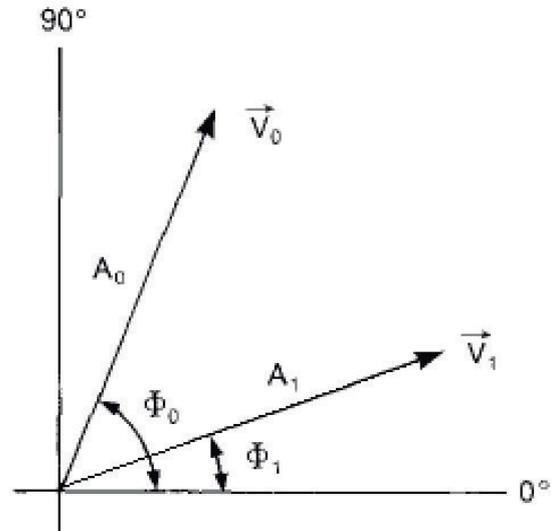


Figura 8 - Representação vetorial do nível de desbalanceamento inicial e com massa de teste (Brüel & Kjæer, 2015).

3. Os vetores \vec{V}_0 e \vec{V}_1 são interligados por meio de um terceiro vetor \vec{V}_T , o qual é marcado para que este indique a direção de \vec{V}_0 para \vec{V}_1 , devido à direção na qual ocorreu o desbalanceamento, como mostrado na Figura 9. Este vetor representa o comportamento da massa de teste isoladamente.

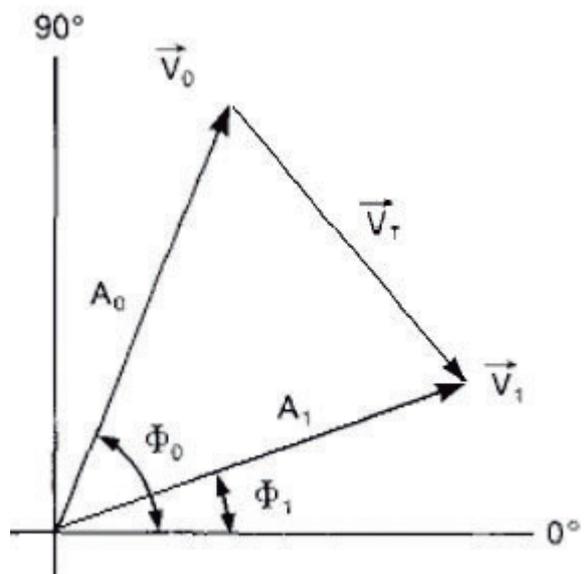


Figura 9 - Representação do vetor que equivale à massa de teste isoladamente (Brüel & Kjæer, 2015).

4. Um vetor é desenhado paralelo ao vetor \vec{V}_T com a mesma amplitude e direção, mas iniciando na origem do gráfico. Este vetor também é chamado de \vec{V}_T , Figura 10.

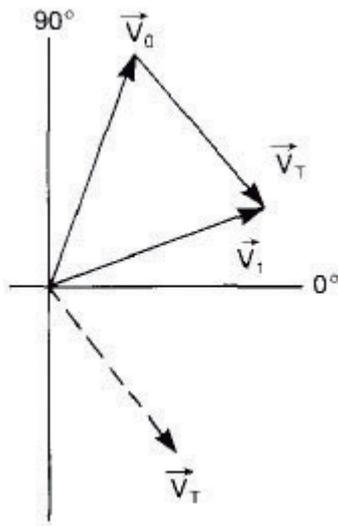


Figura 10 – Representação vetorial dos níveis de vibração calculados (Brüel & Kjæer, 2015).

5. O vetor \vec{V}_0 é continuado através da origem, mas em sentido oposto a direção do vetor \vec{V}_0 . Este vetor é chamado de \vec{V}_c e representa a posição e magnitude da massa requerida para neutralizar o desbalanceamento original, Figura 11.

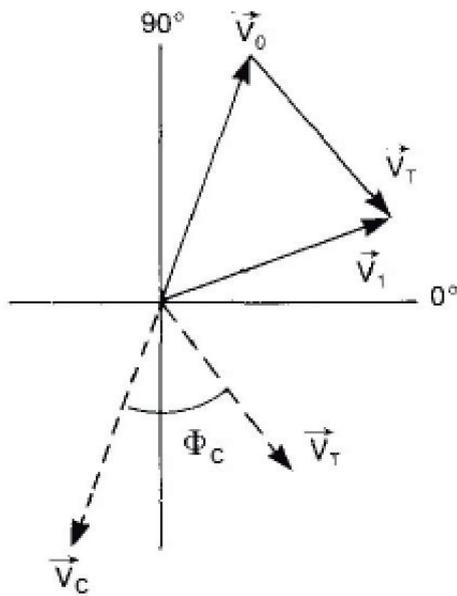


Figura 11 – Diagrama de balanceamento completo (Brüel & Kjæer, 2015)

6. Assumindo-se que a amplitude da vibração é proporcional à massa de desbalanceamento, tem-se:

$$\frac{M_T}{\vec{V}_T} = \frac{M_C}{\vec{V}_C} = \frac{M_0}{\vec{V}_0} \quad (4)$$

Onde:
 M_0 = Massa inicial;
 \vec{V}_0 = Vetor de desbalanceamento inicial;
 M_T = Massa inicial com a massa de teste;

\vec{V}_T = Vetor de desbalanceamento com a massa de teste;
 M_C = Massa de compensação;
 \vec{V}_C = Vetor de compensação.

7. A relação dada pela Eq. (4) permite determinar o valor da massa de compensação M_C .

$$M_C = \left| \frac{V_0}{V_T} \right| \times M_T \quad (5)$$

8. A posição da massa relativa à posição atual da massa de teste pode ser determinada a partir do diagrama vetorial usando um transferidor, ou pode ser determinado através da equação:

$$\phi_C = -\phi_T + \phi_0 + 180^\circ \quad (6)$$

O ângulo calculado ϕ_C é medido a partir da posição marcada no disco indicando o ponto onde a massa de teste foi montada. Se o resultado der um ângulo positivo este é medido na direção de rotação do disco. Um resultado negativo, é medido no sentido oposto.

A Figura 12 apresenta um exemplo de diagrama vetorial de balanceamento, que ilustra o cálculo vetorial da massa de compensação M_C .

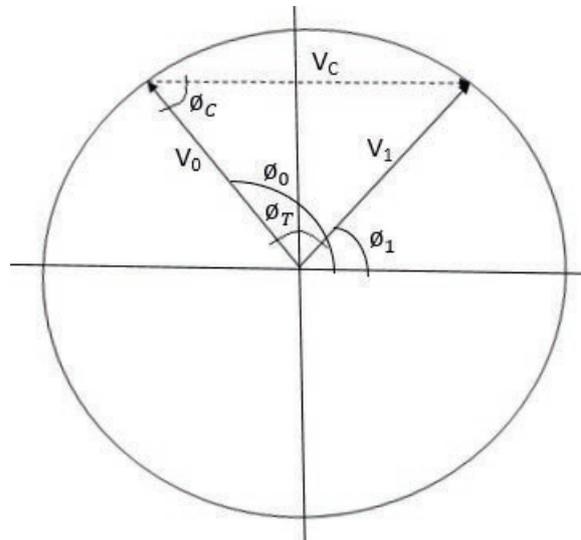


Figura 12 - Representação de um exemplo de diagrama de balanceamento

3 METODOLOGIA

Para validar o sistema automático de detecção de falhas de desbalanceamento, diversos ensaios práticos foram realizados em uma bancada experimental de testes, desenvolvida especialmente para este propósito, conforme apresentada na Figura 13, que basicamente, é constituída por um microcomputador PC, executando o software LabVIEW, onde a lógica do sistema é realizada por três seções distintas: aplicação em FPGA, aplicação em processador de tempo real e aplicação

Windows. Uma plataforma CompactRIO™, modelo NI 9074, composta por controladora, chassis com FPGA e módulos para aquisição e processamento de sinais: módulo de condicionamento de sinais modelo NI 9234 e módulo de entrada de sinais analógicos modelo NI 9229.

A bancada experimental proposta permitiu a simulação de falhas em um motor trifásico de indução. A bancada tem por finalidade gerar situações de desbalanceamento no eixo de um disco, apoiado em dois mancais de rolamento. Neste trabalho foi proposto a correção do desbalanceamento estático, ou seja, determinação das forças causadas em um único plano. A bancada experimental proposta consiste dos seguintes elementos:

1. Motor trifásico de indução WEG, potência de 0,25 cv, rotor tipo gaiola de esquilo, 4 polos, tensão nominal de 220/380 V e rotação nominal de 1710 rpm;
2. Inversor de frequência WEG, para o acionamento, controle e variação de frequência de motor elétrico de indução trifásico, corrente de saída de 1,0 a 33 A (0,25 a 20 cv), e controle vetorial (VVC - Voltage Vector Control).
3. Disco rotativo de aço, montado no eixo, com 90 mm de diâmetro e 12 mm de espessura com furos para introdução da massa geradora de desbalanceamento;
4. Eixo de aço retificado 8 mm de diâmetro e 250 mm de comprimento;
5. Mancal de rolamento;
6. Rolamento rígidos de uma carreira de esferas, frequência de referência de 38.000 rpm e carga dinâmica de 351 kgf;
7. Acoplamento helicoidal, admite até 5° de desalinhamento angular, frequência de referência de 25.000 rpm, e torque nominal de operação 2,3 N.m;
8. Sensor acelerômetro piezoelétrico cerâmico, instalado no mancal de rolamento, sensibilidade

de 1,02 mV/(m/s²), faixa de frequência entre 0,3 até 15.000 Hz;

9. Sensor fotoelétrico para monitorar a fase e a frequência de rotação do eixo.

3.1 Algoritmo Proposto Embarcado em FPGA

O diagrama de blocos do algoritmo embarcado no FPGA é mostrado na Fig. 14. Os diferentes estágios do sistema proposto são apresentados.

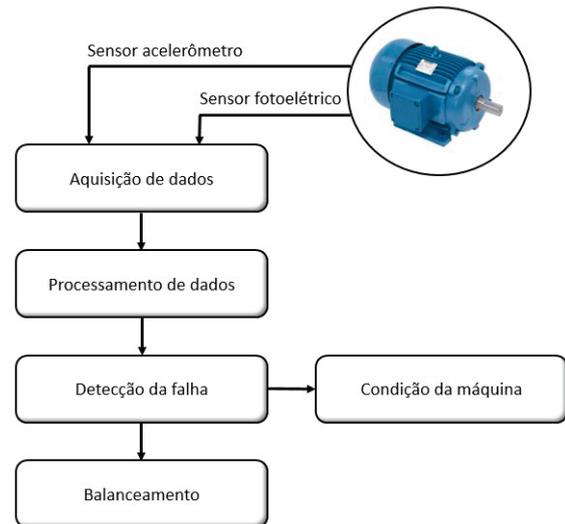


Figura 14 - Diagrama de funcionamento do sistema automático de detecção de falhas de desbalanceamento (Fonte: Autoria própria).

A Figura 15 apresenta o diagrama em blocos da implementação do método vetorial de desbalanceamento, implementado em LabVIEW (KUMAR et al, 2009; DAS et al., 2013).

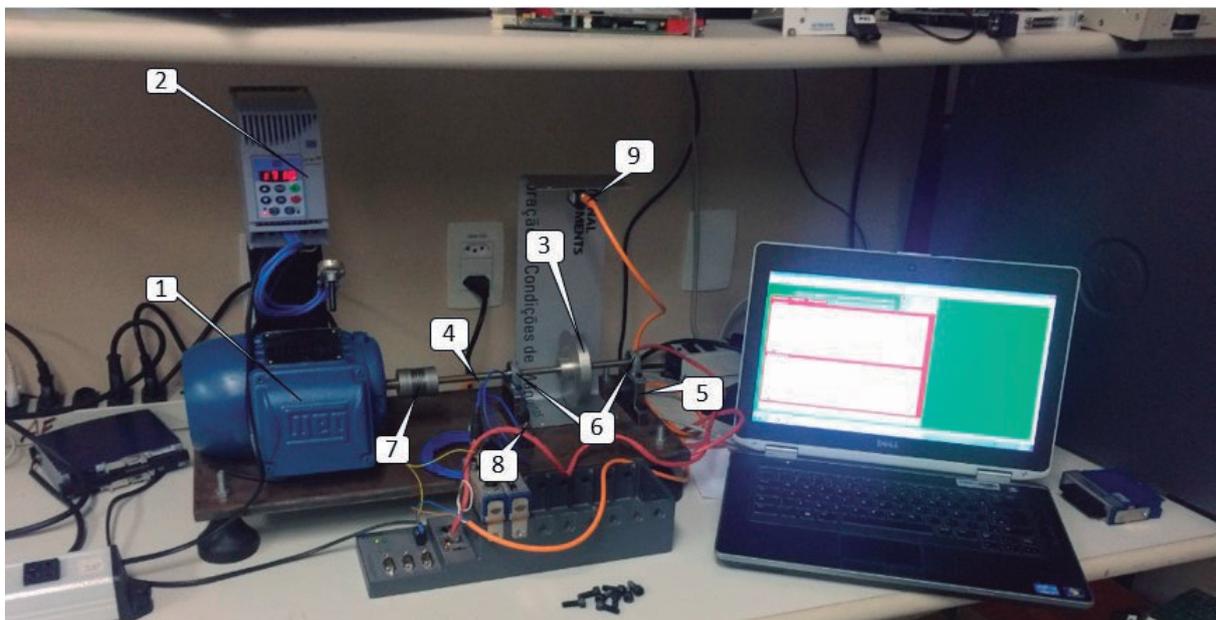


Figura 13 - Bancada de testes proposta

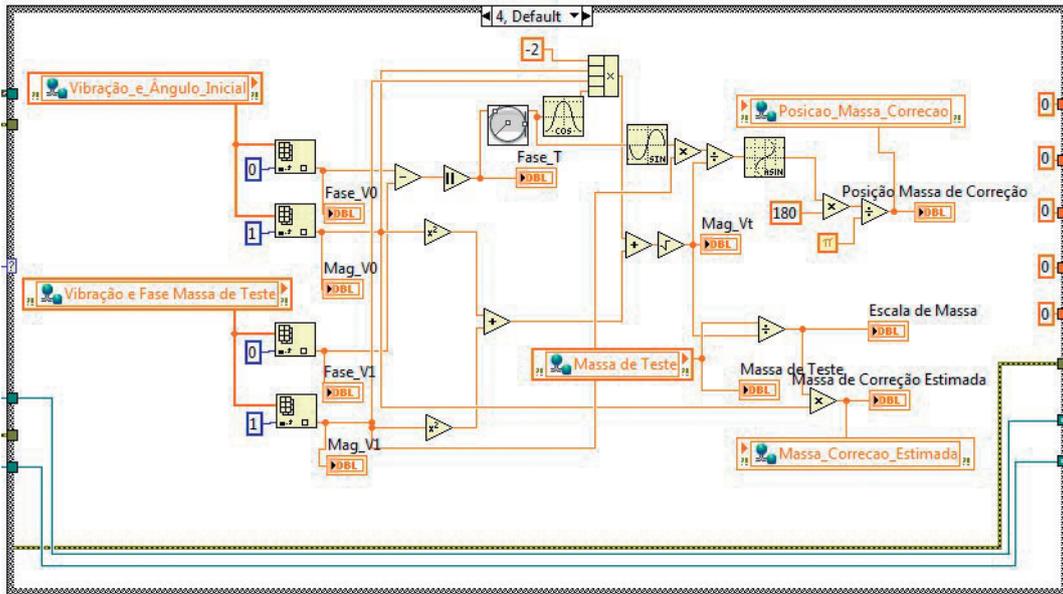


Figura 15 - Funções para o cálculo vetorial

Após o sistema obter os valores de fase e magnitude dos vetores V0 e V1. Os cálculos para identificar os valores de correção são apresentados a seguir.

Para determinar a magnitude do vetor de correção da massa, foi implementado a lei dos cossenos no triângulo, que tem seus vértices formado pelos vetores V_0 , V_1 e V_T , conforme equação 7 [1].

$$V_T^2 = V_0^2 + V_1^2 - 2 \cdot V_0 \cdot V_1 \cdot \cos(\theta_0 - \theta_1) \quad (7)$$

Isolando V_T e sabendo-se que ϕ_T é igual a $(\phi_0 - \phi_1)$, tem-se:

$$V_c = \sqrt{V_0^2 + V_1^2 - 2 \cdot V_0 \cdot V_1 \cdot \cos \theta_T} \quad (8)$$

Para determinar a posição em que deve ser montada a massa de correção, foi implementado a lei dos senos no triângulo, conforme equação 9.

$$\frac{V_c}{\sin \theta_T} = \frac{\theta_c}{\sin \theta_1} \quad (9)$$

Isolando ϕ_c , obtemos a equação 10, que está normalizada para implementação no programa:

$$\theta_c = \sin^{-1}\left(\frac{V_c \cdot \sin \theta_T}{V_c}\right) \quad (10)$$

A razão entre a massa de teste (M_T) e a magnitude do vetor de correção (V_c), fornece um fator multiplicativo para o vetor de vibração inicial (V_0). Esta expressão permite determinar o valor da massa de correção, M_c . Ao final deste procedimento, todos os cálculos e os resultados são apresentados automaticamente na própria interface.

4 RESULTADOS

Para validação do sistema de balanceamento, foram realizados ensaios com algumas massas de desbalanceamento com diferentes valores (0,0039kg, 0,0055kg, 0,0060kg, 0,0120kg) e em diferentes posições inseridas no disco. O ensaio consiste em inserir uma massa de valor conhecido, para simular o efeito de falha. A esta condição foi atribuída a vibração inicial, vetor V_0 . Ao ser solicitado pelo sistema a adição da massa de teste, será inserido outra massa de valor conhecido, ou massa de teste, que irá gerar o vetor V_1 . Foram realizados os ensaios e os resultados podem ser observados na Tabela 1.

Tabela 1 - Dados obtidos experimentalmente de correção do desbalanceamento

	Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3	Ensaio 4
Rotação da máquina (rpm)	1710	1710	1710	1710
Massa Inicial, M_0 (kg)	0,003	0,0055	0,006	0,008
Vetor de Vibração Inicial, V_0	0,0019	0,0043	0,0045	0,0047
Ângulo Inicial, ϕ_c (°)	114,5	288	8,5	6
Massa de Teste, M_T (kg)	0,0042	0,008	0,0055	0,0030
Vetor de Teste, V_T	0,0038	0,0072	0,0058	0,0059
Ângulo Teste, ϕ_T (°)	66,3	333,5	314,6	32,6
Massa de Correção, M_c (kg)	0,0027	0,0065	0,0039	0,0057
Ângulo de Correção, ϕ_c (°)	78	81,2	-86,3	77,7

Para validar a correção do desbalanceamento pelo sistema foi escolhido uma das quatro soluções dos ensaios, neste caso optou-se pelos resultados apresentados no Ensaio 3 da Tabela 1.

Para a verificação foi necessário retirar a Massa de Teste com massa de 0,0055 kg, e que é a referência de ângulo 0. Após retirar a massa de teste foi inserido a Massa de Correção com massa de 0,0039 kg, na posição 86,3° em relação à referência 0 no sentido de rotação do motor. A massa foi inserida na posição 90°, por se tratar da posição mais próxima disponível no disco para inserção da Massa de Correção. O resultado é apresentado na Figura 16, onde é sobreposto os sinais de vibração com a massa inicial de valor 0,006 Kg e o sinal correspondente à fixação da massa de correção de valor 0,0039 na posição 90°.

Ao comparar a situação normal de operação da máquina, em que não existem massas acopladas ao disco (disco sem massa desbalanceadora), com o resultado do sinal gerado ao inserir a massa de correção no disco com a massa de desbalanceamento, é possível perceber uma semelhança na amplitude dos sinais voltando para níveis à baixo de 0,001 V de pico a pico.

Através da Figura 17 foi observado que ao inserir a massa de correção no local indicado pelo sistema, foi possível reduzir, de maneira eficaz, a vibração devido à falha de desbalanceamento, aos níveis próximos ao de uma máquina rotativa considerada balanceada

5 CONCLUSÃO

A aplicação de plataforma baseada em FPGA demonstrou ser viável na detecção de falha de desbalanceamento em máquinas rotativas de indução, por meio da implementação de filtros e de análises

espectrais, uma vez que os ensaios realizados apresentaram resultados satisfatórios sobre as condições de funcionamento da máquina rotativa.

Nos ensaios experimentais embarcou-se um algoritmo desenvolvido em LabVIEW para a representação vetorial das grandezas medidas, obteve-se a determinação satisfatória da massa e o ângulo de correção, que foi validada na própria bancada experimental de testes.

Para validação do sistema de monitoramento, análise de dados e balanceamento, foi proposto o desenvolvimento de uma bancada experimental de testes, que permitiu simular falhas de desbalanceamento incipientes em máquinas rotativas de indução. A bancada experimental permite gerar situação normal de operação e simular a situação de desbalanceamento no eixo de rotação da máquina.

Este trabalho propôs um estudo sobre análise de vibrações a partir de gráficos (espectros de frequência) e do desenvolvimento de uma bancada experimental para detecção de falha de desbalanceamento estático, ou em um único plano. Os objetivos propostos neste trabalho foram atingidos, uma vez que se obteve uma redução no nível de vibração da máquina de 8 vezes (desbalanceada) em relação ao balanceamento da máquina, obtido com a massa de teste.

Considerando os resultados, de forma complementar, o sistema pode ser aplicado como ferramenta didática em que um maior número de pessoas treinadas, independente da larga experiência no diagnóstico de falhas, possam analisar e determinar perfeitamente o diagnóstico sobre as condições de funcionamento de uma máquina rotativa.

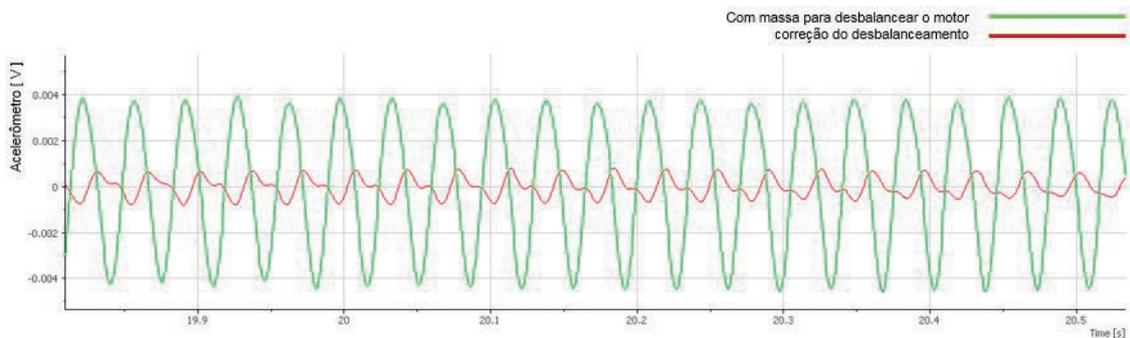


Figura 16 - Comparação entre o sinal com massa desbalanceadora e o sinal de correção do desbalanceamento

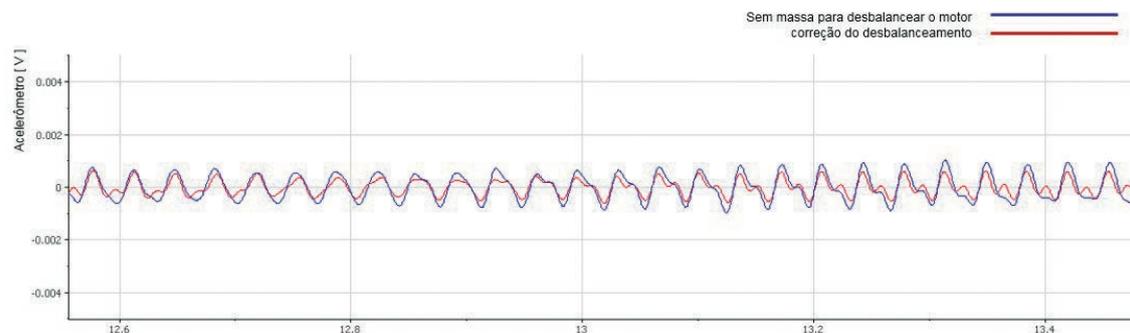


Figura 17 - Comparação entre o sinal sem massa desbalanceadora e o sinal de correção do desbalanceamento

REFERÊNCIAS

- ALGULE, S. R.; HUJARE, D. P. Experimental Study of Unbalance in Shaft Rotor System Using Vibration Signature Analysis. **International Journal of Emerging Research and Technology**, v. 3, n. 4, p. 124-130, Abril 2015. ISSN ISSN 2349-4409.
- ALMEIDA, F.C.L. Diagnóstico automático de falhas em grupos geradores hidroelétricos utilizando técnicas preditivas de manutenção e redes neurais artificiais. **Dissertação de Mestrado**. UNESP, 2008.
- BENBOUZID, M.E. H., KLIMAN, G. What stator current processing based technique to use for induction motor rotor faults diagnosis", **IEEE Trans. Energy Convers.**, vol. 18, no. 2, pp. 238-44, Jun. 2003.
- BENDJAMA, H., BOUHOUCHE, S., BOUCHERIT, M.S. Application of Wavelet Transform for Fault Diagnosis in Rotating Machinery," **International Journal of Machine Learning and Computing**, Vol. 2, No. 1, pp. 82-87. February 2012.
- BOSSIO, J. M., BOSSIO, G. R., DE ANGELO, C. H. Angular misalignment in induction motor with flexible coupling. **Proceedings of the IEEE IECON**, Porto, Portugal, 3-7 November, 2009, pp. 1033-1038.
- BRÜEL & KJÆER. Static and Dynamic Balancing of Rigid Rotors, 1989. Disponível em: <<https://www.withfriendship.com/images/d/15802/fft-fast-fourier-transform.gif>>. Acesso em 17/09/2015.
- CARDOSO, A.J.M., SILVA, J. L. H. Bearing failures diagnosis in three-phase induction motors by extended park's vector approach. **Industrial Electronics Society, 31st Annual Conference of IEEE, IECON 2005**, 6-10 November 2005.
- DA COSTA, C. Desenvolvimento de um sistema de instrumentação de medição de vibração mecânica em máquinas rotativas, em tempo real, embarcado em FPGA. **Tese de Doutorado**. Guaratinguetá: UNESP-FEG, 2011.
- DAS A, MAHAPATRA K. Real-Time Implementation of Fast Fourier Transform (FFT) and Finding the Power Spectrum Using LabVIEW and CompactRIO. **Communication Systems and Network Technologies (CSNT), 2013 International Conference on**, 6-8 April 2013. 169-173.
- GANERIWALA, S. N, SCHWARZ, B., RICHARDSON, M., H. Using Operating Deflection Shapes to Detect Unbalance in Rotating Equipment. **Journal Sound and Vibration** 43 (5), May 2009.
- GONGORA, W. S. Uma abordagem neural no diagnóstico de falhas em rolamentos de motores de indução trifásicos. **Dissertação de Mestrado**. Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2013.
- KUCUKER, A., BAYRAK, M. Detection of Mechanical Imbalances of Induction Motors with Instantaneous Power Signature Analysis. **Journal Electrical Engineering Technology**, Vol. 8, No. 5, pp. 1116-1121, 2013.
- KUMAR, R. S., KUMAR, K. V., & RAY, D. K. Fuzzy Logic based fault detection in induction machines using LabVIEW. **IJCSNS International Journal of Computer Science and Network Security**, September 2009.
- KRAL, C., HABETLER, T.G., HARLEY, R.G. Detection of Mechanical Imbalances without Frequency Analysis, **IEEE Transactions on Industry Applications**, vol. 40, no. 4, pp. 1101-1106, Jul./Aug. 2004.
- MacCAMHAOIL, M. Static and dynamic balancing of rigid rotors, **Application note**, BruelKjaer, pp.1-20.
- OBAID, R. R., HABETLER, T. G., TALLAM, R. M. Detecting load unbalance and shaft misalignment using stator current in inverter-driven induction motors. **Electric Machines and Drives Conference.IEMDC'03.IEEE International**, vol. 3, 1-4 June 2003, pp. 1454 - 1458, 2003.
- PATEL, T. H., DARPE, A. K. Vibration response of misaligned rotor, **Journal Sound Vibration**, vol. 325, no 3, pp. 609-628, 2009.
- PIOTROWSKI, J. **Shaft Alignment Handbook**, 3ed, CRC: New York, 2006.
- QUIA, W., GONG, X. Imbalance Fault Detection of Direct-Drive Wind Turbines Using Generator Current Signals. **IEEE Transactions on Energy Conversion**, Vol. 27, No. 2, pp. 468-476, 2012.
- RANDALL, R. B. Vibration-based Condition Monitoring, 1ed. John Wiley & Sons, Ltd, Chichester, UK. 2010. ISBN: 9780470747858
- SALLEM, M. A.; DIWAKAR, G.; SATYANARAYANA, M. R. S. Detection of unbalance in rotating machines using shaft deflection measurement during its operation. **IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering**, n. 3, Outubro 2012. 08-20. ISSN 2278-1684.
- SANTOS, J. T. Análise Modal Experimental de Eixos Trincados. **Dissertação de mestrado**. ENM/FT/UnB, 133p, Brasília, 2007.
- SILVA, B. T. V. Bancada para análise de vibração: análise de falhas em máquinas rotativas. **Dissertação de mestrado**. UNITAU, Taubaté, 2012.
- SZABO, J.Z., Vibration diagnostic test for effect of unbalance", **INES 2012 - 16th International Conference on Intelligent Engineering System**, Lisbon, Portugal, 13-15, 2012, pp. 81-85.
- VERMA, A.K., SARANGI, S., KOLECAR, M. H. Experimental investigations of misalignment effects on rotor shaft vibration and on stator current signature", **Journal of Failure Analysis and Prevention**, Vol. 14, Issue 2, pp. 125-138, 2014.