

**THIAGO DE SOUZA OLIVEIRA**

**Análise de ordem de uma bancada experimental aplicada ao  
estudo de rotores**

Guaratinguetá - SP  
2015

**THIAGO DE SOUZA OLIVEIRA**

**Análise de ordem de uma bancada experimental aplicada ao estudo de rotores**

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Everaldo de Barros  
Co-orientador: Prof. Dr. Mauro Hugo Mathias

Guaratinguetá  
2015

O48A	<p>Oliveira, Thiago de Souza Análise de ordem de uma bancada experimental aplicada ao estudo de rotores / Thiago de Souza Oliveira – Guaratinguetá, 2015. 43 f : il. Bibliografia: f. 43</p> <p>Trabalho de Graduação em Engenharia de Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2015.</p> <p>Orientador: Prof. Dr. Everaldo de Barros Coorientador: Prof. Dr. Mauro Hugo Mathia</p> <p>1. Rotores - Dinamica 2. Maquinas - Projetos 3. Planejamento experimental I. Título</p> <p style="text-align: right;">CDU 621.67</p>
------	---

**THIAGO DE SOUZA OLIVEIRA**

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO  
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE  
“GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA”

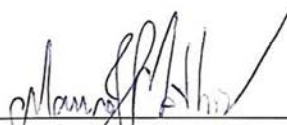
APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE  
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. MARCELO SAMPAIO MARTINS  
Coordenador

**BANCA EXAMINADORA:**



Prof. Dr. Everaldo de Barros  
Orientador



Prof. Dr. Mauro Hugo Mathias  
Co-orientador / UNESP-FEG



Prof. Dr. José Elias Tomazini  
Examinador / UNESP-FEG

**Dezembro de 2015**

de modo especial, aos meus pais, que sempre me incentivaram e fizeram o possível para que mesmo trabalhando eu conseguisse completar o curso de graduação, e à minha esposa Gisele.

## AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus por ter me dado força de vontade para trabalhar e estudar ao mesmo tempo.

ao meu orientador, *Prof. Dr. Everaldo de Barros* que sempre buscou tirar dúvidas e conseguiu software e transdutores para a execução dos experimentos.

ao meu co-orientador, *Prof. Dr. Mauro Hugo Mathias* que disponibilizou a bancada experimental de rotores para a execução dos testes.

aos meus pais *Nelson e Neusa*, que apesar das dificuldades enfrentadas, sempre incentivaram meus estudos.

à minha querida esposa *Gisele Faria* que sempre me deu forças para continuar e que se não fosse por ela eu não teria nem começado meu curso superior.

“Só sabemos com exatidão quando sabemos pouco;  
à medida que vamos adquirindo conhecimento,  
instala-se a dúvida.”

Goethe

OLIVEIRA, T. S. **Análise de ordem de uma bancada experimental aplicada ao estudo de rotores**. 2015. 43 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.

## RESUMO

Neste trabalho são abordados os principais conceitos para se aplicar a técnica de análise de sinais dinâmicos para máquinas rotativas denominada como análise de ordem, discutindo suas características e aplicando-a em uma bancada experimental de rotores. Tem como objetivo a caracterização do comportamento dinâmico da bancada experimental de rotores em testes de *run up* e *run down* na sua faixa operacional de rotação e a identificação da velocidade crítica de rotação do eixo. Os resultados encontrados da velocidade crítica e da frequência natural estacionária são discutidos.

**PALAVRAS-CHAVE:** Análise de ordem, Dinâmica de rotores, Bancada experimental.



**OLIVEIRA, T. S. Order analysis of a experimental test rig applied to the study of rotors.**  
2015. 43 f. Graduate Work (Graduate in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia  
do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.

### **ABSTRACT**

In this work the main concepts to apply to dynamic signal analysis technique for rotating machines known as order analysis, discussing their characteristics and applying it on an experimental test rig. It aims to characterize the dynamic behavior of experimental test rig in run up and run down tests, it's operational speed range and the identification of the critical speed of shaft rotation. The results of the critical speed and stationary natural frequency of the shaft are discussed.

**KEYWORDS:** Order analysis, Rotor dynamic, Experimental test rig.

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b>	<b>9</b>
1.1 OBJETIVO	10
<b>2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS</b>	<b>11</b>
2.1 FREQUÊNCIA NATURAL	11
2.2 VELOCIDADE CRÍTICA E RESSONÂNCIA	11
2.3 TRANSFORMADA DE FOURIER	12
2.4 TESTES “RUN UP” E RUN DOWN”	15
2.5 ANÁLISE DE ORDEM	15
2.6 ESPECTROS DE FREQUÊNCIA E ESPECTROS DE ORDEM	17
<b>3 ESTUDO DE CASO</b>	<b>20</b>
3.1 MATERIAIS	20
3.2 MÉTODOS – PROCEDIMENTO PARA A ANÁLISE DE ORDEM E FREQUÊNCIA NATURAL ESTACIONÁRIA	24
<b>4 ANÁLISE DOS RESULTADOS</b>	<b>27</b>
4.1 TESTE DE “RUN UP”	27
4.2 TESTE DE “RUN DOWN”	32
4.3 FREQUÊNCIA NATURAL ESTACIONÁRIA	38
<b>5 CONCLUSÃO</b>	<b>42</b>
<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>43</b>

## 1 INTRODUÇÃO

As máquinas rotativas são equipamentos amplamente utilizados ao longo do nosso dia a dia desempenhando um papel importante na vida moderna. Nos mais diversos seguimentos industriais encontram-se máquinas rotativas como turbinas, bombas, ventiladores, compressores e outros. A demanda para o aumento da eficiência desses equipamentos e novos projetos revela a necessidade de se conhecer de maneira aprofundada o comportamento dessas máquinas. Assim, ao longo das últimas décadas, muitas ferramentas para o estudo de máquinas tem evoluído no sentido de compreender os fenômenos responsáveis pelo desempenho dinâmico de máquinas rotativas. Dentre essas ferramentas a análise de ordem e rastreamento de ordem tem se tornando amplamente aceitas para a análise de sinais dinâmicos em máquinas rotativas.

A necessidade de se compreender os efeitos das interações e as respostas aos diversos estímulos internos e externos dos conjuntos de componentes de máquinas rotativas mostra o tamanho da complexidade no exame do comportamento dinâmico dessas máquinas. Na tentativa de avaliar conceitos, validar modelos teóricos e possibilitar o desenvolvimento de projetos, o uso de bancadas experimentais simulando o funcionamento de sistemas reais é um método amplamente conhecido e extensivamente usado nos centros de pesquisas e em universidades. Kirovski, Hong e Potkonjak (1997), afirmam que a engenharia sempre necessitou testar conceitos e aplicações em escala reduzida nas mais variadas áreas, e que com o desenvolvimento e evolução da eletrônica e instrumentação o uso de sistemas experimentais para simulação e teste tornou-se muito mais simples e usual, tendo em vista que sistemas computacionais de aquisição de dados e microprocessadores passaram ser utilizados de forma mais disseminada.

Com esse panorama, a utilização de bancadas de testes, como apoio às áreas de projetos, pesquisa e ensino tem crescido significativamente. Bancadas de ensaios são utilizadas como ferramentas auxiliares em aplicações de engenharia que englobam eletrônica embarcada e análise de sinais, já que é possível programar sistemas completos para simulação de características técnicas que são encontradas em sistemas reais (BRGLEZ, BRYAN e KOIMINSKI, 1989). Neste sentido as bancadas experimentais ganham destaque, pois ajudam na compreensão das respostas dinâmicas envolvidas no sistema simulado.

## 1.1 OBJETIVO

O desenvolvimento desse trabalho tem como motivação a obtenção de conhecimento em análise de ordem e a familiarização no uso de bancadas experimentais para o estudo de comportamentos dinâmicos de máquinas rotativas.

A metodologia aplicada neste trabalho baseia-se em caracterizar o comportamento dinâmico da bancada experimental para o estudo de rotores, utilizando a técnica de análise de ordem para a medição da resposta dinâmica do eixo.

## 2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Neste capítulo são abordados alguns conceitos relacionados ao estudo experimental de dinâmica de máquinas rotativas em termos de frequência natural, velocidade crítica e ressonância, transformada de Fourier, testes “run up” e “run down”, análise de ordem, espectro de frequência e espectro de ordem .

### 2.1 FREQUÊNCIA NATURAL

Quando um corpo é excitado por uma força que pode ser externa ou interna (por exemplo uma máquina rotativa em que a sua própria velocidade de rotação gera uma força que excita a estrutura) e ao cessar a excitação ele passa a vibrar em uma frequência definida, essa frequência com que o corpo está vibrando é definida como frequência natural. A frequência natural de uma forma simples é função da massa de um corpo e sua rigidez sendo definida como :

$$f_{natural} = \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (1)$$

Sendo: K = rigidez do sistema;

M = massa do sistema.

É importante ressaltar que a equação (1) é utilizada para o cálculo do valor de frequência natural para sistemas de apenas um grau de liberdade e sem amortecimento.

Todo sistema físico tem uma ou mais frequências naturais. Quando a frequência de excitação que um corpo é submetido for muito próxima ou igual a sua frequência natural, ele pode entrar em ressonância fazendo com que as amplitudes de resposta do sistema sejam tão altas a tal ponto do sistema entrar em colapso. Por isso a necessidade de se conhecer as frequências naturais.

### 2.2 VELOCIDADE CRÍTICA E RESSONÂNCIA

A velocidade crítica e ressonância para máquinas rotativas apresentam as seguintes definições (SWANSON, E. POWELL, C.D., WEISSMAN S., 2005):

- Velocidade crítica: é a velocidade de rotação de um eixo que corresponde a um pico de frequência (fator de amplificação maior que 2,5) de um sistema rotor não criticamente amortecido. A localização da frequência da velocidade crítica é

definida como a frequência onde ocorre um pico de resposta de vibração definido por um Diagrama de Bode.

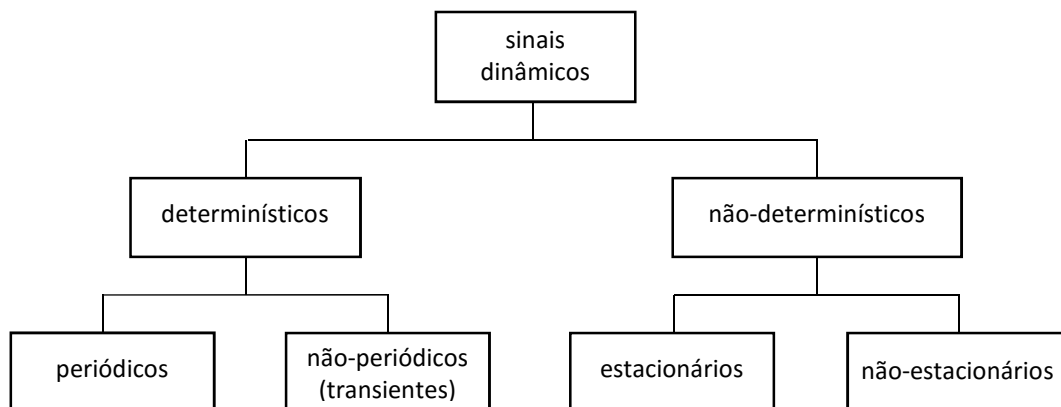
- Ressonância: é a maneira pela qual um rotor vibra quando uma frequência harmônica coincide com a frequência natural do sistema rotor.

A partir desta definições, a velocidade crítica pode ser expressa como a velocidade de rotação de um corpo a qual excita o sistema na sua frequência natural e, ressonância decrita como o fenômeno que ocorre quando o rotor está vibrando a uma frequência harmônica da frequência da velocidade crítica.

### 2.3 TRANSFORMADA DE FOURIER

Os sinais obtidos em uma medida de vibração podem ser de naturezas distintas e podem ser divididos segundo a representação esquemática da Figura 1.

Figura 1 – Tipos de sinais dinâmicos



Fonte: (MAIA; SILVA 1997, p.13).

Os sinais não-determinísticos são sinais que não podem ser representados por uma função matemática, devendo ser analisados através de técnicas estatísticas vinda da teoria de probabilidade e processos estocásticos; um exemplo de sinal não-determinístico é o sinal aleatório.

Os sinais determinísticos são sinais que podem ter suas magnitudes representados por funções matematicamente em função do tempo e são divididos em dois grupos, os periódicos e os transientes. O sinal transiente ocorre em um curto intervalo de tempo, enquanto que o sinal periódico é aquele que se repete após um período de tempo  $T$ , respeitando a relação  $x(t) = x(t+T)$ . Neste trabalho, são abordados apenas sinais periódicos.

A Série de Fourier permite que um sinal periódico seja representado por uma soma infinita de senos e cossenos e pode ser obtida através da equação 1 (MAIA; SILVA, 1997):

$$x(t) = a_0 + 2 \sum_{k=1}^{\infty} \left( a_n \cos \frac{2\pi kt}{T} + b_n \text{sen} \frac{2\pi kt}{T} \right) \quad (2)$$

onde  $a_0$  é o valor médio da função  $x(t)$  ao longo do período  $T$  e as constantes  $a_n$  e  $b_n$  são fornecidas pelas equações (3) e (4).

$$a_n = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \cos \frac{2\pi kt}{T} dt \quad (3)$$

$$b_n = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \text{sen} \frac{2\pi kt}{T} dt \quad (4)$$

Para representar os termos  $\cos(2\pi kt/T)$  e  $\text{sen}(2\pi kt/T)$  na forma de exponenciais complexas é utilizada a identidade de Euler, obtendo-se:

$$\text{sen} \frac{2\pi kt}{T} = \frac{e^{i2\pi kt/T} - e^{-i2\pi kt/T}}{2i} \quad (5)$$

$$\cos \frac{2\pi kt}{T} = \frac{e^{i2\pi kt/T} + e^{-i2\pi kt/T}}{2} \quad (6)$$

Aplicando a identidade de Euler nas equações (5) e (6) e substituindo-as na equação (2), a série de Fourier pode ser expressa na forma de exponencias complexas representada pela equação (7):

$$x(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} c_k e^{i2\pi kt/T} \quad (7)$$

onde

$$c_k = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) e^{-i2\pi kt/T} dt \quad (8)$$

Assim, a função  $x(t)$  pode ser representada no domínio da frequência, onde cada valor de  $k$  corresponderá a uma frequência  $2\pi kt/T$ , que terá uma amplitude complexa  $c_k$ . Um sinal

periódico é representado no domínio da frequência por meio de um espectro de linhas, pois, os valores de  $c_k$  correspondem aos valores discretos de frequências definidas.

Entretanto, para uma função possa ser expressa em série de Fourier, é necessário assegurar que esta série apresente uma convergência para a função que está sendo representada e para isso o sinal deve atender as seguintes condições de Dirichlet (PROAKIS; MALONAKIS, 1996, p. 234):

- a) O sinal  $x(t)$  possui um número finito de descontinuidades em qualquer período.
- b) O sinal  $x(t)$  contém números finitos de máximos e mínimos durante qualquer período.
- c) O sinal  $x(t)$  é absolutamente integrável em qualquer período, ou seja,

$$\int_{-T/2}^{T/2} |x(t)| dt < \infty \quad (9)$$

Em resumo, um sinal deve ter energia finita no período analisado e, portanto, se um sinal é periódico e atende às condições de Dirichlet, ele pode ser representado integralmente pela Série de Fourier, sem nenhuma distinção entre as representações.

As equações apresentadas até o momento são restritas a sinais analógicos (contínuos). No entanto o processamento de sinais é realizado digitalmente, sendo necessário representar as equações acima na forma discreta. A Transformada Discreta de Fourier é uma ferramenta matemática que permite representar uma função contínua na sua forma discreta, expressa por:

$$X(j) = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} x(k) e^{-i2\pi jk/N} \quad (10)$$

onde

$$x(k) = \sum_{j=0}^{N-1} X(j) e^{i2\pi jk/N} \quad (11)$$

sendo  $N$  o número de amostras que compõem o período  $T$ .



A utilização da equação (9) requer aproximadamente  $N^2$  multiplicações e somas complexas, sendo praticamente impossível de se obter rapidamente através de processamentos digitais.

Em 1965, Cooley e Tukey propuseram um algoritmo sofisticado que realizaria os cálculos necessários em muito menos tempo, denominado “Fast Fourier Transform” (FFT), amplamente abordados na literatura (MAIA; SILVA, 1997; PROAKIS, MANOLAKIS, 1996).

#### 2.4 TESTES “RUN UP” E RUN DOWN”

Os testes de *run up* e *run down* são testes muito utilizados para a detecção de frequências ressonantes e velocidades críticas em equipamentos.

O teste de *run up* inicia o equipamento rotativo, partindo de uma velocidade de rotação zero, e ir aumentando sua velocidade gradativamente até atingir sua velocidade máxima ou velocidade que se deseja estudar.

O teste de *run down* ocorre no sentido contrário ao teste de *run up*, ou seja, o equipamento rotativo que se encontra em velocidade de rotação máxima é desligado e, conseqüentemente, sua velocidade irá decair até o equipamento atingir sua condição inicial de repouso.

#### 2.5 ANÁLISE DE ORDEM

As máquinas rotativas produzem sinais de vibração e acústicos em virtude da sua rotação. Para o estudo do comportamento dinâmico surge a necessidade de se separar os diversos componentes de sinais gerados. Uma técnica utilizada para classificar e separar os diversos componentes de sinais gerados por uma máquina rotativa é a chamada análise de ordem.

O processamento digital dos sinais em um analisador dinâmico de sinais ocorre por meio da definição de diversos parâmetros, entre eles as configurações de faixa de frequências úteis, resolução em frequência e taxa de amostragem. Dadas as dificuldades impostas para a definição destes parâmetros devido às alterações de velocidade rotacional em máquinas rotativas, torna-se fundamental para a análise de ordem a sincronização da aquisição de dados com a velocidade de rotação da máquina.

A sincronização da coleta de dados com a velocidade de rotação da máquina geralmente começa com um tacômetro, que fornece um impulso ou número inteiro de pulsos para cada revolução da máquina indicando que a máquina terminou um ciclo e está para começar outro.

Um único pulso do tacômetro nos mostra quando, por exemplo, um eixo da máquina rotativa atingiu uma determinada posição angular. Assim que o tacômetro captura o segundo pulso é possível determinar a velocidade de rotação contando o tempo entre os dois pulsos. Um terceiro pulso irá então nos informar se o eixo estará mudando sua rotação ou não.

A sincronização entre a rotação da máquina e o analisador dinâmico de sinais acontece quando utiliza-se os pulsos do tacômetro como gatilho ou *trigger* para a coleta dos dados.

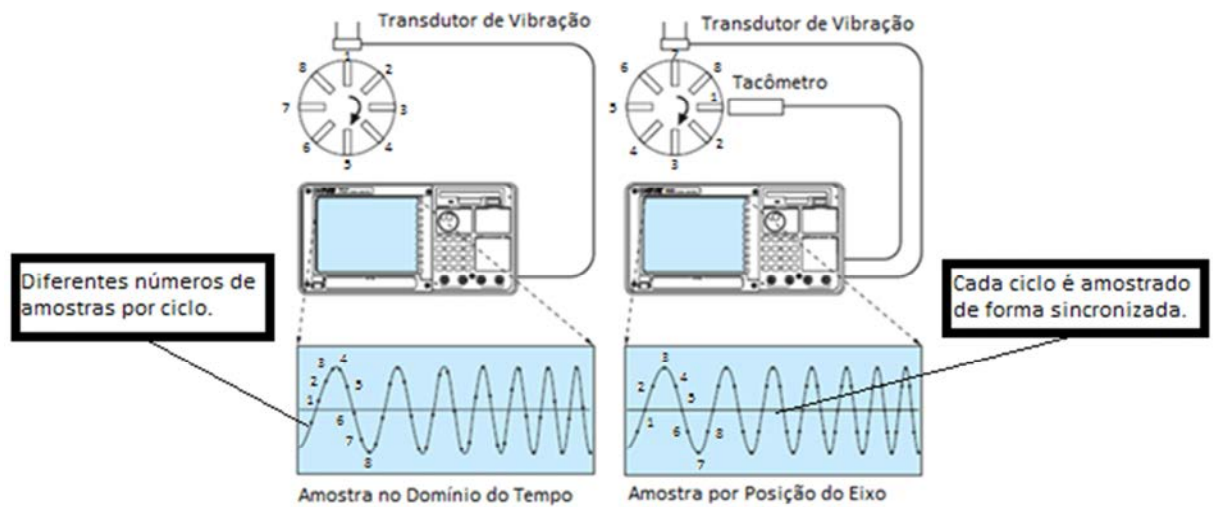
Os analisadores dinâmicos de sinais utilizam conversores analógicos para digitais para coletar blocos de dados. Na análise mais comum de espectros, esses blocos consistem em valores de tensão espaçados em intervalos de tempo regulares. Uma das grandes dificuldades na análise de ordem é como preencher os blocos de dados em função do próximo sinal de pulso do tacômetro com a velocidade de rotação variando. Existem algumas técnicas que são mais utilizadas:

- Uso de encoders para gerarem milhares de pulsos digitais por revolução determinando as amostras de tempo para os blocos de dados;
- Uso de uma técnica de reamostragem para que o analisador dinâmico de sinais digitalize os dados a uma taxa muito alta, coletando e armazenando em amostras de tempo bem espaçadas. Quando se tem o pulso do tacômetro o analisador reamostra os intervalos de tempo para espaçamento correto dos dados.

Cada uma dessas duas técnicas tem como objetivo definir um conjunto de pontos uniformemente espaçados por posição de eixo.

Na Figura 2 pode-se visualizar as amostras no domínio do tempo e verificar que elas são reunidas em intervalos de tempo iguais, e portanto o número de amostras por ciclo de rotação da máquina irá variar. Nas amostras que são espaçadas por posição do eixo se verifica que ocorre um número de pontos constantes a cada ciclo de revolução.

Figura 2 – Amostras espaçadas no tempo e em posições de eixo.



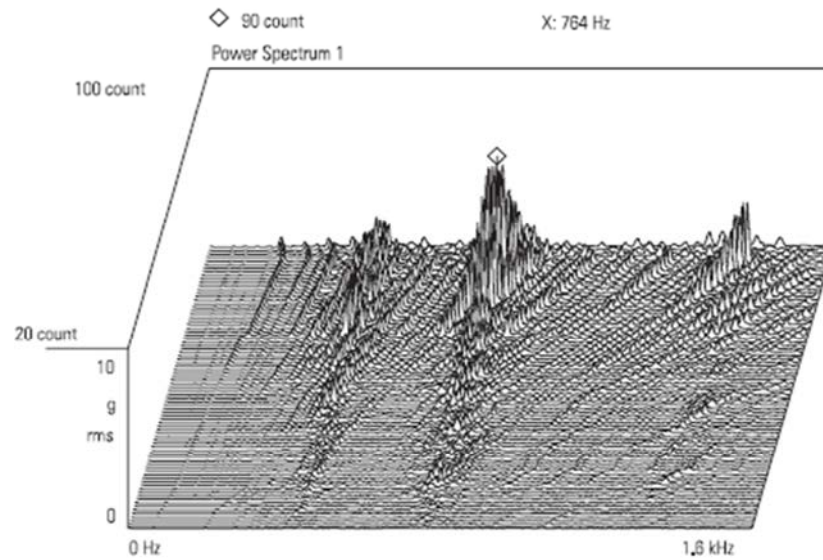
Fonte: (adaptado de: Hewlett-Packard, 1997).

## 2.6 ESPECTROS DE FREQUÊNCIA E ESPECTROS DE ORDEM

Na análise de ordem a FFT transforma os dados de revolução em um espectro de ordem; os sinais que são periódicos no domínio do tempo são mostrados como picos no domínio da frequência. Já os sinais periódicos no domínio de revolução aparecem como picos no domínio de ordem.

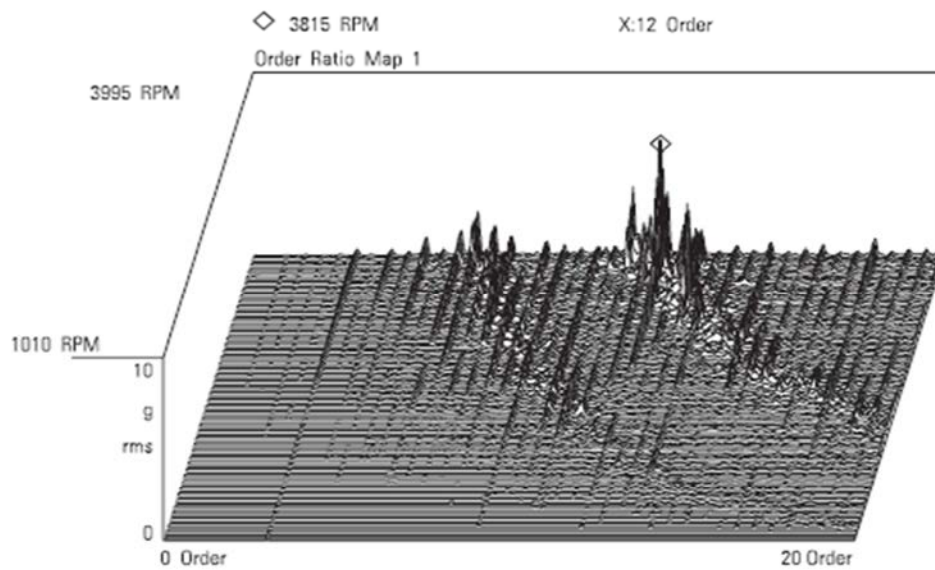
As Figuras 3 e 4 ilustram o espectro de frequência e o espectro de ordem respectivamente para um teste de *run up*, de um motor que opera em uma faixa de rotação de 665 rpm a 3995 rpm.

Figura 3 – Espectro de frequência de um motor em teste de *run up*



Fonte: (Hewlett-Packard, 1997).

Figura 4 – Espectro de ordem de um motor em teste de *run up*



Fonte: (Hewlett-Packard, 1997).

Comparando os espectros das Figuras 3 e 4 é possível verificar que a principal diferença entre os dois espectros é o alinhamento dos picos que aparecem no espectro de ordem e não aparecem no espectro da frequência.

No espectro de ordem, como os picos estão alinhados, é possível verificar claramente a relação entre as linhas dos picos com a amplitude de vibração e velocidade de rotação do eixo o que não ocorre no espectro de frequência.

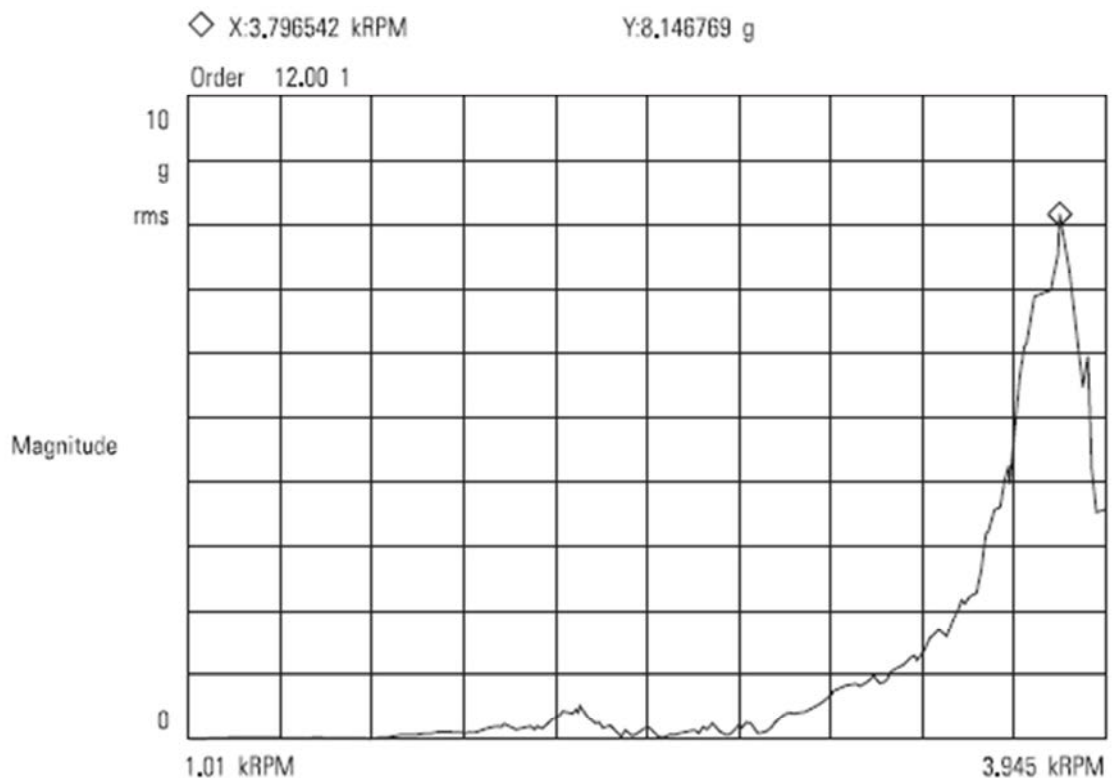
Outra observação é o pico de amplitude que se pode visualizar na ordem de número 12 com uma rotação de 3815 rpm nos indicando que algum componente esta sendo excitado doze vezes a cada rotação do motor.

Como é importante se avaliar melhor o espectro onde acontece a maior amplitude, é necessário que seja isolado apenas a ordem onde aconteceu a maior amplitude. O rastreamento de ordem permite visualizar apenas as amplitudes de vibração de uma única ordem que ocorreram ao longo da variação de rotação do eixo.

No rastreamento de ordem o relacionamento entre a medida de vibração e a velocidade de rotação do eixo é evidenciada conforme ilustrado na Figura 5.

O rastreamento de ordem auxilia a focar em qual componente da máquina rotativa se deseja avaliar e qual sua contribuição no resultado global. As ordens que aparecem são em forma geral harmônicas da primeira ordem, porém com uma diferença, as demais ordens podem não ser números inteiros da primeira ordem.

Figura 5 – Rastreamento da Ordem de número 12 da Figura 4.



Fonte: (Hewlett-Packard, 1997).

### 3 ESTUDO DE CASO

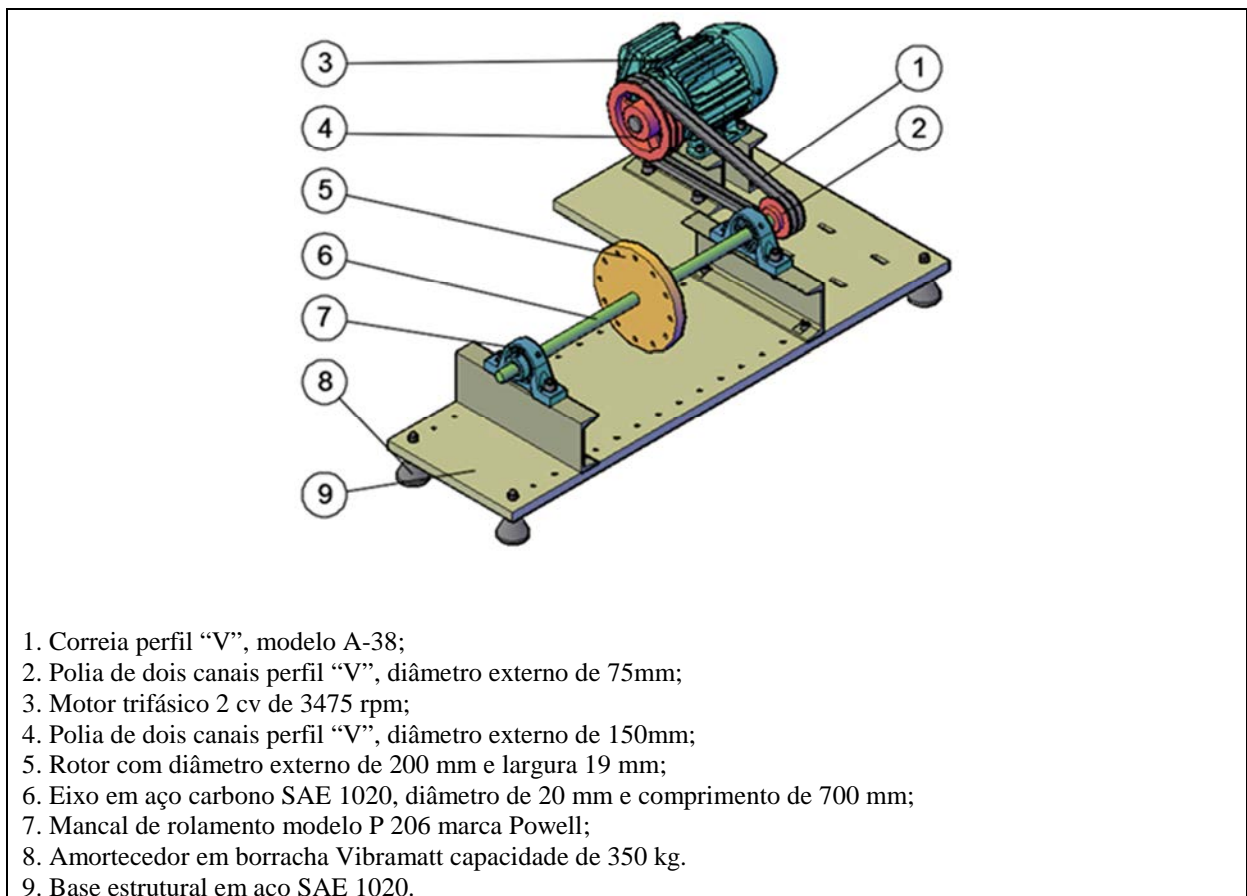
A necessidade de se estudar os efeitos dos estímulos externos e internos em máquinas rotativas levou a criação de uma bancada experimental para o estudo dinâmico de rotores já que é um método de estudo viável e amplamente utilizado.

A bancada experimental utilizada neste trabalho de graduação é resultado da pesquisa de desenvolvimento de uma metodologia de otimização dinâmica e estrutural para rotores com eixos em material compósito (MENDONÇA, 2014).

#### 3.1 MATERIAIS

A bancada experimental é composta de diversos itens descritos abaixo e ilustrados na Figura 6.

Figura 6 – Modelo CAD da bancada experimental



Fonte: (Próprio Autor).

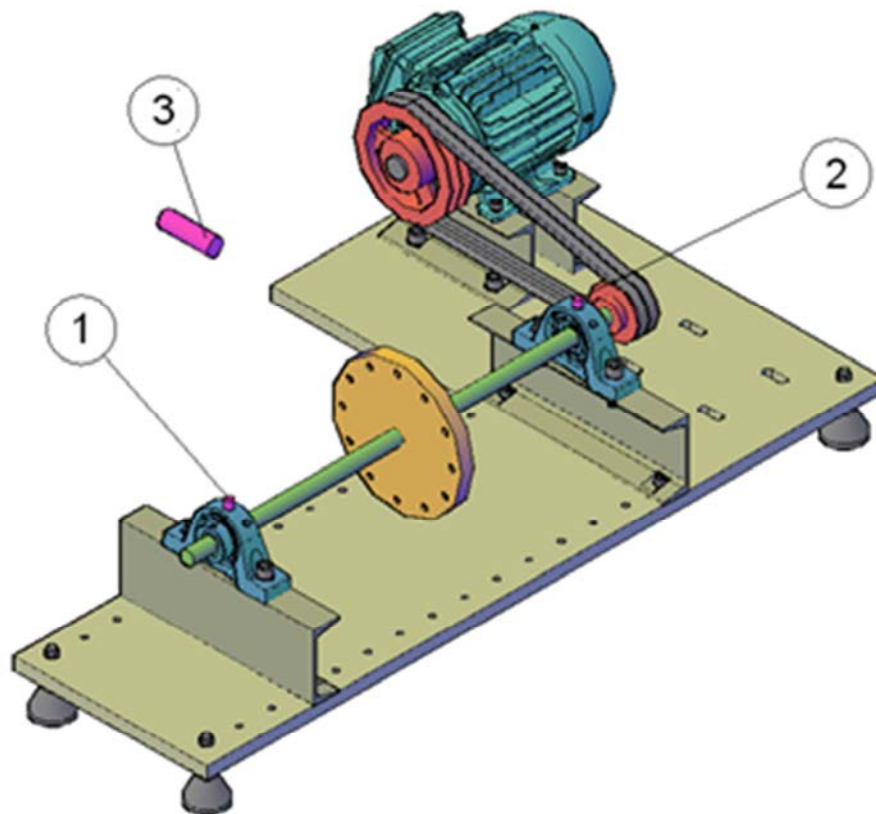
Para se operar a bancada experimental foi necessário o uso de um inversor de frequência e uma década resistiva com a finalidade de controlar a rotação do motor e consequentemente a do eixo. Para se realizar a aquisição dos dados dinâmicos da bancada utilizou-se de um

módulo de aquisição da Brüel & Kjær modelo 3560-C (número de série: 2510748) e os seguintes transdutores: 2 acelerômetros e 1 tacômetro laser, posicionados conforme Figura 7 e descritos na Tabela 1.

Os acelerômetros foram colados com o uso de cola acrílica após a limpeza da superfície de colagem e o tacômetro laser foi colocado a uma distância de 650 mm em relação à linha de centro do eixo do rotor com o auxílio de uma base magnética para relógio comparador.

A distância entre os mancais foi de aproximadamente 540 mm e o rotor foi posicionado no ponto médio do eixo entre os dois mancais de rolamento.

Figura 7 – Modelo CAD da bancada experimental instrumentada para a análise de ordem



Fonte: (Próprio Autor).

Tabela 1 – Transdutores utilizados referentes a Figura 7

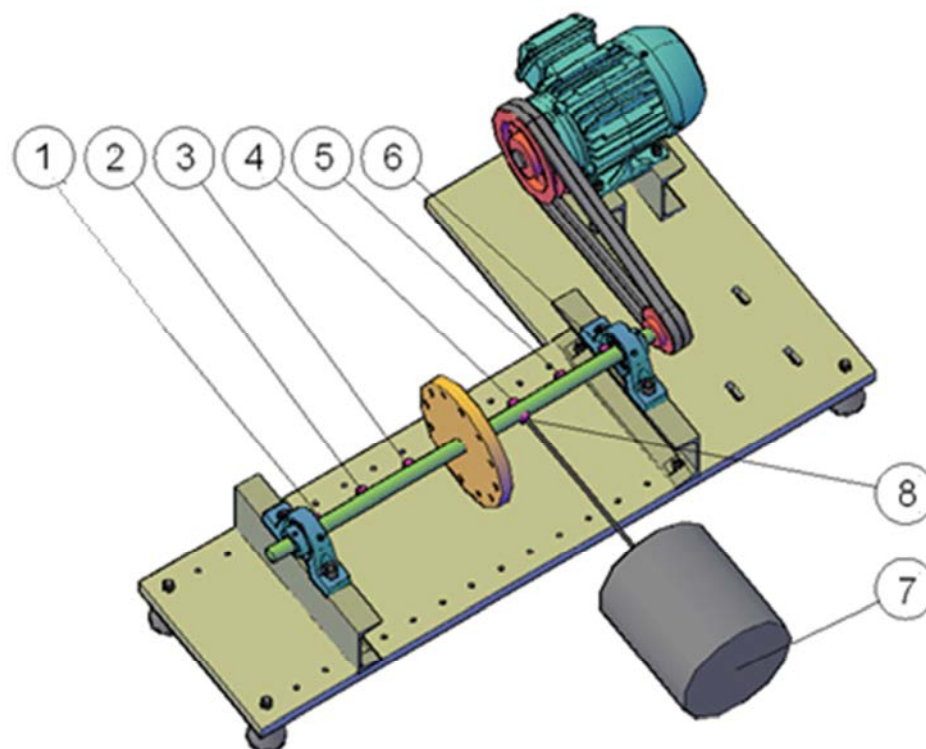
Ponto	Transdutor	Marca	Modelo	Nº de Série
1	Acelerômetro Uniaxial	Brüel & Kjær	4514-B-004	52796
2				52797
3	Tacômetro		2981	100485

Fonte: (Próprio Autor).

Para a identificação experimental da primeira frequência natural estacionária do eixo foram utilizados 6 acelerômetros triaxiais, 1 transdutor de força e 1 vibrador eletrodinâmico conforme ilustrado na Figura 8 e descritos na Tabela 2.

Para a aquisição dos sinais dinâmicos foi utilizado o software MTC-Pulse LabShop e o tratamento dos dados efetuado com Pulse Reflex-Modal Analysis, ambos desenvolvidos pela Brüel & Kjær.

Figura 8 – Modelo CAD da bancada experimental instrumentada, frequência natural experimental



Fonte: (Próprio Autor).



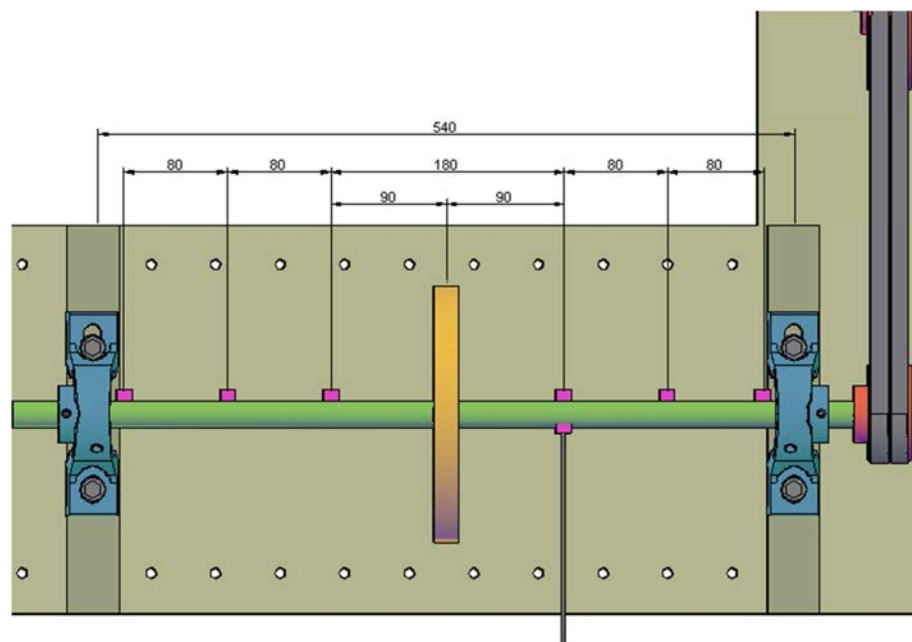
Tabela 2 – Transdutores utilizados referentes a Figura 8.

Ponto	Transdutor / Equipamento	Marca	Modelo	Nº de Série
1				52100
2				52101
3	Acelerômetro Triaxial	Brüel & Kjør	4520	52102
4				52103
5				52104
6				52242
7	Vibrador	LDS	V406	94051-9
8	Célula de Força	Endevco	2311-10	3867

Fonte: (Próprio Autor).

A Figura 9 ilustra o posicionamento dos transdutores para a identificação da frequência natural estacionária.

Figura 9 – Disposição dos transdutores para a identificação da frequência natural estacionária



Fonte: (Próprio Autor).

### 3.2 MÉTODOS – PROCEDIMENTO PARA A ANÁLISE DE ORDEM E FREQUÊNCIA NATURAL ESTACIONÁRIA

Com a bancada experimental de rotores preparada após a colocação dos sensores de vibração e tacômetro, foi adotado como procedimento para a aquisição e análise dos dados os passos a seguir:

Passo 1: Instrumentar a bancada conforme Figura 7.

Passo 2 : Inicialização e configuração do software de aquisição de dados (Pulse LabShop).

Passo 3: Ligar a bancada experimental de rotores e verificar o seu correto funcionamento.

Passo 4 : Desligar a bancada e aguardar o motor de acionamento parar.

Passo 5 : Iniciar o teste de *run up* e coletar os dados.

Passo 6: Com a bancada na sua rotação máxima, iniciar o teste de *run down* e coletar os dados.

Passo 7: Desligar a bancada.

Passo 8: Transferir os dados coletados para o software Pulse Reflex para a análise de dados.

Passo 9 : Efetuar o tratamento dos dados com o uso das ferramentas do software Pulse Reflex.

Passo 10: Instrumentar a bancada conforme Figura 9.

Passo 11: Excitar o eixo da bancada com o vibrador e através do software MTC-Pulse LabShop efetuar a coleta dos dados.

Passo 12: Transferir os dados coletados para o software Pulse Reflex-Modal Analysis para a análise de dados.

Passo 13 : Efetuar o tratamento dos dados com o uso das ferramentas do software Pulse Reflex-Modal Analysis.

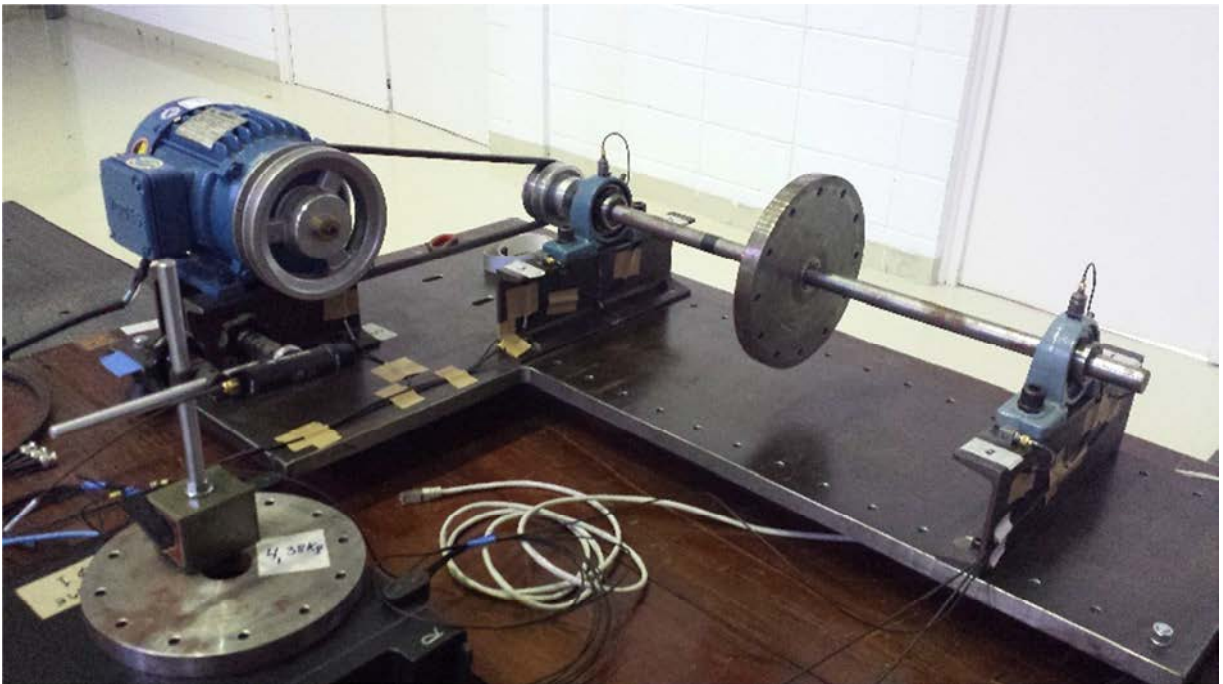
O procedimento está ilustrado nas Figuras 10 a12.

Figura 10 – Pulse LabShop



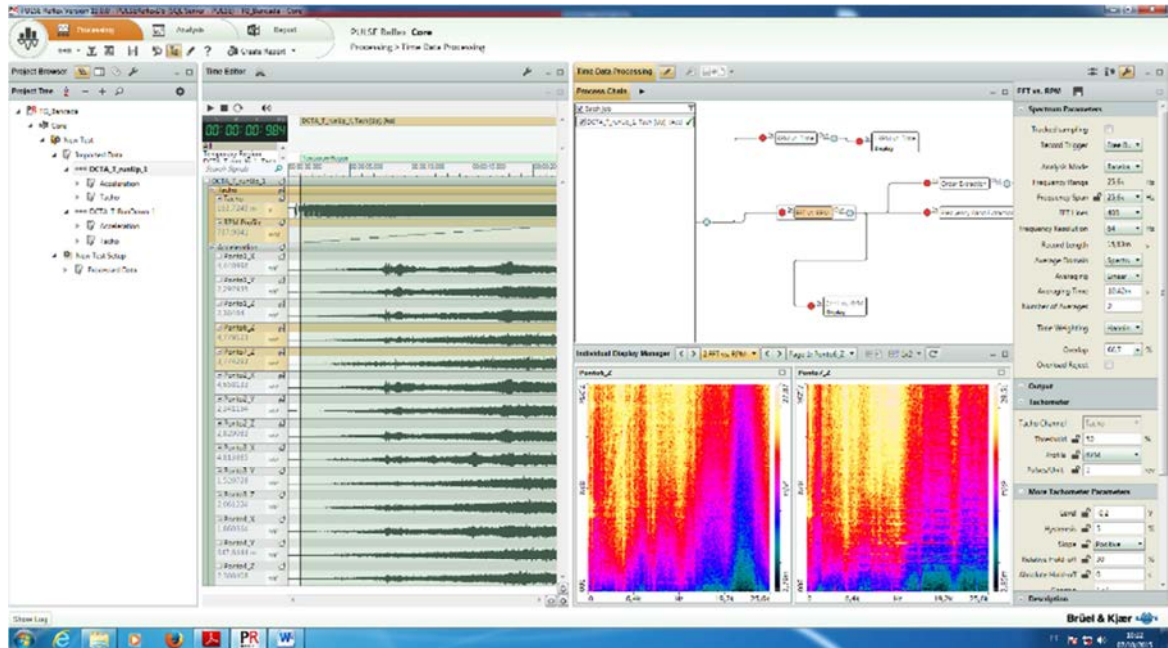
Fonte: (Próprio Autor).

Figura 11 – Bancada experimental instrumentada



Fonte: (Próprio Autor).

Figura 12 – Pós-processamento dos dados coletados dos testes de *run up* e *run down*



Fonte: (Próprio Autor).

## 4 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Com análise dos dados coletados para os testes de *run up* e *run down*, são apresentados os gráficos de tempo de execução de cada teste, resposta dos acelerômetros, espectros de frequência, espectros de ordem e gráficos do rastreamento de ordem dos pontos estudados.

Os espectros de frequência são expressos em aceleração e os gráficos de ordem em velocidade.

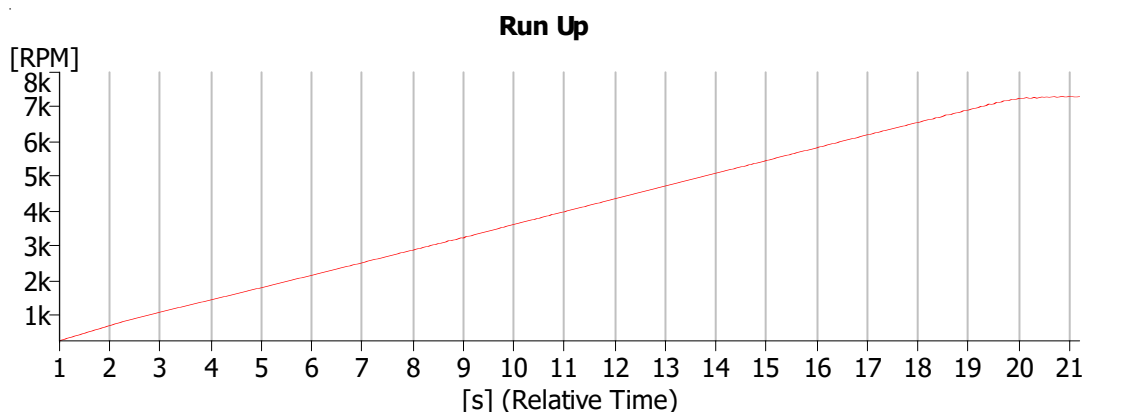
### 4.1 TESTE DE “RUN UP”

São apresentados a seguir os resultados obtidos e apresentados pelo software Pulse Reflex.

- **Tempo de Teste**

É observado na Figura 13 que o teste de *run up* da bancada experimental de rotores levou cerca de 20 segundos para sair de zero até uma velocidade de rotação máxima de aproximadamente 7300 rpm.

Figura 13 – Tempo de teste de *run up*



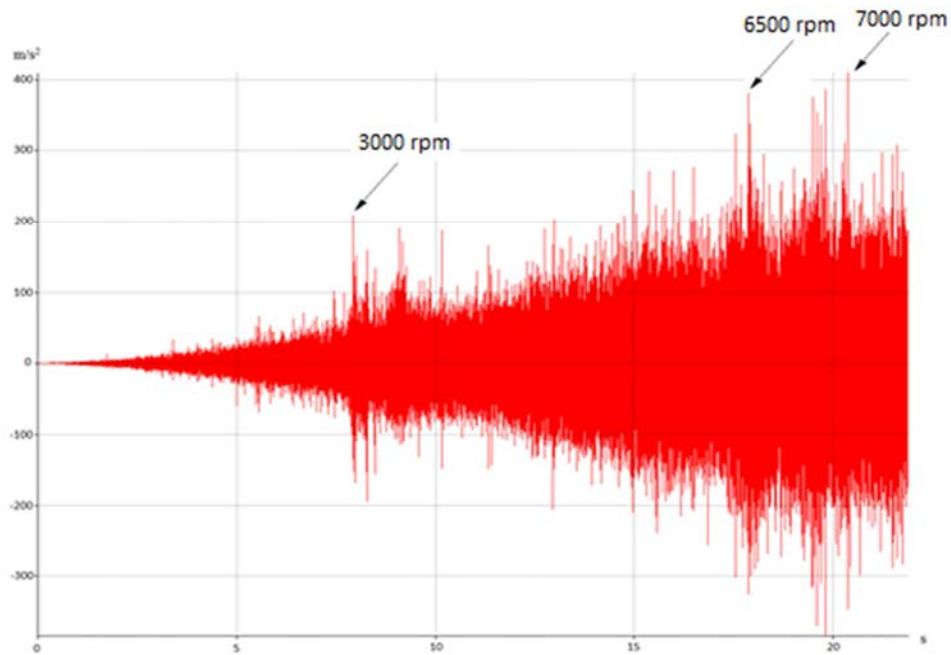
Fonte: (Próprio Autor).

- **Resposta temporal dos acelerômetros**

No histórico temporal medido pelos acelerômetros foi observada uma amplificação da aceleração em alguns instantes de tempo. Para o acelerômetro do ponto 1 ilustrado na Figura 14, verifica-se a ocorrência de picos de aceleração nos instantes de tempo em torno de 8, 18 e 21 segundos.

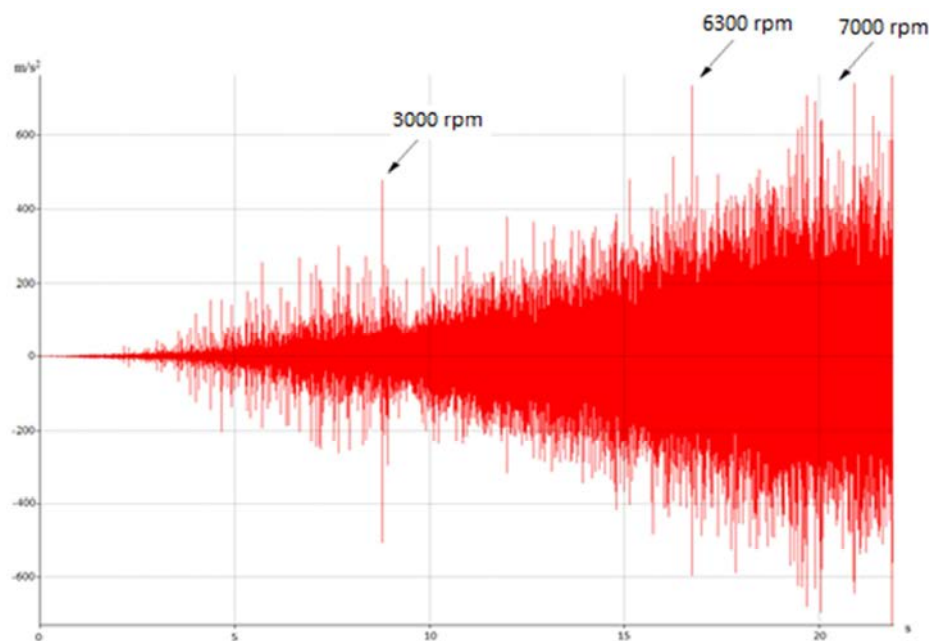
Quando confrontados com a Figura 13 é possível observar que para esses instantes de tempo a rotação do eixo da bancada estava em torno de 3000 rpm, 6500rpm e 7000 rpm respectivamente. Para o acelerômetro do ponto 2 ilustrado na Figura 15 são destacados os instantes de tempo de 8, 17 e 20 segundos, que quando confrontados com a Figura 14, indicam uma rotação do eixo de 3000 rpm, 6300 rpm e 7000 rpm respectivamente.

Figura 14 – Resposta dinâmica do acelerômetro do ponto 1



Fonte: (Próprio Autor).

Figura 15 – Resposta dinâmica do acelerômetro do ponto 2

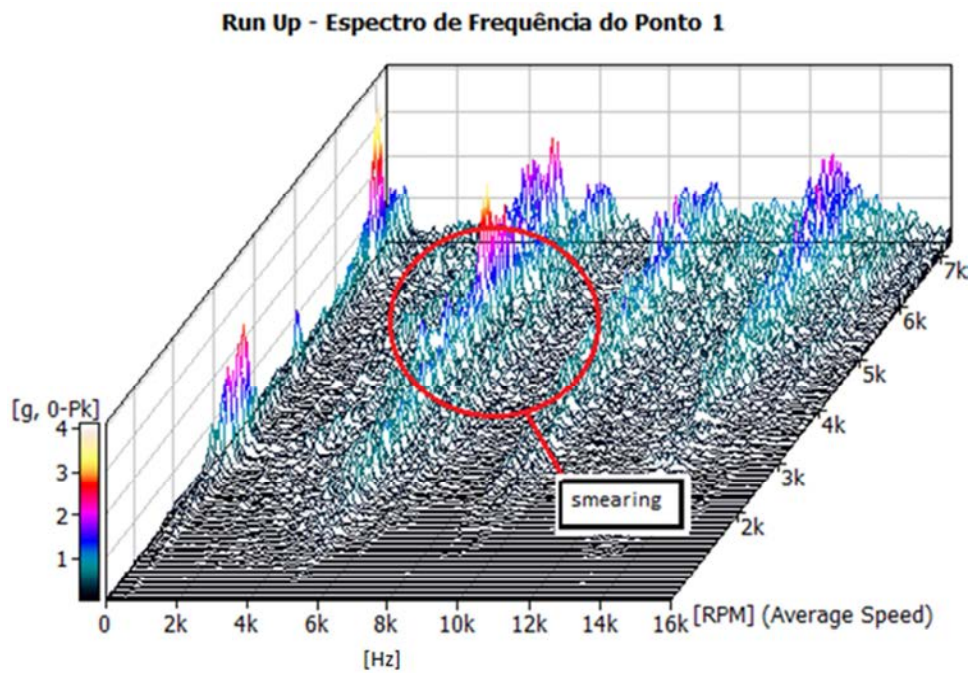


Fonte: (Próprio Autor).

- **Espectro de Frequência**

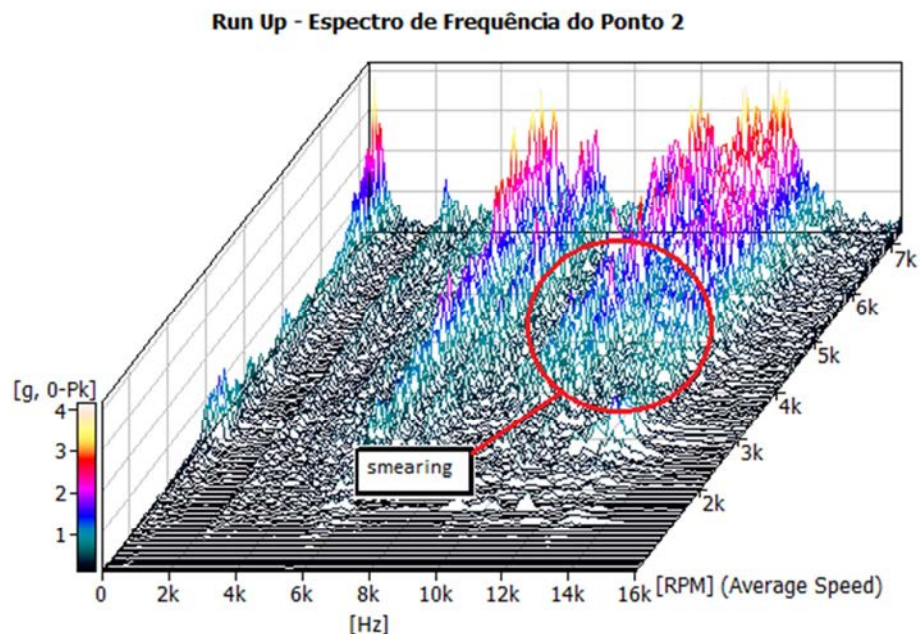
Nos espectros de frequência ilustrados na Figura 16 e 17 é possível observar o efeito chamado de “smearing” ou mancha dos componentes de frequência causados pela variação da velocidade de rotação do rotor da bancada experimental.

Figura 16 – Espectro de frequência do ponto 1 em teste de *run up*



Fonte: (Próprio Autor).

Figura 17 – Espectro de frequência do ponto 2 em teste de *run up*



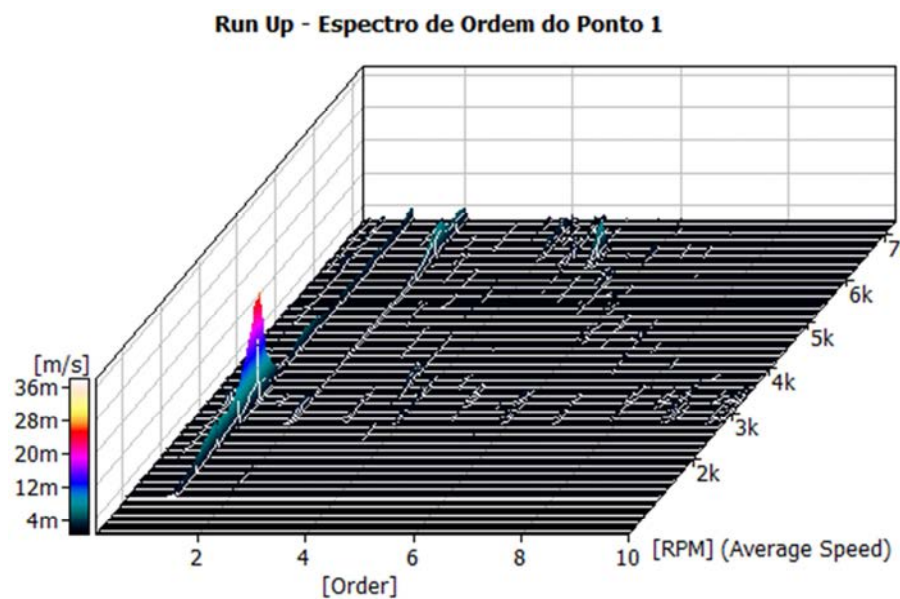
Fonte: (Próprio Autor).

- **Espectro de Ordem**

Nos espectros de ordem ilustrados nas Figuras 18 e 19 é possível observar que o efeito chamado de “smearing” ou mancha não acontece e há o alinhamento dos sinais de vibração com a ordem em que cada um acontece.

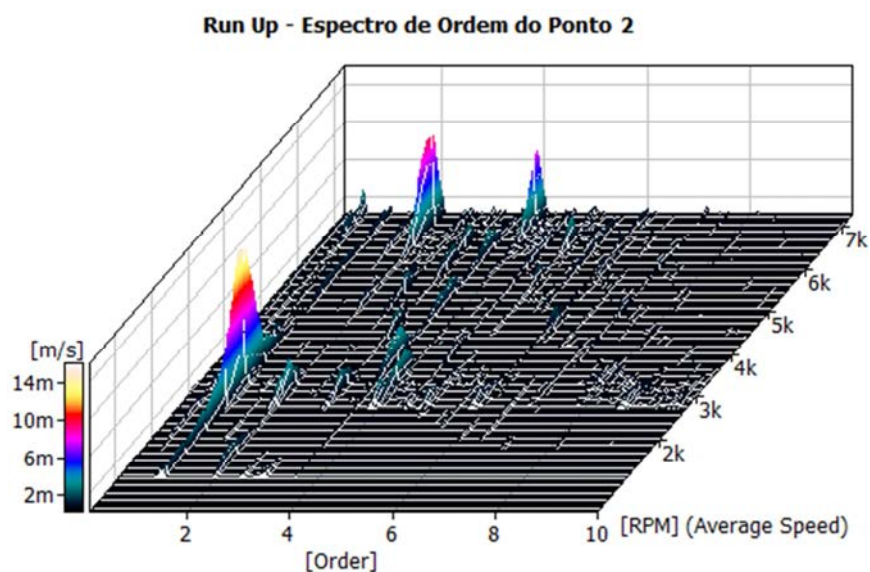
No Espectro de ordem do ponto 2 aparecem níveis de energia tanto na ordem 1 quanto nas ordens 2 e 4, porém para o ponto 1 apenas a ordem 1 aparece com um nível de energia mais significativo.

Figura 18 – Espectro de ordem do ponto 1 em teste de *run up*



Fonte: (Próprio Autor).

Figura 19– Espectro de ordem do ponto 2 em teste de *run up*



Fonte: (Próprio Autor).

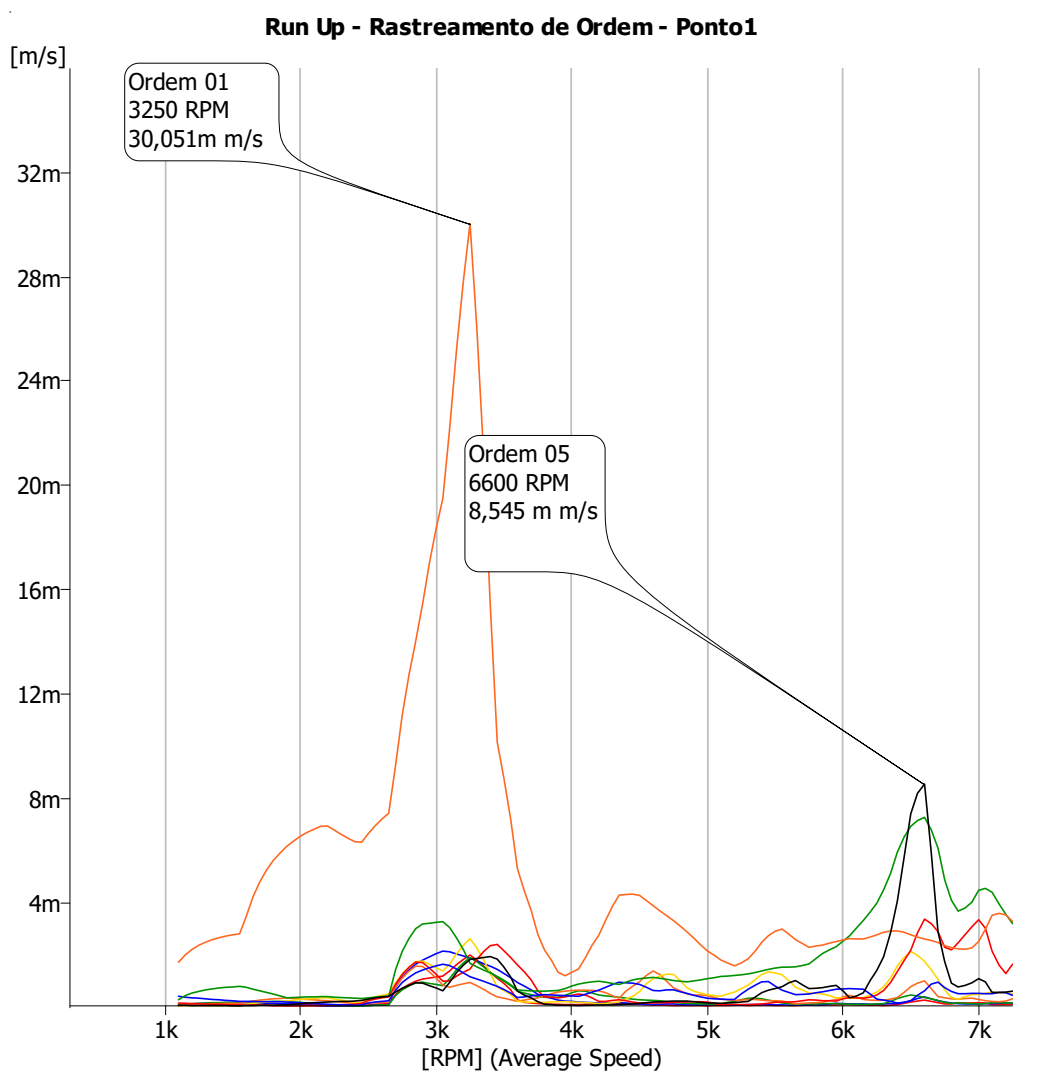


- **Rastreamento de Ordem**

O rastreamento de ordem possibilita focar em qual componente da máquina rotativa se deseja avaliar a amplitude de vibração e qual sua contribuição no resultado global, neste rastreamento foi possível observar em qual ordem e qual rotação acontece a ressonância da bancada.

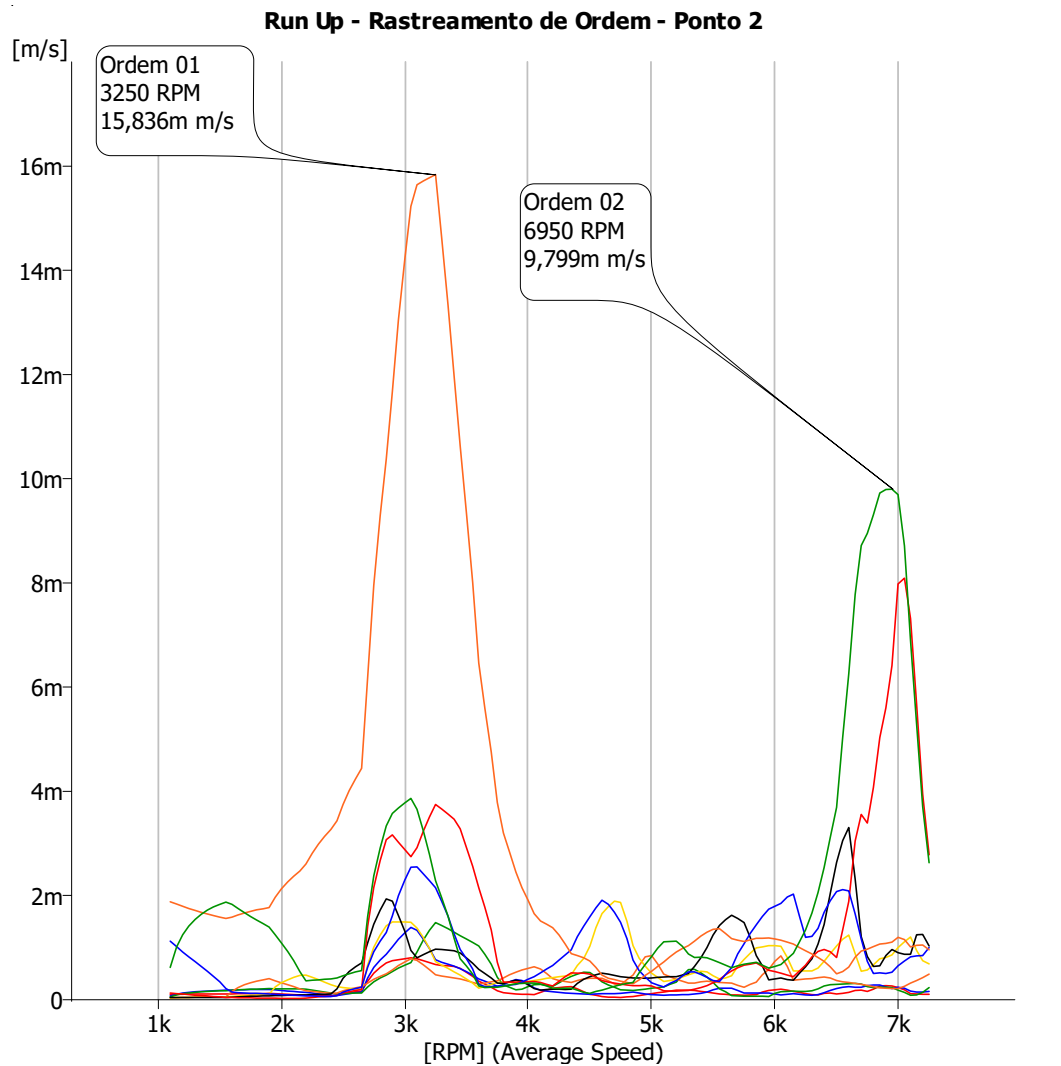
Analisando as Figuras 20 e 21, observa-se que para o ponto 1, as ordens 1 e 5 se destacam como as ordens onde se encontram os maiores níveis de energia com valores de  $30,051 \times 10^{-3}$  m/s com 3250 rpm e  $8,545 \times 10^{-3}$  m/s com 6600 rpm respectivamente. Para o ponto 2 são destacadas a ordem 1 ( $15,836 \times 10^{-3}$  m/s, 3250 rpm) e a ordem 2 ( $9,799 \times 10^{-3}$  m/s, 6950 rpm), indicando a excitação de uma velocidade crítica na rotação de 3250 rpm e uma ressonância em torno de 6600 rpm.

Figura 20 – Rastreamento de ordem do ponto 1 em teste de *run up*



Fonte: (Próprio Autor).

Figura 21 – Rastreamento de ordem do ponto 2 em teste de *run up*



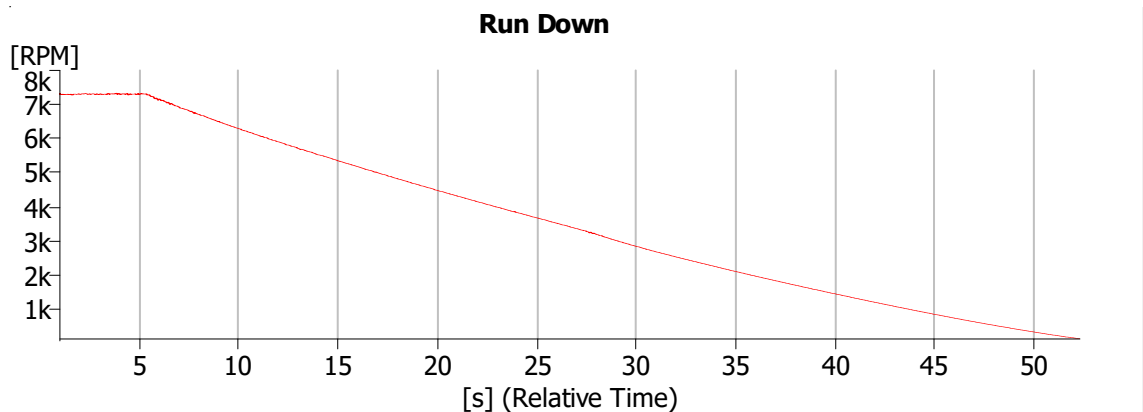
Fonte: (Próprio Autor).

#### 4.2 TESTE DE “RUN DOWN”

São apresentados a seguir os resultados obtidos e apresentados pelo software Pulse Reflex.

- **Tempo de Teste**

É observado na Figura 22 que o teste de Run Down da bancada experimental de rotores levou cerca de 51 segundos para sair de uma velocidade de rotação máxima de 7300 rpm até zero.

Figura 22 – Tempo de teste de *run down*

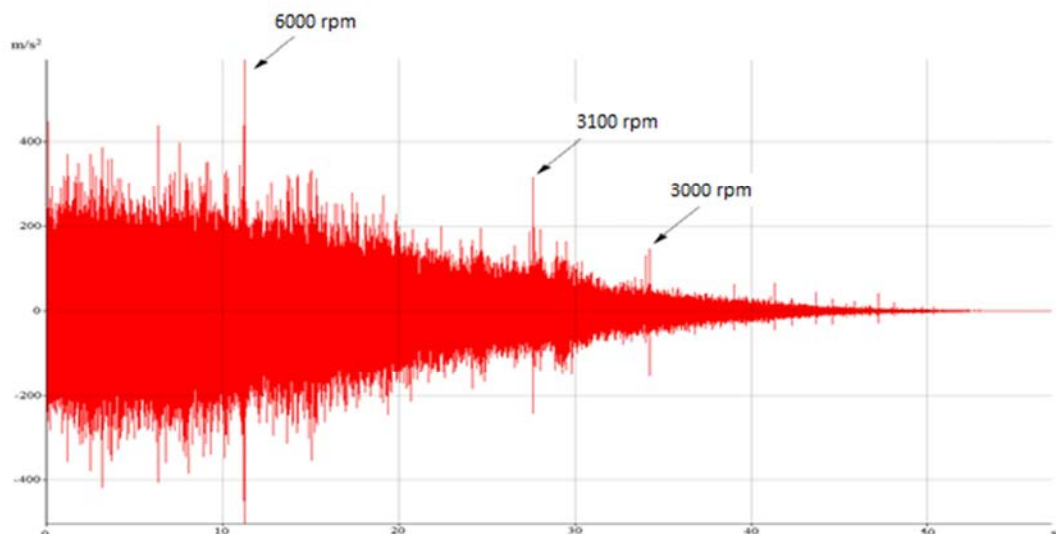
Fonte: (Próprio Autor).

- **Resposta temporal dos acelerômetros**

No histórico temporal medido pelos acelerômetros foi observada uma amplificação da aceleração em alguns instantes de tempo. Para o acelerômetro do ponto 1 ilustrado na Figura 23, verifica-se a ocorrência de picos de aceleração nos instantes de tempo em torno de 12, 28 e 33 segundos.

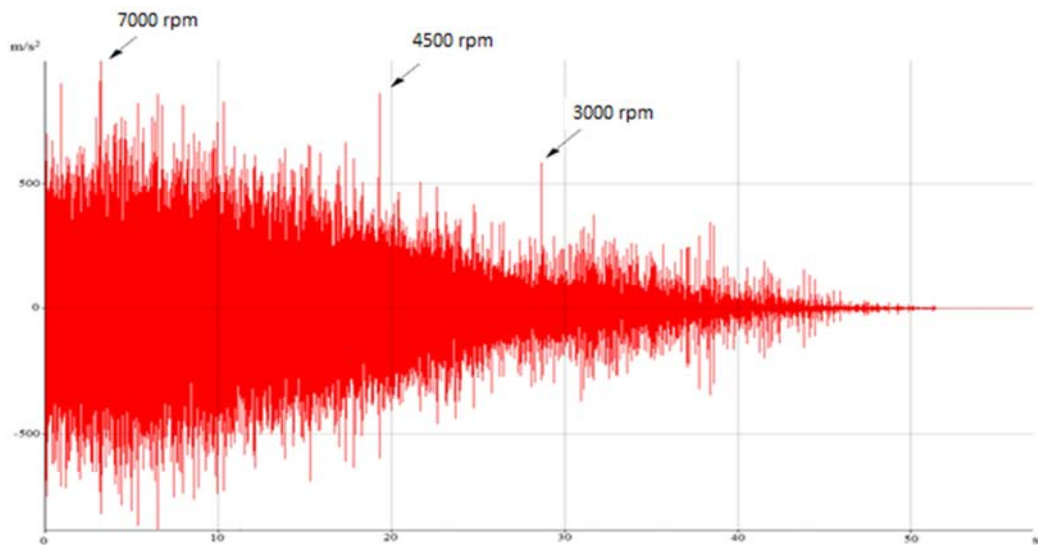
Quando confrontados com a Figura 22 é possível observar que para esses instantes de tempo a rotação do eixo da bancada estava em torno de 6000 rpm, 3100 rpm e 3000 rpm respectivamente. Para o acelerômetro do ponto 2 ilustrado na Figura 24 são destacados os instantes de tempo de 4, 19 e 28 segundos, que quando confrontados com a Figura 22, indicam uma rotação do eixo de 7000 rpm, 4500 rpm e 3000 rpm respectivamente.

Figura 23 – Resposta dinâmica do acelerômetro do ponto 1



Fonte: (Próprio Autor).

Figura 24 – Resposta dinâmica do acelerômetro do ponto 2

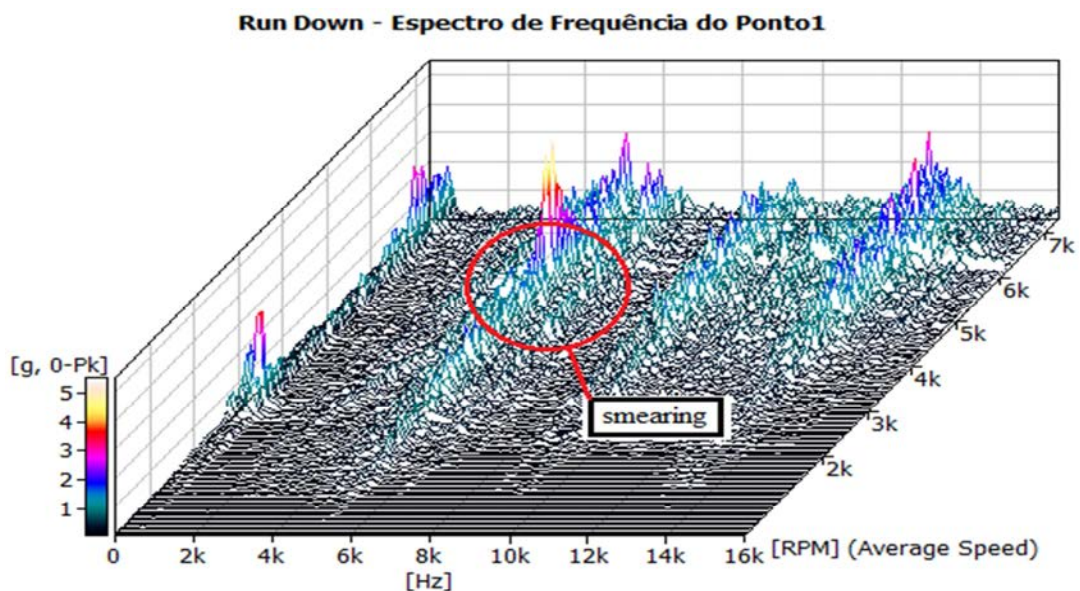


Fonte: (Próprio Autor).

- **Espectro de Frequência**

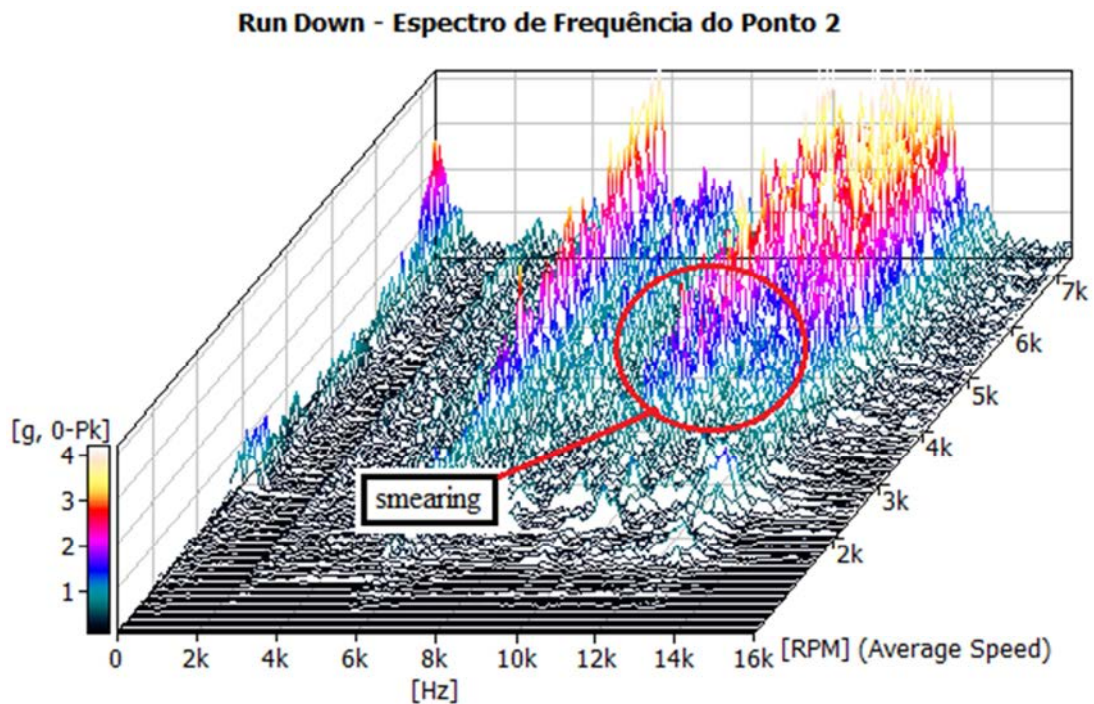
Nos espectros de frequência ilustrados na Figura 25 e 26 é possível observar o efeito chamado de “smearing” ou mancha dos componentes de frequência causados pela variação da velocidade de rotação do rotor da bancada experimental.

Figura 25 – Espectro de frequência do ponto 1 em teste de *run down*



Fonte: (Próprio Autor).

Figura 26 – Espectro de frequência do ponto 2 em teste de *run down*



Fonte: (Próprio Autor).

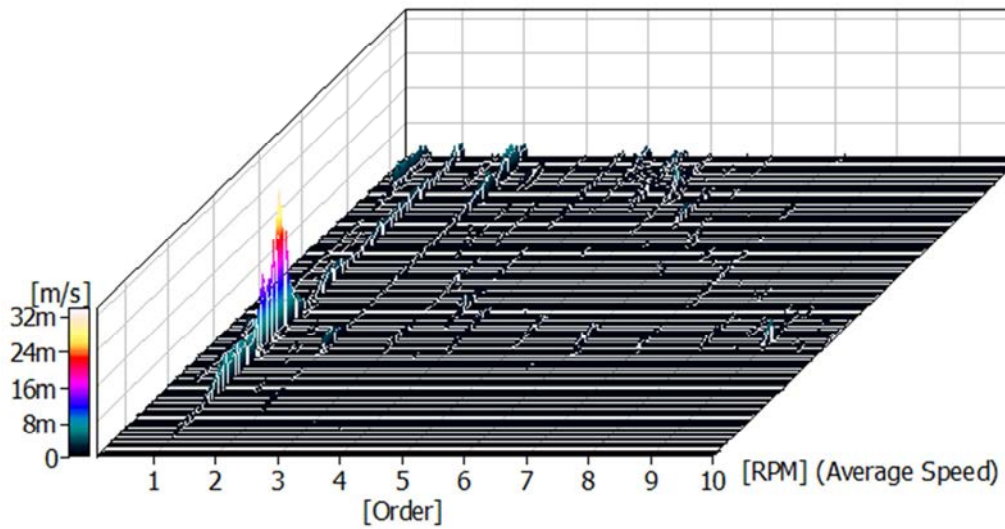
- **Espectro de Ordem**

Nos espectros de ordem ilustrados nas Figuras 27 e 28 é possível observar que o efeito chamado de “smearing” ou mancha não acontece e há o alinhamento dos sinais de vibração com a ordem em que cada um acontece.

No Espectro de ordem do ponto 2 aparecem níveis elevados de energia tanto na ordem 1 quanto nas ordens 2 e 4, porém para o ponto 1 apenas a ordem 1 aparece com um nível de energia mais significativo.

Figura 27– Espectro de Ordem do Ponto 1 em teste de *run down*

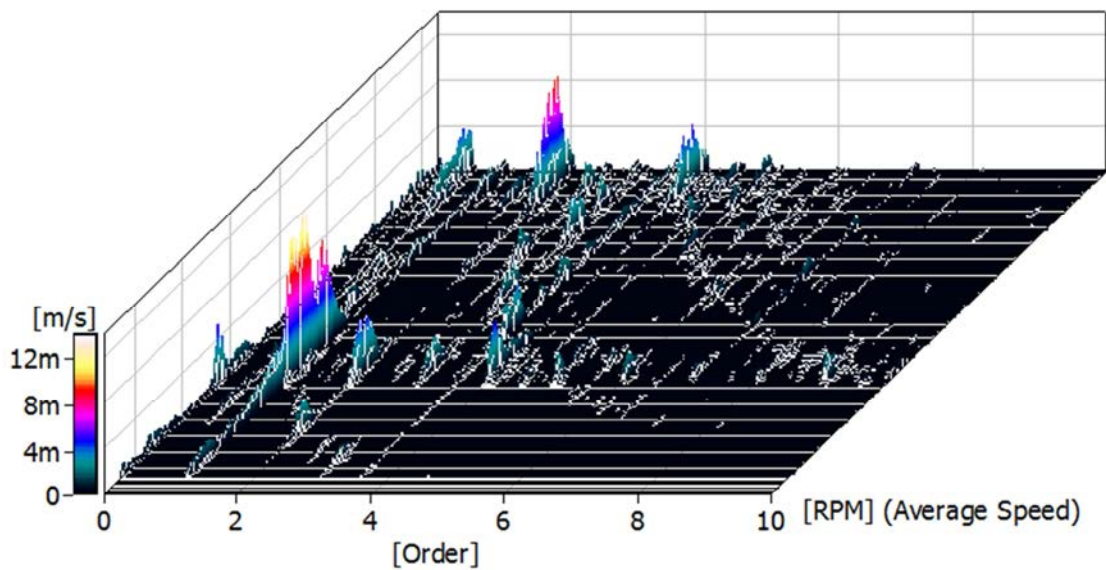
**Run Down - Espectro de Ordem do Ponto 1**



Fonte: (Próprio Autor).

Figura 28 – Espectro de Ordem do Ponto 2 em teste de *run down*

**Run Down - Espectro de Ordem do Ponto 2**



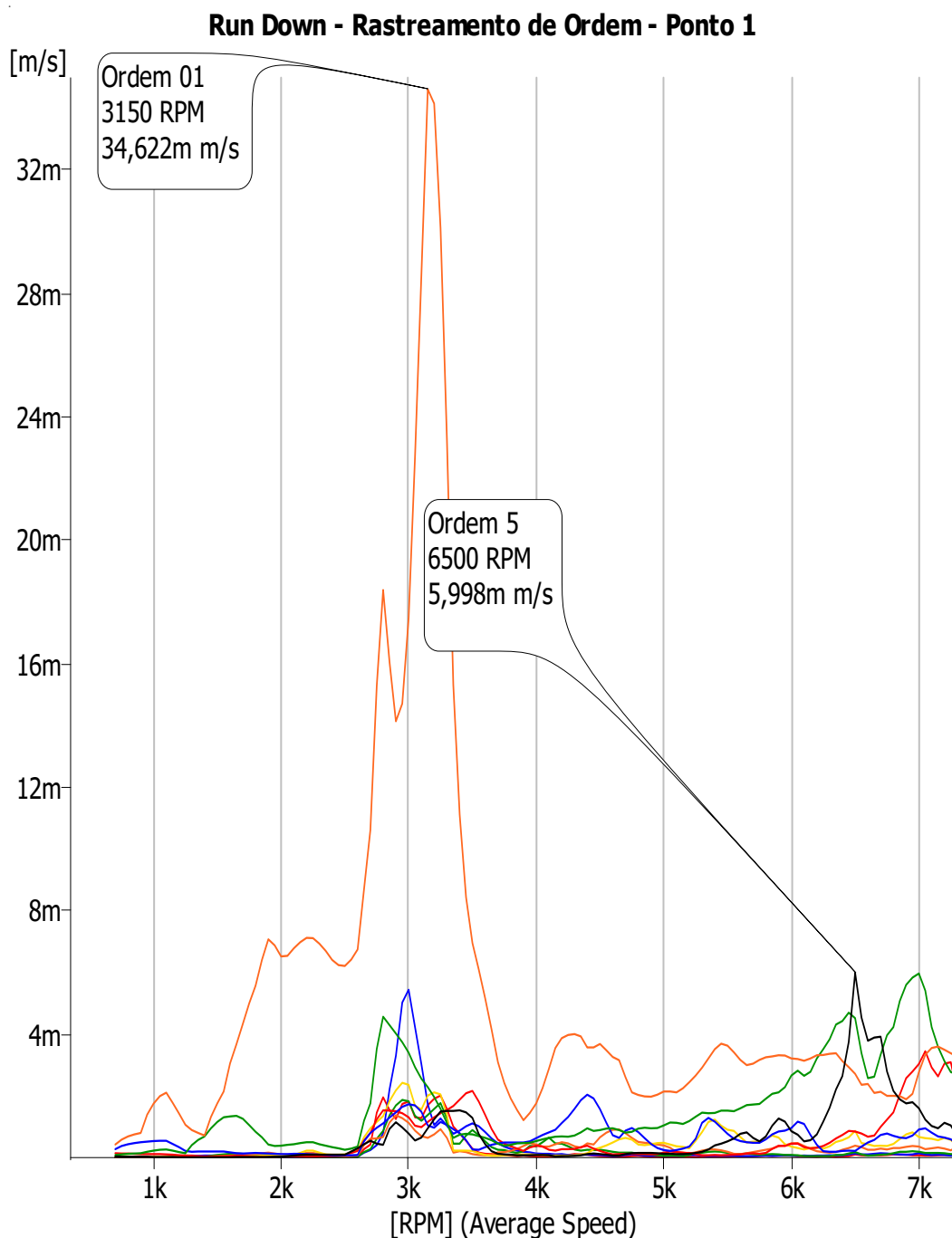
Fonte: (Próprio Autor).

- **Rastreamento de Ordem**

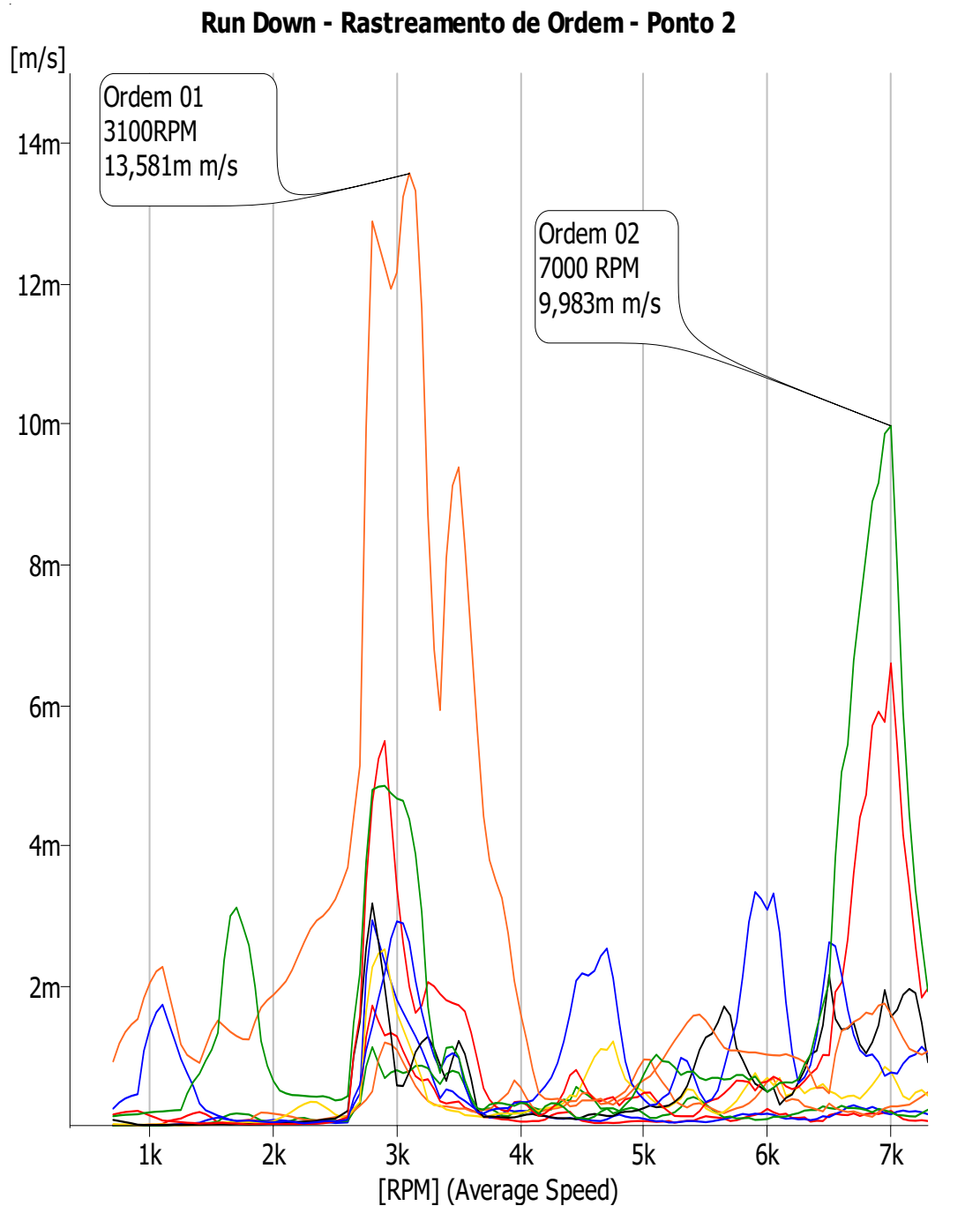
O rastreamento de ordem possibilita focar em qual componente da máquina rotativa se deseja avaliar a amplitude de vibração e qual sua contribuição no resultado global, neste rastreamento foi possível observar em qual ordem e qual rotação acontece ressonância da bancada.

Analisando as Figuras 29 e 30, observa-se que para o ponto 1, as ordens 1 e 5 se destacam como as ordens onde se encontram os maiores níveis de energia com valores de  $34,622 \times 10^{-3}$  m/s com 3150 rpm e  $5,998 \times 10^{-3}$  m/s com 6500 rpm respectivamente, indicando a excitação de uma velocidade crítica na rotação em torno de 3150 rpm e uma ressonância em torno de 6500 rpm. Para o ponto 2 são destacadas a ordem 1 ( $13,581 \times 10^{-3}$  m/s, 3100 rpm) e a ordem 2 ( $9,983 \times 10^{-3}$  m/s, 7000 rpm).

Figura 29 – Rastreamento de ordem do ponto 1 em teste *de run down*



Fonte: (Próprio Autor).

Figura 30 – Rastreamento de ordem do ponto 2 em teste de *run down*

Fonte: (Próprio Autor).

### 4.3 FREQUÊNCIA NATURAL ESTACIONÁRIA

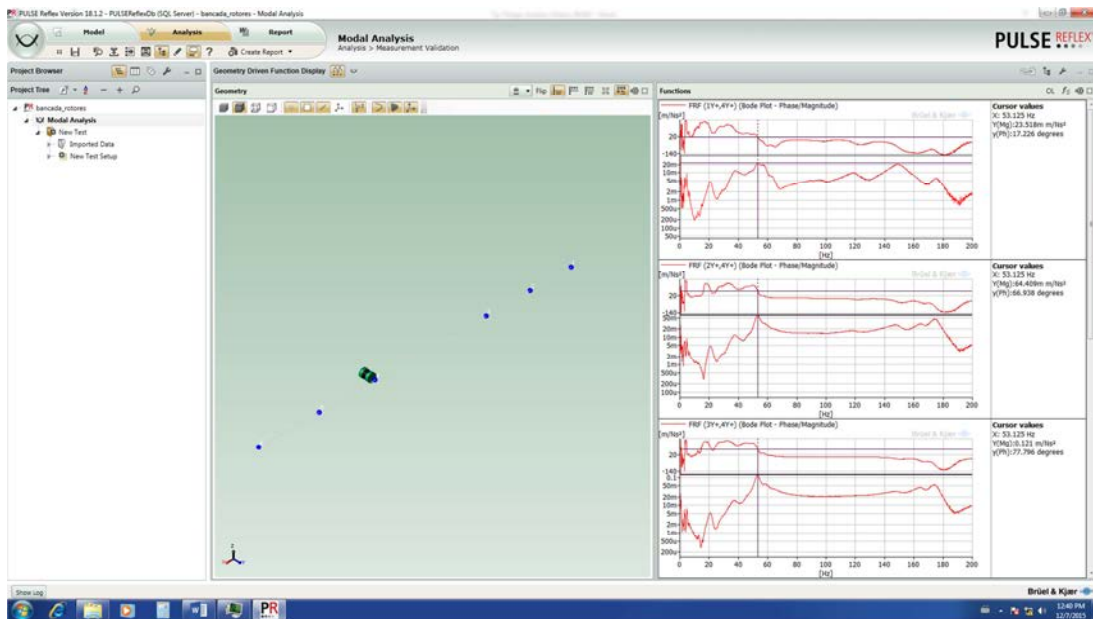
A análise modal de uma maneira ampla é empregada para determinar as características dinâmicas de uma estrutura em termos de suas frequências naturais, fatores de amortecimento e formas modais. Neste trabalho, a frequência natural e o amortecimento do primeiro modo de vibração do eixo de rotação na sua condição estacionária foram identificados por meio da técnica da análise modal experimental.



A bancada experimental para o estudo de rotores opera em uma faixa de rotação de 0 a 7300 rpm. Portanto, foi definida a faixa de frequências de 120 Hz para esta identificação. Para o primeiro modo, foram estimados os valores de frequência de 53,14 Hz com coeficiente de amortecimento de 4,95%.

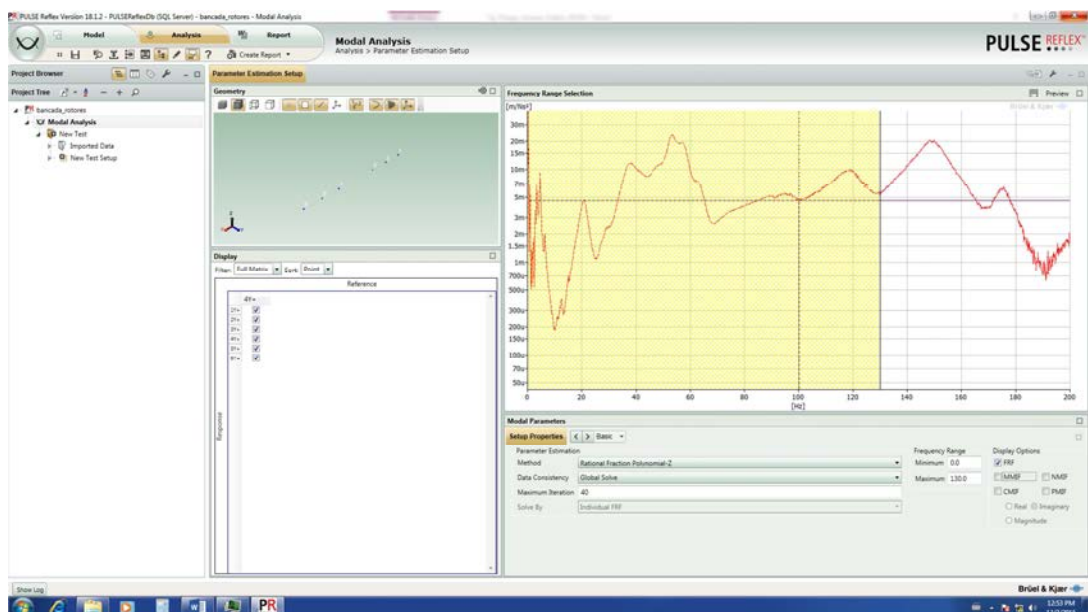
As etapas de processamento dos dados para a análise modal experimental estão ilustrados nas Figuras 31 a 34.

Figura 31 – FRF's – Análise com Pulse Modal Analysis



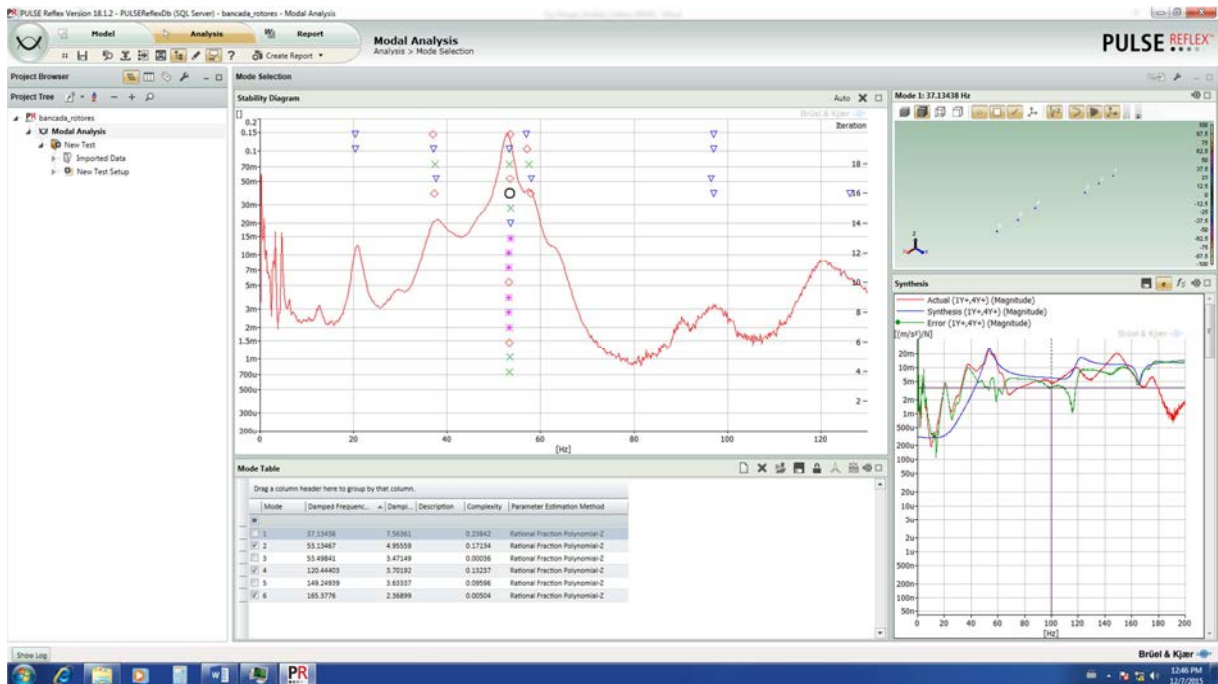
Fonte: (Próprio Autor).

Figura 32 – Ajuste dos estimadores – Análise com Pulse Modal Analysis



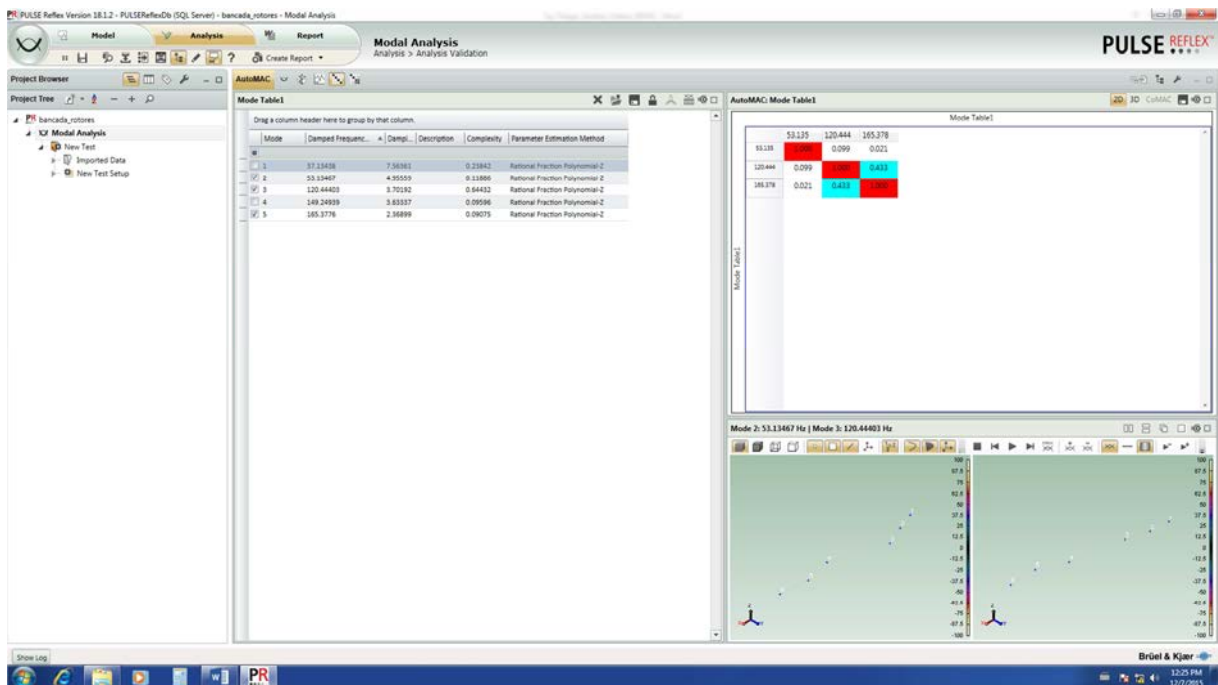
Fonte: (Próprio Autor).

Figura 33 – Escolha das possíveis frequências naturais – Análise com Pulse Modal Analysis



Fonte: (Próprio Autor).

Figura 34 – Verificação da ortogonalidade dos modos de vibração através da ferramenta MAC – Análise com Pulse Modal Analysis



Fonte: (Próprio Autor).

Analisando os valores obtidos nos testes de *run up*, observa-se na Figura 20 o valor máximo de 3250 rpm (1ª ordem), que corresponde a frequência de 54,16 Hz. Adicionalmente, nos testes de *run down* ilustrados na Figura 29, foi observado o valor de 3150 rpm (1ª ordem),

correspondente a frequência de 52,50 Hz. A partir destas observações, conclui-se que a frequência natural estacionária identificada para o primeiro modo (53,14 Hz) apresenta um erro percentual de -1,9% e +1,2% em comparação aos valores obtidos durante a análise de ordem dos testes de *run up* e *run down*, respectivamente.

## 5 CONCLUSÃO

A análise de ordem é amplamente utilizada para diversos tipos de equipamentos rotativos cuja análise dinâmica é feita com a variação da rotação do equipamento e destina-se à busca de velocidades críticas. Em um equipamento com diversos itens como por exemplo um motor de combustão que possui pistão, biela, válvulas e diversos outros itens, a análise de ordem busca também analisar a contribuição de cada item do equipamento para a vibração apresentada pelo motor.

A análise de ordem efetuada na bancada investigada permitiu encontrar a velocidade crítica de funcionamento, tanto para velocidades crescentes de rotação como decrescentes. Para o teste de “Run Up” foi identificada uma velocidade crítica em torno de 3250 rpm (54,16 Hz) e para o teste de “Run Down”, uma velocidade crítica em torno de 3150 rpm (52,50 Hz). Estes valores foram confirmados pelos resultados obtidos pela análise modal do eixo de rotação na sua condição estacionária, que indicaram a frequência de 53,14 Hz com um fator de amortecimento de 4,95%.

## REFERÊNCIAS

BRGLEZ, F.; BRYAN, D.; KOIMINSKI, K. Combinational Profiles of Sequential Benchmark Circuits. In: IEEE INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON CIRCUITS AND SYSTEMS, 3., 1989,Portland. **Anais...** Portland: Circuits and Systems,1989.p. 1929-1934.

HEWLETT-PACKARD. **Order analysis**, 1997. Disponível em: [http://www.keysight.com/upload/cmc\\_upload/All/6C06DATAACQ\\_ORDER.pdf?&cc=BR&lc=por](http://www.keysight.com/upload/cmc_upload/All/6C06DATAACQ_ORDER.pdf?&cc=BR&lc=por). Acesso em: 10 out. 2015.

KIROVSKI, D.; LEE, C.; HONG, I.; POTKONJAK, M. DSP quant: Design, Validation, and Applications of DSP Hard Real-time Benchmark. In: IEEE INTERNATIONAL CONFERENCE ON ACOUSTICS,SPEECH, AND SIGNAL PROCESSING, 1., 1997,Munich. **Anais...** Munich: Acoustics, Speech, and Signal Processing , 1997. p. 679 – 682.

MAIA, SILVA, et al., **Theoretical and experimental modal analysis**. Taunton: Research Studies Press, , 1997.

MENDONÇA, W. R. P. **Otimização dinâmica de rotores com eixos em compósitos**. 168 f. 2014. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2014.

PROAKIS, J. S.; MANOLAKIS, D. G. **Digital signal processing: principles, algorithms, and applications**, 3.ed. Englewood Cliffs; Prentice Hall, 1996.

SWANSON, E., POWELL, C.D., WEISSMAN, S., **A Pratical review of rotating machinery critical speeds and modes**, 2005. . Disponível em: <http://www.sandv.com/downloads/0505swan.pdf> . Acesso em: 20 nov. 2015.