



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”

CAMPUS DE GUARATINGUETÁ
FACULDADE DE ENGENHARIA DE GUARATINGUETA

THIAGO TAZINAZZO MAZER

**CÁLCULO EM ELEMENTOS FINITOS DAS FREQUÊNCIAS
NATURAIS DOS MODOS DE FLEXÃO DE UMA LINHA DE
EIXO DE UNIDADE GERADORA HIDRÁULICA EM ESCALA**

Guaratinguetá

2016

THIAGO TAZINAZZO MAZER

**CÁLCULO EM ELEMENTOS FINITOS DAS FREQUÊNCIAS
NATURAIS DOS MODOS DE FLEXÃO DE UMA LINHA DE
EIXO DE UNIDADE GERADORA HIDRÁULICA EM ESCALA**

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia
do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual
Paulista, para obtenção do título de Mestre, em
Engenharia Mecânica na área de Projetos

Orientador: Prof. Dr. Mauro Hugo Mathias

Guaratinguetá

2016

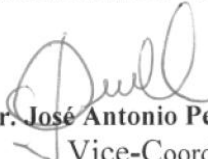
M476c	Mazer, Thiago Tazinazzo
	Cálculo em elementos finitos das frequências naturais dos modos de flexão de uma linha de eixo de unidade geradora hidráulica em escala/
	Thiago Tazinazzo Mazer– Guaratinguetá, 2015.
	95 f. : il.
	Bibliografia : f. 73-74
	Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2015.
	Orientador: Prof. Dr. Mauro Hugo Mathias
	1. Rotores – Dinâmica 2. Turbinas hidráulicas 3. Método dos elementos finitos I. Título
	CDU 621.67

THIAGO TAZINAZZO MAZER

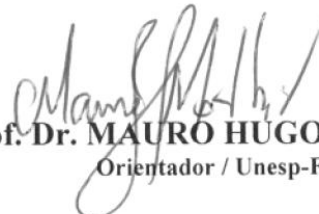
**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”**

**PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: PROJETOS**

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri
Vice-Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. MAURO HUGO MATHIAS
Orientador / Unesp-Feg


Prof. Dr. JOSÉ ELIAS TOMAZINI
Unesp-Feg


Prof. Dr. CARLOS D'ANDRADE SOUTO
DCTA/SJC

Fevereiro de 2016

DADOS CURRÍCULARES

THIAGO TAZINAZZO MAZER

NASCIMENTO	27.04.1983 – JUNQUEIRÓPOLIS / SP
FILIAÇÃO	José Clemente Mazer Marlene Tazinazzo Mazer
2001/2005	Curso de graduação Engenharia Mecânica – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

à minha esposa Felisa, ao meu filho Theodoro e aos meus pais José e Marlene.

AGRADECIMENTOS

Agradeço de uma maneira geral a todos que contribuíram para a elaboração deste trabalho.

De modo especial ao professor Mauro Hugo, por dedicar seu tempo em me orientar e transmitir o seu conhecimento, sempre contribuindo com o desenvolvimento do trabalho.

Ao Everton Medeiros, pelo grande auxílio na montagem da bancada.

Aos colegas da antiga Alstom Energias Renováveis, atual GE Renewable Energy, pelo incentivo, auxílio na fabricação dos componentes da bancada (Negreti e Batista) e na montagem especial utilizando nitrogênio (Belmiro e Bê). Em especial ao senhor Alencar que sempre mostrou o seu apoio, ajudando não só a mim, mas a todos os participantes do programa de pós-graduação da Alstom. E agradecer também a Alstom por ceder tempo e material necessários para a conclusão deste trabalho.

Agradeço também ao incentivo recebido dos colegas de trabalho.

Imensa gratidão à minha esposa Felisa e ao meu filho Theodoro, que compreenderam a dedicação do meu tempo a este trabalho.

MAZER, T.T. **Cálculo em Elementos Finitos das Frequências Naturais dos Modos de Flexão de uma Linha de Eixo de Unidade Geradora Hidráulica em Escala**. 2016. 94 f. Dissertação (Mestre em Ciências Mecânicas) – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2016.

RESUMO

A evolução das unidades geradoras hidráulicas é constante, sempre visando a redução de custos, mantendo ou melhorando os fatores de desempenho já alcançados. Em consequência disso têm-se em geral máquinas menores, com velocidade de rotação mais elevada e maiores solicitações mecânicas, além de estruturas com massa otimizada e consequentemente mais flexíveis. Nesse contexto, conhecer o comportamento dinâmico dos rotores das turbinas hidráulicas e ter a capacidade de simulá-los com precisão passa a ser fundamental. No presente estudo é desenvolvido um modelo em escala representativo de uma linha de eixo rotativo de turbina hidráulica de grande porte com o objetivo de avaliar o seu comportamento dinâmico, permitindo que os resultados teóricos possam ser comparados com resultados experimentais, este último não faz parte do escopo do presente trabalho. Em uma primeira etapa as dimensões do modelo em escala são determinadas por uma análise dimensional, que permite elaborar os desenhos tanto do rotor quanto de seus suportes. Os parâmetros de rigidez dos suportes são então determinados por meio de análise estrutural estática em elementos finitos (EF). Esses parâmetros são utilizados então na análise dinâmica do rotor, também em EF, permitindo obter o diagrama de Campbell (frequências naturais e seus respectivos modos em função da rotação do eixo) e a resposta harmônica ao desbalanceamento. Diferentes valores de amortecimento e desbalanceamento são assumidos nessa análise, e suas influências no comportamento dinâmico do rotor são avaliadas e discutidas. Também são avaliados os efeitos da estrutura base que suporta os mancais (fundação) na dinâmica da máquina rotativa como um todo. Por fim uma bancada experimental foi construída, sendo que a análise experimental fica como proposta para trabalhos futuros.

Palavras-chaves: Dinâmica de Rotores, Turbinas Hidráulicas, Elementos Finitos, Modelo em Escala.

MAZER, T.T. Scaled Model of Hydro Power Rotor - Finite Element Analysis of Bending Natural Frequencies and Mode Shapes. 2016. 94 p. Thesis (Master in Mechanical Science) -, Faculty of Engineering of Guaratinguetá, São Paulo State University, Guaratinguetá, 2016.

ABSTRACT

The evolution of hydro power units is constant, always aiming to reduce costs while maintaining or improving performance already achieved. Consequently the sizes of the components have been reduced, while rotational speed and mechanical stresses have been increased. Also, supporting structures have been optimized in weight, becoming more flexible. In this context, it is crucial to know the dynamic behavior of the rotors of hydro power units and to have the ability to simulate them accurately. In this study a representative model of a large hydro power rotor is developed in order to evaluate its dynamic behavior, allowing the comparison between theoretical results with experimental results, the latter is not part of scope of this work. In a first stage the scale model geometry is determined by a dimensional analysis, which allows elaborate the designs of the scaled rotor and its supports. The supports stiffness parameters are then determined by static structural finite element analysis (FEA). These parameters are used in rotor dynamic analysis, also in FEA, enabling the construction of Campbell diagram (natural frequencies and their respective modes shaft rotation function) and the harmonic response to unbalance. Different values of damping and unbalance are assumed in these analyses, and their influence on the rotor dynamic behavior are evaluated and discussed. The effects of the base structure supporting the bearings (also known as foundation) on the dynamics of the rotating machine as a whole are also evaluated. Finally an experimental bench was built, however the experimental analysis is proposed for future work.

Keywords: Rotordynamics, Hydro Power, Finite Element, Scale Model

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Tipos de turbinas hidráulicas em função da velocidade específica.....	18
Figura 2 - Turbina Francis.....	19
Figura 3 - Turbina Kaplan.....	20
Figura 4 - Turbina Bulbo.....	20
Figura 5 – Rotor flexível em suportes rígidos (Rotor Jeffcot)	24
Figura 6 – Análise de sensibilidade das equações (4) e (5), (a) $I_p/I_d = 2.0$ e (b) $I_p/I_d = 1.1$...	26
Figura 7 – Diagrama de Campbell.....	28
Figura 8 – Diagrama de Bodé.....	30
Figura 9 – Rotor flexível e mancais rígidos	32
Figura 10 – Rotor rígido e suportes flexíveis	33
Figura 11 – Rotor e mancais flexíveis	33
Figura 12 – Comparativo entre (a) rotor de referência, (b) rotor em escala.....	40
Figura 13 - Modelo da bancada com rotor	41
Figura 14 – Condições de contorno do modelo para obter rigidez nos mancais.....	43
Figura 15 – Modelo para análise dinâmica do rotor em elementos finitos.....	45
Figura 16 – Definição do elemento de viga.....	46
Figura 17 – Definição do elemento tipo mancal.....	46
Figura 18 – Deslocamento em X do mancal LA	49
Figura 19 – Diagrama de Campbell.....	50
Figura 20 – Diagrama de Bodé para disco LNA, 0,30 kg.m em ambos os discos	53
Figura 21 – Diagrama de Bodé para disco LA considerando 0,30 kg.m em ambos os discos.....	54
Figura 22 – Forma para resposta harmônica ao desbalanceamento a 26,0 Hz.....	55
Figura 23 – Órbita para 26.0Hz	56
Figura 24 – Diagrama de Bodé para disco LNA, amplitude de deslocamento em X, considerando desbalanceamento da Tabela 8.....	58
Figura 25 – Diagrama de Bodé para disco LNA, amplitude de deslocamento em Y, considerando desbalanceamento da Tabela 8.....	59
Figura 26 – Diagrama de Bodé para disco LA, amplitude de deslocamento em X, considerando desbalanceamento da Tabela 8.....	60
Figura 27 – Diagrama de Bodé para disco LA, amplitude de deslocamento em Y, considerando desbalanceamento da Tabela 8.....	61
Figura 28 – Amplitude de reação nos mancais, considerando desbalanceamento da Tabela 8	62

Figura 29 – Esquema para análise de forças estáticas nos mancais	63
Figura 30 - Foto da bancada do rotor	69
Figura 31 - Modelo da máquina rotativa incluindo os suportes dos sensores de proximidade	76
Figura 32 – Deslocamento total para uma força de 1000 N em X no mancal LA	77
Figura 33 – Primeiro modo de vibrar, viga com 16 elementos Timoshenko	80
Figura 34–Segundo modo de vibrar, viga com 16 elementos Timoshenko	80
Figura 35 – Rotor modelado (a) com elemetos sólidos, (b) com elementos de viga.....	81
Figura 36 – Dois primeiros modos de vibrar para o modelo sólido	82
Figura 37 – Influência do tamanho do elemento nas frequências naturais.....	82
Figura 38 – Esquema para cálculo da força lateral de tombamento	86
Figura 39 – Tensão equivalente na estrutura para caso de carga 2.....	87
Figura 40 – Força trativa máxima esperada nos parafusos do pedestal.....	88

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Correlação dimensional entre projeto de referência e modelo em escala.....	39
Tabela 2 – Cargas consideradas para avaliar as rigidezes dos mancais	43
Tabela 3 – Rigidez nos mancais	49
Tabela 4 – Rigidez nos mancais com os suportes dos sensores de proximidade	49
Tabela 5 – Diferença na rigidez nos mancais com e sem os suportes	50
Tabela 6 – Frequências naturais do rotor.....	51
Tabela 7 – Modos de vibrar do rotor	51
Tabela 8– Desbalanceamento reduzido proposto para cada disco do rotor.....	57
Tabela 9 – Correlação entre amortecimento e cores nos diagramas de Bodé	57
Tabela 10 – Reações máximas esperadas para os mancais	63
Tabela 11 – Características dos mancais de deslizamento	64
Tabela 12 – Dados do mancal mais solicitado comparado com critérios de projeto.....	64
Tabela 13 – Frequências naturais para o conjunto da máquina rotativa.....	65
Tabela 14 – Modos de vibrar do conjunto máquina rotativa, velocidade de rotação nula.	66
Tabela 15 – Propriedades físicas dos discos do rotor	68
Tabela 16 - Comparativo de frequências naturais em função do número de elementos	79
Tabela 17 – Comparativo do resultado de frequências naturais entre modelo com elementos sólidos e elementos de viga	81
Tabela 18 – Carregamentos considerados na análise estrutural	87

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	15
1.1. MOTIVAÇÃO.....	15
1.2. OBJETIVOS.....	16
1.3. ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	16
2. REVISÃO DE LITERATURA	18
2.1. NOÇÕES FUNDAMENTAIS DE TURBINAS HIDRÁULICAS	18
2.2. ANÁLISE DE DINÂMICA DE ROTORES.....	23
3. METODOLOGIA	37
3.1. ANÁLISE DIMENSIONAL	37
3.2. ANÁLISE DE RIGIDEZ DOS SUPORTES.....	40
3.3. ANÁLISE DINÂMICA	44
4. RESULTADOS.....	49
4.1. RIGIDEZ DOS SUPORTES	49
4.2. DIAGRAMA DE CAMPBELL E MODOS DE VIBRAR	50
4.3. DIAGRAMA DE BODÉ.....	52
4.4. INFLUÊNCIA DO DESBALANCEAMENTO E AMORTECIMENTO	57
4.5. INFLUÊNCIA DA BASE	65
5. MODELO DA BANCADA.....	68
6. CONCLUSÃO	70
7. PROPOSTA PARA TRABALHOS FUTUROS.....	72
REFERÊNCIAS.....	73
APÊNDICE 1 – AVALIAÇÃO DA RIGIDEZ DOS MANCAIS LEVANDO EM CONTA OS SUPORTES DOS SENSORES DE PROXIMIDADE DOS DISCOS.....	76
APÊNDICE 2 – ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DA MALHA NO MODELO DE ROTORES	78
APÊNDICE 3 – ROTINA PARA BALANCEAMENTO EM 2 PLANOS.....	84
APÊNDICE 4 – ANÁLISE DE TOMBAMENTO.....	86
APÊNDICE 5 – ANÁLISE ESTRUTURAL DOS SUPORTES.....	87
APÊNDICE 6 – ROTINA EM APDL PARA DIAGRAMA DE CAMPBELL.....	89
APÊNDICE 7 – ROTINA EM APDL PARA RESPOSTA HARMÔNICA AO DESBALANCEAMENTO	90

APÊNDICE 8 – DESENHOS FABRICAÇÃO DO ROTOR E SEUS SUPORTES 95

1. INTRODUÇÃO

Máquinas rotativas, também conhecidas como rotores, apresentam as mais variadas aplicações, tais como em turbinas aeronáuticas, turbinas a vapor, turbinas hidráulicas, dentre outras. Máquinas rotativas apresentam potencial de gerar elevado nível de energia e normalmente são submetidas a grandes forças de deformação que podem ocorrer em regime de operação permanente ou em regime transiente quando da partida ou parada de emergência das mesmas. A avaliação do comportamento dinâmico de rotores é de importância fundamental no projeto e comissionamento de máquinas. A análise dinâmica envolve modelos analíticos, avaliação experimental e ou combinação de ambos. Os modelos matemáticos são ferramentas importantes para o estudo do comportamento dinâmico de rotores, principalmente em situações onde há grandes dificuldades de se praticar uma análise experimental apurada. O desenvolvimento de modelos matemáticos para rotores pode ser feito utilizando diferentes métodos, como por exemplo, o método por múltiplos corpos, matrizes de transferência e elementos finitos (CALDIRON, 2004; SAGAR R DHARMADHIKARI, 2013).

1.1. MOTIVAÇÃO

O estudo e a definição de parâmetros de dinâmica de rotores, como as velocidades críticas, sua resposta às forças de desbalanceamento e a influência do amortecimento do mancal são itens vitais no projeto de máquinas rotativas. A avaliação do comportamento dinâmico inclui: (i) identificar as velocidades críticas de máquinas relacionadas às frequências de ressonâncias, (ii) identificar como as frequências naturais das máquinas mudam com a variação da velocidade de rotação dos rotores, (iii) avaliar os modos de vibrar das máquinas nas frequências de ressonância e (iv) avaliar o efeito da condição de operação nos mancais das máquinas (SUDHAKAR; SEKHAR, 2011). No comissionamento e operação de turbinas hidráulicas a avaliação das frequências naturais da linha de eixo de uma unidade geradora não é um procedimento trivial. Na indústria de componentes eletromecânicos é usual o desenvolvimento de modelos em elementos finitos na etapa de projeto básico, seguido da validação destes através de procedimentos experimentais. Uma vez validado o modelo de elementos finitos, normalmente este passa a ser a ferramenta da consolidação do projeto do produto. A validação experimental de máquinas de grande porte apresenta custos elevados,

pois requer plataformas de testes dedicadas ou ensaios em campo, ambos de elevado custo (SWANSON; POWELL; WEISSMAN, 2005). O uso de ensaios através de modelo em escala ou simuladores é fundamental para o planejamento do desenvolvimento experimental e validação dinâmica dos sistemas. O modelo em escala de rotores de turbinas é prática usual no desenvolvimento hidráulico. O “modelo reduzido”, como é chamado, é utilizado para a validação hidráulica, de maneira a garantir o desempenho em termos de: rendimento, pulsação de pressão, cavitação e torques hidráulicos.

Nesta pesquisa é proposto o uso de modelo físico em escala de um eixo rotativo de turbina hidráulica do tipo Kaplan para a avaliação de suas frequências naturais. Foi utilizado modelo em elementos finitos para análise dinâmica do rotor em estudo e para o projeto de uma bancada de ensaios. O projeto desenvolvido é do escopo da área de Dinâmica de Rotores voltado ao cálculo das velocidades críticas de turbo máquinas (FRISWELL *et al.*, 2010; VANCE, J.; ZEIDAN; MURPHY, 2010) sob a influência das características dos mancais de apoio (CALDIRON, 2004; DE SANTIAGO; SAN ANDRÉS, 2007) e da geometria da linha de eixo de turbinas hidráulicas. O modelo foi concebido através de cálculos estruturais e dinâmicos da linha de eixo, mancais e base (BAVASTRI *et al.*, 2008).

1.2. OBJETIVOS

O principal objetivo da pesquisa é desenvolver um modelo em escala representativo de um eixo rotativo de uma unidade geradora hidráulica movida por turbina hidráulica do tipo Kaplan. A análise estrutural e análise do comportamento dinâmico do modelo desenvolvido foram realizadas utilizando o método dos elementos finitos.

Objetiva-se também avaliar a influência das estruturas que suportam os mancais na dinâmica da máquina rotativa como um todo.

1.3. ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

A dissertação é composta da revisão da literatura no campo de turbinas hidráulicas, na qual os conceitos fundamentais dessas máquinas são explorados, e no campo da dinâmica de

rotores abrangendo: equações do movimento e conceitos de dinâmica de rotores, caracterização modal e modelagem de rotores através de elementos finitos.

No capítulo 3, metodologia, compreende as diversas etapas do trabalho: (i) análise dimensional e desenho do modelo em escala, (ii) análise estática em elementos finitos para obter os parâmetros de rigidez da estrutura que suporta o rotor, (iii) análise dinâmica do rotor em elementos finitos para obtenção do diagrama de Campbell e resposta harmônica ao desbalanceamento dos discos, prevendo as amplitudes de deslocamento e reações nos mancais, (iv) análise modal do conjunto máquina rotativa para avaliar a influência da estrutura que suporta o rotor no comportamento dinâmico do conjunto, (v) modelo físico voltado para ensaios experimentais para validação futura dos resultados teóricos obtidos através de cálculos em elementos finitos.

No capítulo 4 é apresentada a discussão dos resultados obtidos.

A bancada é apresentada no capítulo 5.

As conclusões gerais do trabalho estão expostas no capítulo 6.

As propostas de melhorias e evolução do modelo em elementos finitos são apresentadas no capítulo 7.

No final desse trabalho estão incluídos apêndices com material de apoio aplicado no desenvolvimento do trabalho.

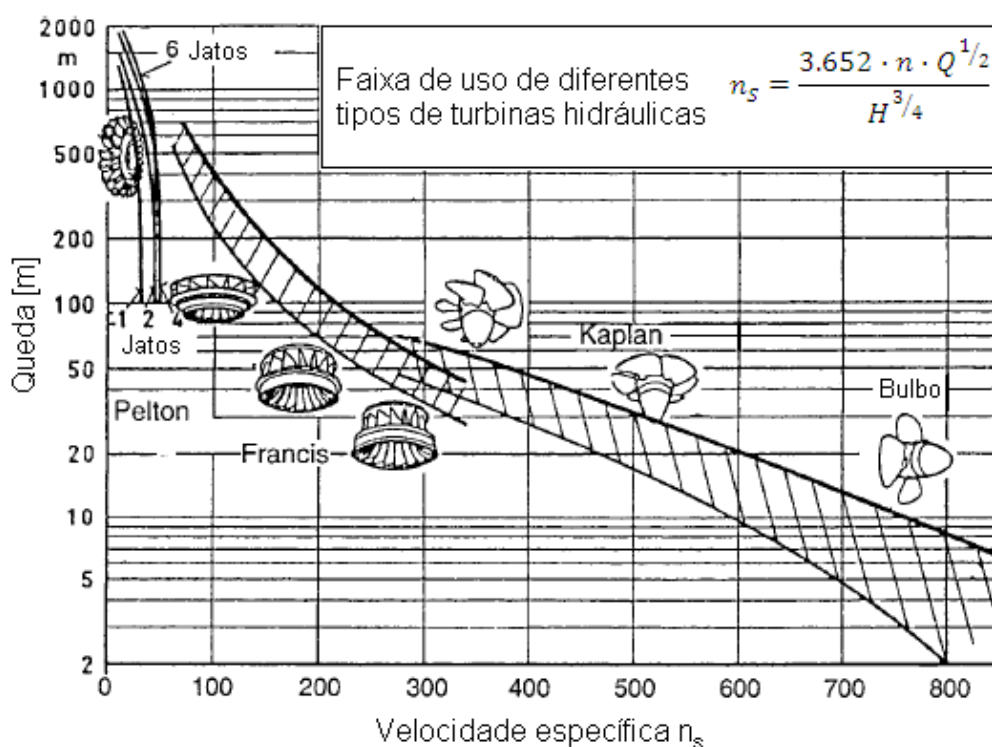
2. REVISÃO DE LITERATURA

2.1. NOÇÕES FUNDAMENTAIS DE TURBINAS HIDRÁULICAS

As diferentes concepções de turbinas hidráulicas resultam do aproveitamento hidráulico que se pretende explorar. Estudos hidrológicos e energéticos do aproveitamento possibilitam definir os seguintes parâmetros: vazão, altura de queda, volume do reservatório, tipo e dimensões da barragem e da casa de força, e a quantidade de unidades geradoras. Esses parâmetros são importantes na definição do tipo de turbina hidráulica a ser aplicada no aproveitamento, sendo a queda o parâmetro mais importante na escolha do tipo de máquina.

O parâmetro que define a hidráulica de uma turbina é a sua velocidade específica (DRTINA; SALLABERGER, 1999). Na Figura 1 são mostrados os principais tipos de turbina (Pelton, Francis, Kaplan e Bulbo) em função da queda (H) e da velocidade específica (n_s). Velocidade específica é um parâmetro calculado em função da rotação nominal da turbina (n), da vazão (Q) e da queda (H).

Figura 1 – Tipos de turbinas hidráulicas em função da velocidade específica.



Adaptado de (DRTINA; SALLABERGER, 1999)

As turbinas Pelton são classificadas como turbinas de ação, pois toda energia potencial da água dada pela queda é transformada em energia cinética nos jatos, que atingem as conchas da roda, o que gera torque no eixo. Já as turbinas Francis, Kaplan e Bulbo são turbinas de reação, ou seja, o torque mecânico é gerado pela diferença de pressão e dos vetores de velocidades entre a entrada e saída das pás desses rotores.

O torque é transmitido pelo eixo ao gerador, que transforma a energia mecânica em elétrica. Em uma central hidroelétrica, o conjunto turbina hidráulica e gerador usualmente é denominado unidade geradora hidráulica.

Nas Figura 2, Figura 3 e Figura 4 pode-se observar que diferentes tipos de turbinas hidráulicas conduzem a diferentes arranjos mecânicos das unidades geradoras, o que traz conseqüências para o dimensionamento mecânico dos componentes rotativos dessas unidades. Ao conjunto dos componentes rotativos dá-se o nome de rotor, porém essa denominação pode ser confundida com outros componentes, como o rotor do gerador ou rotor da turbina. Portanto nesse trabalho será utilizado o termo linha de eixo.

Figura 2 - Turbina Francis

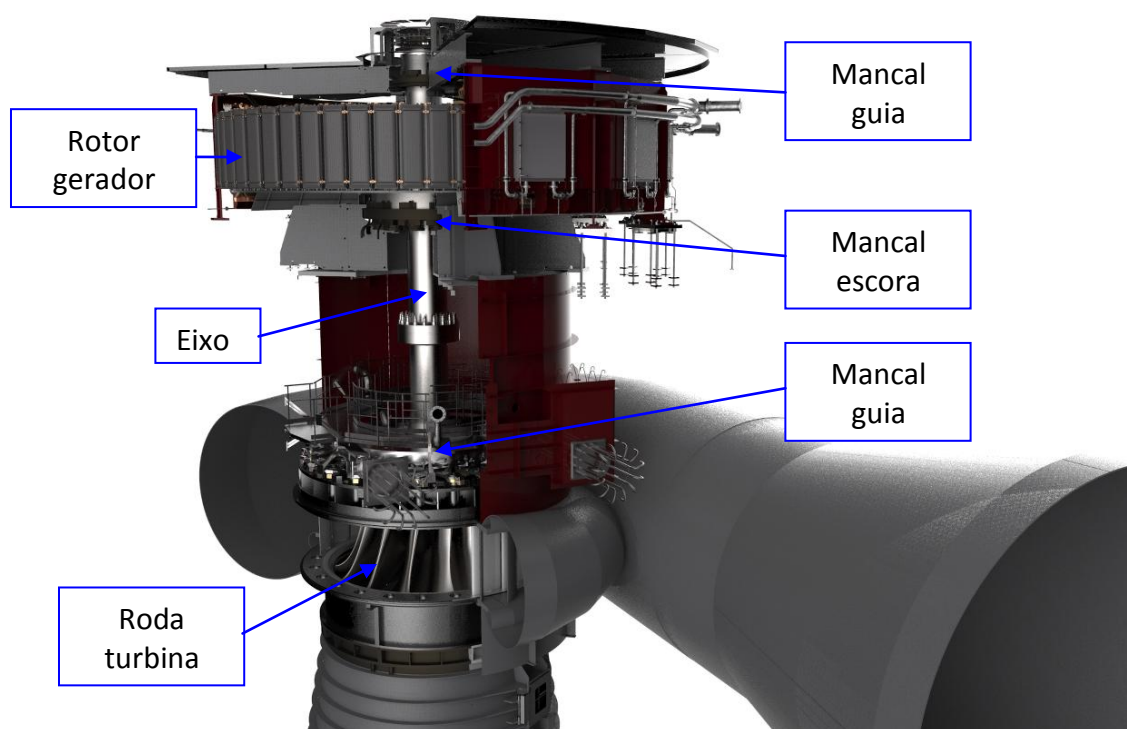


Imagem cedida pela ALSTOM

Figura 3 - Turbina Kaplan

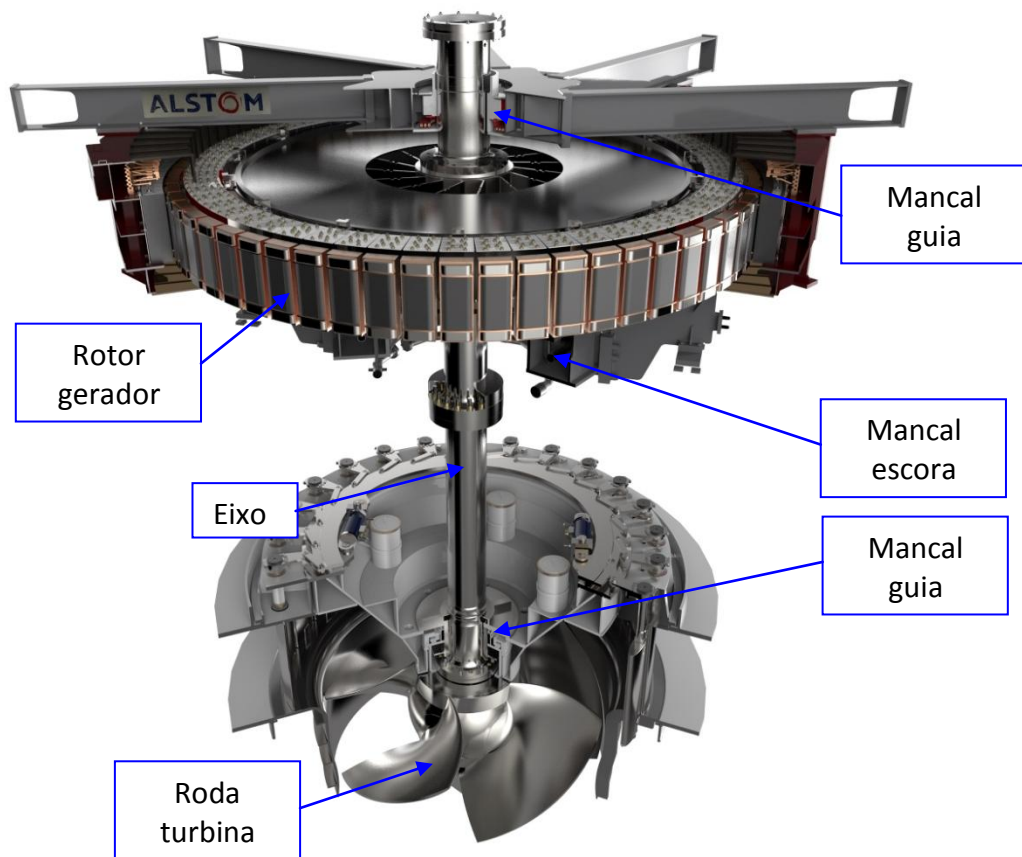


Imagem cedida pela ALSTOM

Figura 4 - Turbina Bulbo

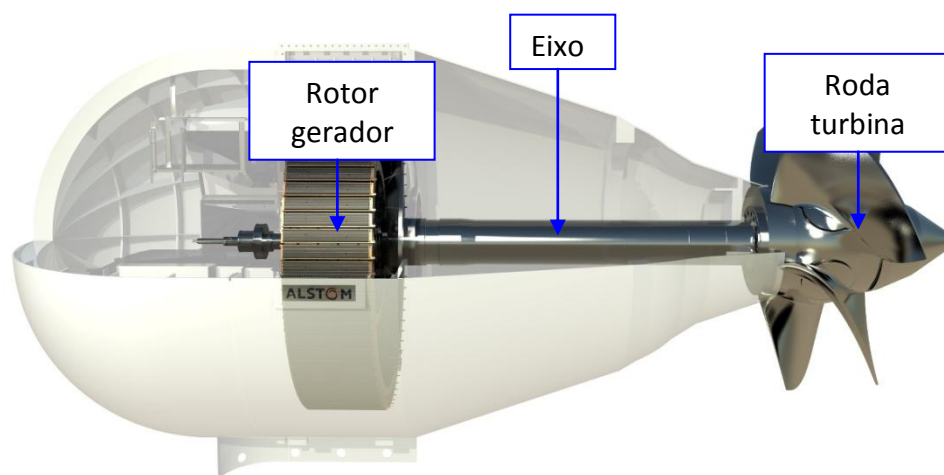


Imagem cedida pela ALSTOM

A linha de eixo de uma unidade geradora hidráulica é composta basicamente dos seguintes componentes: rotor do gerador, roda da turbina e um eixo que une e transmite o torque entre esses dois componentes. Esse conjunto rotativo é guiado por pelo menos dois mancais guias e suportado por um mancal de escora. Em geral, os mancais são hidrodinâmicos e lubrificados por óleo. Mancais lubrificados à água (hidrostáticos ou hidrodinâmicos) são uma opção para investidores que não querem correr o risco de vazamentos de óleo para o leito do rio.

Uma configuração típica encontrada em turbinas hidráulicas de grandes dimensões consiste em linha de eixo apoiada em dois mancais de guia, sendo que a roda da turbina fica em balanço em uma extremidade, e o rotor do gerador entre apoios. Essa configuração é encontrada em unidades geradoras como: Belo Monte (turbina Francis, 610MW), Teles Pires (Francis, 360MW), Santo Antonio do Jari (turbina Kaplan, 125 MW) e Baixo Iguaçu (Kaplan, 120MW). Esse tipo de configuração foi escolhido para ser estudada neste trabalho, com foco em especial às unidades do tipo Kaplan, pois o potencial hidráulico brasileiro se concentra no norte do país, principalmente na bacia do rio Amazonas (INTERNATIONAL HYDROPOWER ASSOCIATION, 2015). A região norte possui pequenos desníveis no relevo e conta com rios de grande vazão, o que acarretará no uso de máquinas Kaplan de grande porte, de forma a minimizar o custo de implantação.

Após transcorrer brevemente sobre os diferentes tipos de turbinas hidráulicas, cabe agora descrever sobre as condições operacionais das suas partes rotativas.

Em operação normal, a unidade geradora é sincronizada a rede de distribuição, sendo que o torque gerado pela turbina é equilibrado pelo torque contra eletro motriz no gerador. Nesta condição, o sistema tende a girar na velocidade síncrona que é dada pelo número de pólos do gerador e pela frequência da rede. Também nesta condição o campo magnético do gerador atua produzindo uma força de atração entre rotor e estator, que é chamada de atração magnética. Na situação ideal em que a parte girante esteja perfeitamente centrada com relação à parte estática, as forças produzidas ao longo do perímetro se equilibram, e a força resultante é nula. Entretanto, na prática ocorre que a parte girante é levemente descentrada com relação ao estator, desse modo a força de atração ao longo do perímetro não está equilibrada, gerando uma resultante na mesma direção da excentricidade. Ou seja, pode-se relacionar a atração magnética com uma mola com rigidez negativa (BENKÖ; HOLMEN, 1967).

Em condições excepcionais, o gerador pode ser desconectado da rede, o torque gerado pela turbina passa então a acelerar o sistema rotativo e uma sobre velocidade temporária é atingida, segundos antes que o distribuidor, órgão responsável por regular a vazão, se feche

por completo. Caso o distribuidor falhe por algum motivo, em geral outro dispositivo de segurança é acionado, como uma válvula ou comporta de emergência. O sistema de proteção de uma unidade geradora é composto de redundância, sendo que o primeiro acionamento do dispositivo de segurança em geral é eletrônico e o segundo acionamento é mecânico. A esta condição de sobrevelocidade temporária é denominada rejeição de carga.

Em condições extremas, o gerador pode ser desconectado da rede e por diversas falhas do sistema de proteção tanto o distribuidor quanto o dispositivo de segurança permanecem abertos. Nesta situação o sistema rotativo irá acelerar e atingir a sua máxima velocidade no momento em que o torque gerado na turbina se aproxima de zero. A esta máxima velocidade de rotação é dado o nome de velocidade de disparo. A máxima velocidade de disparo é atingida se a máquina estiver sob condições particulares como a máxima queda, abertura total do distribuidor, e para as máquinas Kaplan, uma posição particular das pás da roda. O tempo necessário para levar o sistema rotativo a esta condição é em geral, superior ao tempo necessário para que não haja mais excitação no gerador, portanto a atração magnética não está presente nesta condição. O presente estudo se baseia nesta condição de disparo, que em geral é mais crítica para o dimensionamento das máquinas Kaplan de grande porte.

Historicamente, os sistemas rotativos de unidades geradoras hidráulicas são projetados de maneira que a primeira velocidade crítica seja superior a máxima velocidade de disparo. Portanto diferentemente de um turbo gerador de uma turbina a vapor ou turbina a gás, uma turbina hidráulica nunca passará por uma velocidade crítica. Associado a este fato, um rotor hidráulico tem massa de centenas a milhares de toneladas, o que eleva os custos de se construir um excitador especial que permita comprovar experimentalmente as velocidades críticas determinadas na fase de projeto.

De acordo com KRIVCHENCO (2000), os esforços para aperfeiçoar o estado da arte de turbinas hidráulicas são focados principalmente em:

- Melhora na geração energética, com aumento flexibilizando as características operacionais;
- Aumento da confiabilidade e durabilidade;
- Redução de massas e custos.

A confiabilidade no projeto da unidade geradora é maior a medida que se disponha de ferramentas de cálculo precisas e que tenham sua eficácia comprovada. Tendo confiança nos resultados de cálculo é possível atuar na fase de projeto em eventuais reduções de custos.

O aumento da flexibilidade operacional das unidades geradoras hidráulicas acarreta em operação em novas faixas em que a estabilidade é menor. Nestas faixas, esforços radiais

atuantes sobre a roda da turbina são elevados, em comparação com a faixa ideal de operação. Portanto, ter uma ferramenta de cálculo confiável, também poderá contribuir com a avaliação dinâmica dos rotores operando sob condições não ideais.

Além de uma ferramenta de cálculo confiável, também são necessários dados de entrada precisos, tais como:

- Parâmetros de rigidez das fundações, que inclui: concreto, estrutura metálica que suporta o mancal, estrutura do mancal e filme de óleo.
- Parâmetros de atração magnética entre rotor e estator do gerador.
- Parâmetros de massa e inércia do rotor do gerador e turbina.
- Dimensões e material do eixo.
- Efeitos decorrentes de massa adicional de água, quando relevantes.
- Esforços hidráulicos atuando sobre a roda da turbina.

Os parâmetros de rigidez das fundações e efeitos de massa adicional de água podem ser obtidos por meio de simulações computacionais através do método de elementos finitos.

Os parâmetros de atração magnética do gerador são obtidos em função dos dados elétricos da máquina.

Os parâmetros de massa e inércia e dimensões do eixo são consequência da geometria e dos materiais empregados.

Os esforços hidráulicos podem ser obtidos através de ensaio de modelo reduzido ou através de equações empíricas formuladas a partir do conhecimento e da experiência dos fabricantes.

2.2. ANÁLISE DE DINÂMICA DE ROTORES

Antes de avançar nos estudos do modelo em escala, é necessário rever alguns conceitos e definições de dinâmica de rotores. A análise dinâmica desenvolvida foi formulada a partir do equacionamento apresentado em FRISWELL *et al.* (2010).

2.2.1. Equações do movimento

Nesta seção um rotor flexível constituído de um disco entre apoios é utilizado para demonstrar de forma sucinta as equações do movimento e conceitos relacionados à massa, rigidez, inércia e efeito giroscópico, que são relevantes à análise do comportamento dinâmico

de rotores. O rotor utilizado é denominado de rotor Jeffcott ou De Laval, em honra a Henry Jeffcott e Carl De Laval, que conduziram os primeiros estudos em dinâmica de rotores flexíveis (FRISWELL *et al.*, 2010; SWANSON; POWELL; WEISSMAN, 2005; VANCE, J.; ZEIDAN; MURPHY, 2010). O rotor é ilustrado na Figura 5.

Figura 5 – Rotor flexível em suportes rígidos (Rotor Jeffcot)

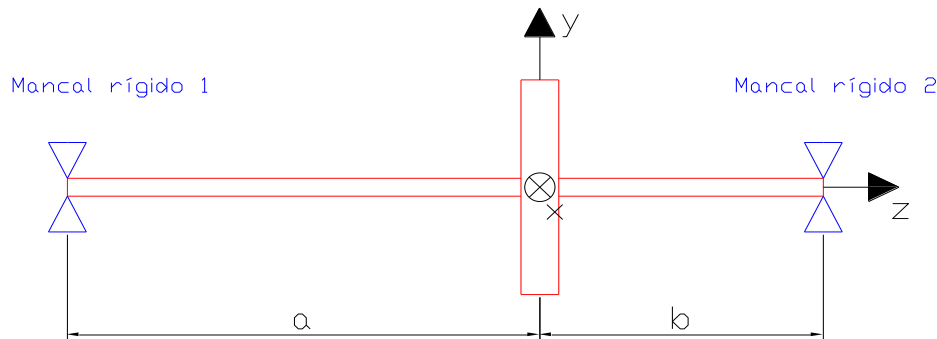


Imagem elaborada pelo autor

É considerado que o disco tem 4 graus de liberdade: deslocamento em X e Y e rotações em torno dos eixos X e Y. Assumindo que as deformações são pequenas, a relação entre força e deslocamento e rotações pode ser admitida linear. Para um ponto específico do eixo:

$$\begin{aligned}
 f_x &= k_{uu}u + k_{u\psi}\psi \\
 f_y &= k_{vv}v + k_{v\theta}\theta \\
 M_x &= k_{\theta\theta}\theta + k_{\theta v}v \\
 M_y &= k_{\psi\psi}\psi + k_{\psi u}u
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

Na equação:

f_x e f_y são forças aplicadas ao eixo na direção x e y, respectivamente.

M_x e M_y são momentos aplicados ao eixo na direção x e y, respectivamente.

u e v são deslocamentos do ponto na direção x e y, respectivamente.

θ e ψ são rotações no ponto em torno de x e y, respectivamente.

Os coeficientes k são coeficientes de rigidez para o ponto particular do eixo. Por exemplo, k_{uu} corresponde à força na direção x necessária para produzir um deslocamento unitário em x quando nenhum outro deslocamento ou rotação ocorre. De forma análoga, $k_{u\psi}$ é a força necessária na direção x para produzir uma rotação unitária em torno de y.

Considerando o ponto de análise como o centro do disco, aplicando a segunda lei de Newton para um eixo circular (coeficientes de rigidez são idênticos entre as direções x e y) combinada à equação (1) obtém-se, após algumas manipulações:

$$\begin{aligned}
 m\ddot{u} + k_T u + k_C \psi &= 0 \\
 m\ddot{v} + k_T v + k_C \theta &= 0 \\
 I_d \ddot{\theta} + I_p \Omega \dot{\psi} + k_R \theta + k_C v &= 0 \\
 I_d \ddot{\psi} - I_p \Omega \dot{\theta} + k_R \psi + k_C u &= 0
 \end{aligned} \tag{2}$$

Na qual:

m é a massa do disco.

I_d e I_p são os momentos de inércia diametral e polar, respectivamente.

Ω é a velocidade de rotação do eixo.

k_T é a rigidez de movimento translacional

k_C é a rigidez cruzada

k_R é a rigidez do movimento de rotação

A equação (2) também é válida para o rotor ilustrado na Figura 5, com suportes flexíveis e isotrópicos.

A partir das soluções não triviais da equação (2), as frequências naturais de flexão do sistema são obtidas (autovalores). Para exemplificar de maneira simplificada os efeitos de massa, inércia, rigidez e velocidade de rotação, considera-se que o disco está no centro da distância entre mancais, e que os mancais são isotrópicos e tem a mesma rigidez. Dessa forma, o parâmetro de rigidez cruzada k_C é nulo, e a equação (2) pode ser rearranjada em dois pares, um par para o movimento transversal e outro par para o deslocamento angular. Para dedução em detalhes, consultar (FRISWELL *et al.*, 2010).

As frequências naturais para o primeiro par de equações são relacionadas ao movimento de translação do disco no plano transversal ao eixo.

$$\omega_1 = \omega_2 = \sqrt{\frac{k_T}{m}} \tag{3}$$

Neste caso específico, as frequências naturais são idênticas e dependem somente da massa do disco e da rigidez translacional, dada pela inércia do eixo e pela rigidez dos mancais. Elas não sofrem influência da velocidade de rotação, pois nestas condições o disco não apresenta rotação em torno dos eixos ortogonais ao eixo de giro, ou seja, não há alteração na direção do vetor de momento, e o efeito giroscópico é nulo.

As frequências naturais para o segundo par de equações são relacionadas ao movimento de rotação do disco, e dependem da velocidade de rotação do eixo como fica explícito nas equações (4) e (5).

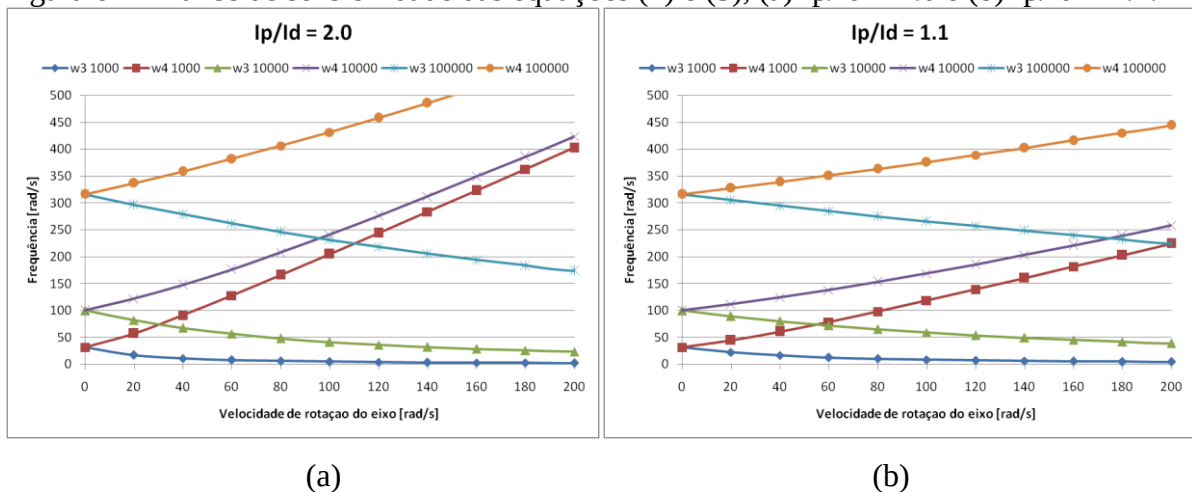
$$\omega_3 = -\frac{I_p \Omega}{2I_d} + \sqrt{\left(\frac{I_p \Omega}{2I_d}\right)^2 + \frac{k_R}{I_d}} \quad (4)$$

$$\omega_4 = \frac{I_p \Omega}{2I_d} + \sqrt{\left(\frac{I_p \Omega}{2I_d}\right)^2 + \frac{k_R}{I_d}} \quad (5)$$

Para rotação nula, as equações (4) e (5) se resumem a raiz quadrada da razão da rigidez do movimento de rotação pela inércia diametral, e ω_3 se iguala a ω_4 .

Notar que o primeiro termo a direita é negativo para ω_3 e positivo para ω_4 . Isso significa que com o aumento da velocidade de rotação do eixo a frequência ω_3 irá diminuir, enquanto que ω_4 irá aumentar. A frequência ω_3 está associada a precessão inversa, enquanto que a frequência ω_4 está associada a precessão direta. A influência da velocidade de rotação do eixo sobre as frequências é também função da razão entre momento de inércia polar pelo momento de inércia diametral (I_p/I_d). Na Figura 6 é apresentada a variação de ω_3 e ω_4 , considerando k_R/I_d igual a: 10^3 , 10^4 e 10^5 (1/rad.s²).

Figura 6 – Análise de sensibilidade das equações (4) e (5), (a) $I_p/I_d = 2.0$ e (b) $I_p/I_d = 1.1$.



Imagens elaboradas pelo autor

Na Figura 6 (a) nota-se que as frequências naturais são maiores para sistemas mais rígidos, ou seja, maior k_R/I_d . Comparando a Figura 6 (a) com a Figura 6 (b) percebe-se que a redução da razão de momento de inércia polar por momento de inércia diametral reduz a contribuição do efeito giroscópico, uma vez que as linhas de ω_3 e ω_4 se aproximam para $I_p/I_d = 1.1$, comparado com $I_p/I_d = 2.0$.

Esse padrão de comportamento pode ser observado com o auxílio do diagrama de Campbell. Dependendo da velocidade de rotação $\dot{\theta}$ de um determinado ponto do eixo e da razão entre momentos polar e diametral, a influência do efeito giroscópico na variação das frequências naturais pode ser expressiva, tênue ou até mesmo nula (SWANSON; POWELL; WEISSMAN, 2005). Através do diagrama de Campbell pode-se também: (i) traçar diversas curvas que representam a frequência de excitação com relação à velocidade do eixo, em geral representadas pelo múltiplo da velocidade de rotação do eixo (1X, 2X...); (ii) identificar as frequências de ressonância nos pontos em que as curvas de excitação interceptam as curvas de frequência natural; (iii) identificar a influência da eventual diferença de rigidez entre direções ortogonais (anisotropia) nos mancais ao identificar valores distintos de frequência natural para velocidade de rotação nula.

A Figura 7 apresenta um diagrama de Campbell convencional gerado no programa ANSYS, a partir de uma série de análises modais com velocidades de rotação do eixo crescente. A frequência de excitação correspondente ao desbalanceamento está indicada pela linha inclinada azul claro ($F=1x$ spin), as demais frequências naturais são indicadas em cores distintas.

Figura 7 – Diagrama de Campbell

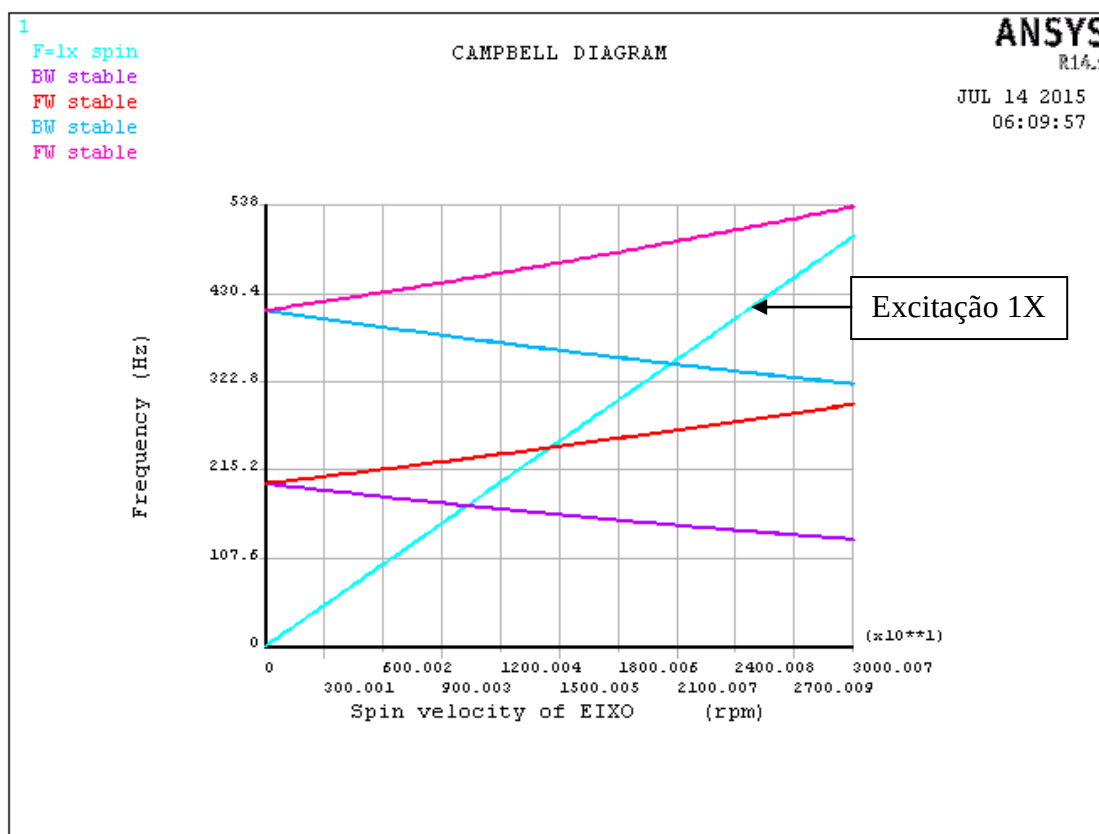


Imagem elaborada pelo autor utilizando o programa ANSYS

Como visto na Figura 7, a precessão do eixo pode ser direta (forwardwhirl - FW) ou inversa (backwardwhirl – BW). Na precessão direta um ponto na superfície do rotor gira no mesmo sentido de rotação, ou seja, o movimento oscilatório acompanha a rotação do eixo (SWANSON; POWELL; WEISSMAN, 2005). Já na precessão inversa ocorre o oposto, um ponto na superfície do rotor gira no sentido oposto ao de rotação.

Conforme exposto por LEE *et al.*(1999), o diagrama de Campbell convencional possui limitações com relação à identificação de velocidades críticas em precessão inversa. O estudo por ele conduzido utiliza uma combinação de análises modal real e modal complexa, desprezando o amortecimento e desacoplando os modos translacionais dos rotacionais. A partir destas análises chega-se a conclusão que: (i) fica comprovado que nem sempre se tem uma velocidade crítica quando as curvas correspondentes a frequência de excitação interceptam as curvas de frequência natural em precessão inversa, (ii) não há velocidade crítica em precessão inversa quando o sistema rotativo é isotrópico, (iii) a anisotropia do sistema rotativo desempenha papel fundamental para que a velocidade crítica em precessão inversa se manifeste.

Os conceitos de frequência natural e velocidade crítica são muitas vezes confundidos. RAO, 1995 define frequência natural como: a frequência que um sistema oscila sem forças externas, quando deixado a vibrar por si só, após um distúrbio inicial. Um sistema dinâmico de n graus de liberdade terá n frequências naturais. Para o rotor Jeffcot ilustrado na Figura 5, o sistema possui 4 graus de liberdade: dois em translação e dois em rotação. Nas equações (3), (4) e (5) é demonstrado que o sistema possui também 4 frequências naturais. É importante ressaltar que na realidade o eixo é um sistema contínuo e como tal apresenta infinitos graus de liberdade, e consequentemente infinitos modos de vibrar. Porém, como a massa e inércia concentrada no disco são muito maiores que a massa e inércia do eixo, os 4 modos de vibrar do disco estarão associados às primeiras 4 frequências naturais.

A norma API 648 (1996, apud SWANSON; POWELL; WEISSMAN, 2005, p.14) define velocidade crítica como: uma velocidade rotacional do eixo que corresponde ao pico de amplitude (fator de amplificação > 2.5) de uma frequência de ressonância de um sistema rotativo não criticamente amortecido. A localização da frequência da velocidade crítica é definida como a frequência do pico de resposta a vibração como definido por um diagrama de Bodé (para excitação devido ao desbalanceamento).

Portanto, para um dado rotor, nem toda frequência natural é necessariamente também uma velocidade crítica.

Através da resposta harmônica de um sistema rotativo, seja por simulação numérica ou por medições de um rotor existente, é possível identificar as velocidades críticas utilizando-se do diagrama de Bodé (AL YAHYAI; MBA, 2014). Este diagrama consiste em gráficos de: amplitude por frequência e fase por frequência.

A Figura 8 ilustra os gráficos do diagrama de Bodé, nos quais é possível identificar: (i) velocidades críticas do sistema rotativo nas velocidades de rotação que apresentam um pico na amplitude de deslocamento e uma mudança de 180 graus na fase; (ii) influência do amortecimento; (iii) a evolução em função velocidade de rotação para os pontos em análise de um rotor, cada ponto pode ter comportamento distinto, como pode ser notado nas curvas azul e roxa do diagrama; (iv) inferir sobre o contorno deformado de operação (operational deformed shape – ODS) observando a evolução da amplitude e da fase para cada ponto em função da velocidade de rotação do eixo.

Figura 8 – Diagrama de Bodé

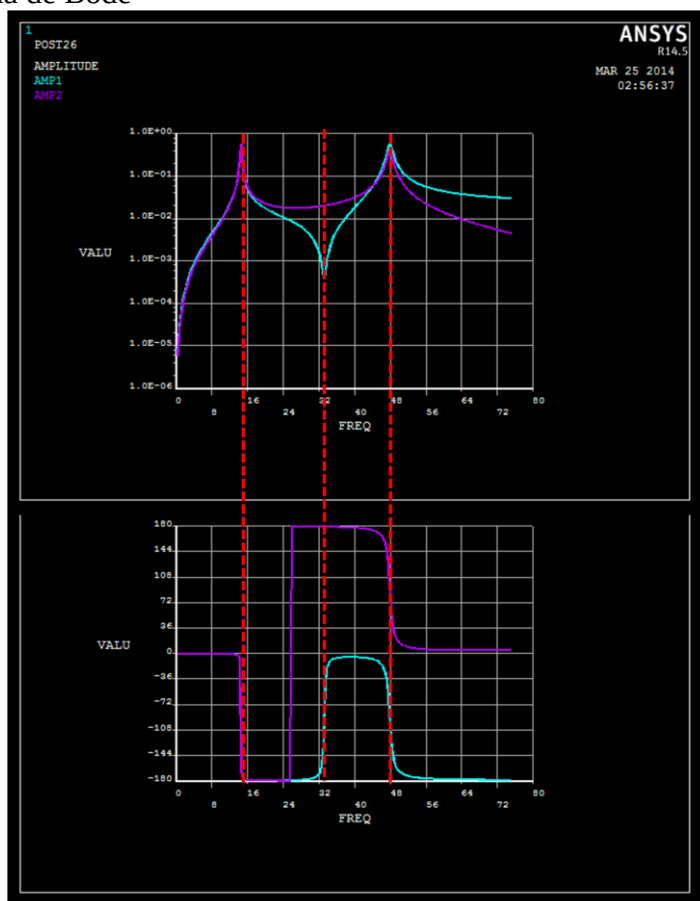


Imagem elaborada pelo autor utilizando o programa ANSYS

A amplitude de resposta harmônica de um sistema dinâmico é fortemente sensível ao amortecimento nas faixas de frequência próximas às velocidades críticas (FRISWELL *et al.*, 2010). Nos sistemas rotativos compostos por mancais hidrodinâmicos podem ser encontrados os tipos de amortecimento: viscoso, por atrito e histerético. Geralmente o amortecimento viscoso, dado pelo filme de óleo dos mancais, varia em função do número de Sommerfeld (FRISWELL *et al.*, 2010; VANCE, J.; ZEIDAN; MURPHY, 2010), que é função da velocidade de rotação do eixo. Neste trabalho é proposto utilizar mancais de deslizamento para o modelo em escala, sendo que a lubrificação é de contorno, ou seja, não há formação de filme de óleo. Portanto o amortecimento foi considerado constante em função da rotação.

Na literatura são encontradas análises de resposta harmônica de sistemas com base em diferentes graus de amortecimento (CAVALCA; CAVALCANTE; OKABE, 2005; STEVENSON, 1980). Isto se deve as características de cada sistema, que pode ter graus de amortecimento distintos para cada modo de vibrar, além da dificuldade de identificação precisa deste parâmetro (MATHIAS, 1998).

Análises com diferentes graus de amortecimento foram conduzidas para identificar a influência desse parâmetro no comportamento do rotor. Foi utilizado o amortecimento estrutural, que é o método mais prático de se considerar um amortecimento constante em uma análise em elementos finitos. A matriz de amortecimento é definida em função da razão de amortecimento pelo amortecimento crítico e da matriz de rigidez, conforme equação (6).

$$[C] = 2/\Omega \cdot \zeta \cdot [K] \quad (6)$$

Na equação:

[C] é a matriz de amortecimento;

ζ é a razão de amortecimento pelo amortecimento crítico;

[K] é a matriz de rigidez;

Ω é a velocidade de rotação do eixo.

No trabalho de STEVENSON (1980), curvas de tendências de amortecimento são desenvolvidas para serem aplicadas no projeto de componentes para usinas nucleares para resistirem a abalos sísmicos. Um dos diversos componentes analisados é a bomba que refrigera o reator, que se assemelha muito com uma unidade geradora hidráulica, e cuja razão de amortecimento é proporcional ao deslocamento: 0,5% para deslocamentos de 0,01mm até 4,0% para deslocamentos de 2,0 mm. STEVENSON (1980) também apresenta valores recomendados para componentes mecânicos variando de 2,0% a 9,1% dependendo do nível de solicitação mecânica. Com base nesses valores e sabendo que os coxins irão proporcionar um amortecimento extra comparado com a estrutura de concreto que circunda a bomba do reator, as razões de amortecimentos adotados na análise do modelo em escala variam de 2,0% a 10,0%.

2.2.2. Caracterização modal

Os modos de vibrar são tão importantes quanto às frequências naturais na caracterização de um sistema (FRISWELL *et al.*, 2010). Eles são obtidos através dos auto-vetores associados a cada frequência natural (auto-valores).

Uma classificação típica de sistemas rotativos é com relação à razão entre a rigidez dos mancais e a rigidez do rotor. Essa proporção afeta o modo de vibrar do sistema.

É possível distinguir três faixas:

- a. Rotor flexível e mancais rígidos. Neste caso os mancais podem ser considerados como apoios rígidos, pois não tem influência sobre a dinâmica do sistema rotativo. Nestes casos o deslocamento nos pontos de apoio do eixo (mancais) é praticamente nulo, em especial nos primeiros modos de vibrar, que são associados à flexão do eixo. No exemplo da Figura 9, rigidez dos mancais superior a 20 vezes a rigidez do eixo, posição original do rotor marcada pelo contorno em preto, posição deformada indicada com gradiente de cores.

Figura 9 – Rotor flexível e mancais rígidos

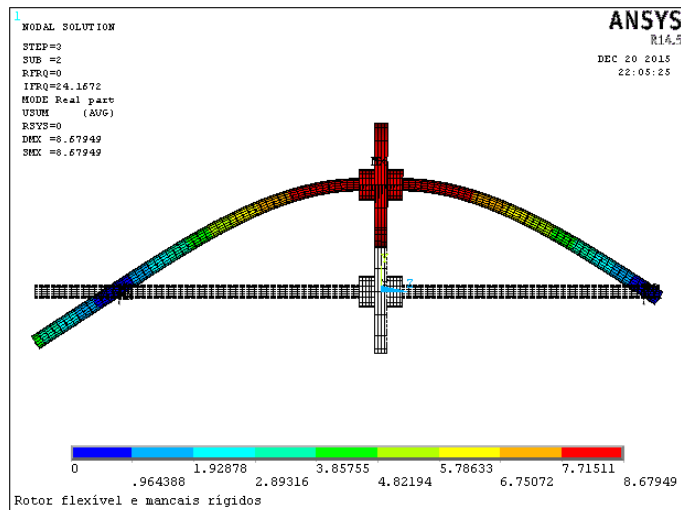


Imagem elaborada pelo autor

- b. Rotor rígido e mancais flexíveis. Neste caso o rotor possui rigidez tal que seus movimentos se aproximam a de um corpo rígido, e a dinâmica do sistema rotativo é influenciada pela rigidez dos mancais. O primeiro modo de vibrar se aproxima ao movimento de precessão do rotor em torno do seu eixo teórico, passando pelo centro dos mancais. Este primeiro modo é chamado de modo cilíndrico. O segundo modo de vibrar é associado ao modo cônico, que o movimento de precessão do eixo inclinado em torno do eixo teórico. No exemplo da Figura 10, rigidez dos mancais é 1% da rigidez do eixo.

Figura 10 – Rotor rígido e suportes flexíveis

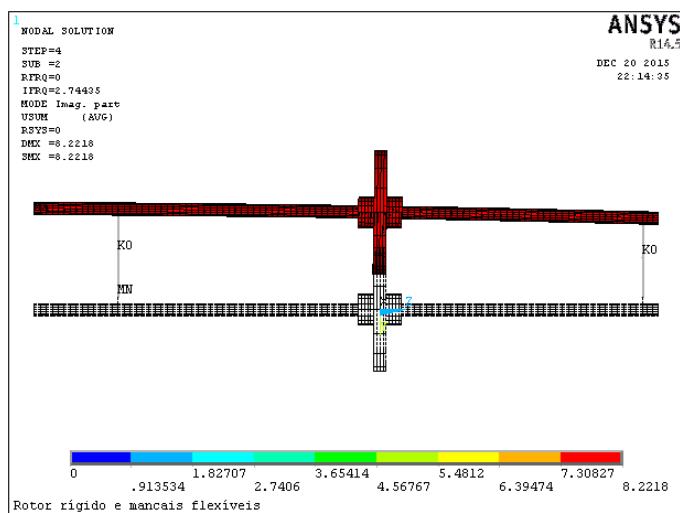


Imagem elaborada pelo autor

- c. Rotor flexível e mancais flexíveis. Neste caso a dinâmica do sistema rotativo é influenciada tanto pela rigidez do eixo quanto dos mancais. Os modos de vibrar são associados à flexão do eixo e ao deslocamento dos pontos de apoio. Na maioria dos casos, os rotores de turbinas hidráulicas se enquadram nesta gama. No exemplo da Figura 11, rigidez dos mancais é igual a rigidez do eixo.

Figura 11 – Rotor e mancais flexíveis

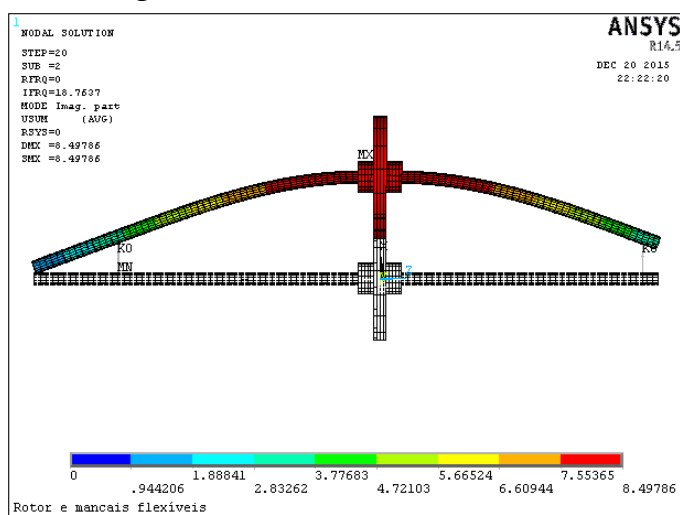


Imagem elaborada pelo autor

No trabalho de SWANSON; POWELL; WEISSMAN (2005), as diferentes faixas são ilustradas para o caso de um rotor bi apoiado com disco central, para os três primeiros modos.

É importante conhecer os modos de vibrar, pois eles podem dar pistas do que pode ser melhorado no sistema rotativo para alterar a sua frequência natural ou reduzir as amplitudes de deslocamento. Alguns exemplos:

- Para um rotor flexível sobre mancais rígidos, a inércia do eixo e distância entre mancais terão grande influência na frequência natural.
- Para um rotor que apresente um disco em balanço, a frequência natural será afetada pela distância do disco até o mancal mais próximo, e também pela inércia do eixo. Neste caso dependendo da inércia do eixo e da rigidez dos mancais, pode ser interessante aumentar a distância entre mancais.
- Para um rotor com dois discos, um deles em balanço e o outro entre apoios, o primeiro modo será influenciado predominantemente por um deles. Se for desejável aumentar a frequência natural desse primeiro modo, deve focar no disco que predomina sobre o modo de vibrar, que em geral é o disco que possui maior amplitude de deslocamento.

Como mencionado no item 2.1, em geral as linhas de eixo de turbinas hidráulicas são constituídas de dois discos com massa expressiva. O primeiro modo de vibrar desses rotores será dominado ou pelo movimento do disco referente ao rotor do gerador, ou do disco referente à roda da turbina. O segundo modo de vibrar em geral está associado ao movimento dos dois discos em direções opostas.

Para representar corretamente a dinâmica de um sistema rotativo de uma turbina hidráulica, é necessário, portanto:

- modelar apropriadamente a geometria do eixo
- conhecer a massa e inércia polar e diametral de seus principais componentes (rotor do gerador e roda)
- conhecer a rigidez dos suportes, o que inclui a rigidez: do filme de óleo, do corpo do mancal, da estrutura que suporta o mancal e da fundação de concreto onde está estrutura estará apoiada.

Ao projetar uma linha de eixo de turbina hidráulica e seus suportes, é sempre importante ter em mente a equação (3). Aumento de massa acarreta em redução das frequências naturais. Aumento de rigidez, seja do eixo, seja dos mancais, acarreta em aumento das frequências naturais.

2.2.3. Modelagem de rotores em elementos finitos

Modelos em elementos finitos são utilizados para a avaliação dinâmica de rotores em diversos tipos de máquinas como: turbinas a gás (SAMUELSSON, 2009; TAPLAK; PARLAK, 2012), motores a jato (SRIKRISHNANIVAS, 2012), sopradores industriais (COTA, 2008), compressores centrífugos (ROUCH *et al.*, 1991) e turbinas hidráulicas (MAGNOLI, 2005).

Vale ressaltar que comparativos entre velocidades críticas calculadas através do modelo de elementos finitos e velocidades críticas obtidas em modelos físicos foram desenvolvidos por VANCE, J. M. *et al.*, 1967, e os resultados obtidos pelos dois métodos apresentaram desvios de no máximo 5%, sendo que os modelos utilizados refletem outros tipos de rotores, que não se assemelham aos rotores de turbinas hidráulicas.

Elementos finitos é um método numérico que pode ser usado para obter uma solução acurada de problemas complexos de vibrações de estruturas mecânicas (RAO, 1995). Neste método a estrutura é dividida em diversos elementos, cada qual se comporta como um membro estrutural contínuo, chamado elemento finito. Estes elementos são interconectados por nós, e ao conjunto de elementos dá-se o nome de malha. Devido à dificuldade de encontrar a solução exata da estrutura original, uma solução aproximada e conveniente é assumida em cada elemento finito. Se as soluções dos diversos elementos de tamanho reduzido forem selecionadas apropriadamente, elas poderão levar à convergência para próximo da solução exata da estrutura.

Durante o processo de solução, os deslocamentos nos nós devem ser compatíveis entre os elementos vizinhos para satisfazer a continuidade da estrutura. O equilíbrio de forças também deve ser satisfeito. Em uma análise dinâmica as forças de inércia também precisam ser consideradas, por se tratar de um problema onde os deslocamentos da estrutura variam com o tempo. A equação a ser resolvida para análise dinâmica:

$$[M] \cdot \{\ddot{W}\} + ([G] + [C]) \cdot \{\dot{W}\} + [K] \cdot \{W\} = \{f\} \quad (7)$$

Na equação:

[M] é a matriz de massa;

[G] é a matriz de efeito giroscópico ou também conhecida por matriz de Coriolis;

[C] é a matriz de amortecimento;

[K] é a matriz de rigidez;

{W} é o vetor de deslocamentos nodais;

{\dot{W}} é o vetor de velocidades nodais;

{\ddot{W}} é o vetor de acelerações nodais;

$\{f\}$ é o vetor de forças nodais.

Para uma análise estrutural estática, o termo associado às forças de inércia, e as matrizes de amortecimento e de efeito giroscópico podem ser desprezadas e assim a equação (7) pode ser simplificada.

$$[K] \cdot \{W\} = \{f\} \quad (8)$$

A equação (8) foi utilizada nas análises estruturais da base e suportes do rotor. Para uma análise estrutural estática apenas a matriz de rigidez é necessária para a solução.

Nas análises de dinâmica de rotores, diversos elementos podem ser utilizados, dependendo do rotor que se pretende modelar e do objetivo da simulação. Uma comparação entre os diferentes tipos de elementos e suas aplicações é feita por WAGNER et al. (2010). No presente trabalho, foram utilizados elementos de viga para modelar o eixo e os discos, o que permite simular adequadamente o comportamento do rotor com um custo computacional reduzido. O elemento de viga escolhido é baseado na teoria de Timoshenko, que leva em conta os efeitos de deformação devido ao cisalhamento decorrente dos esforços cortantes. Tomar em conta esses efeitos é significativamente importante para vigas curtas, que atendem a relação $G.A.L^2 / (E.I) > 50$ (RAO, 1995), onde: G é o módulo de elasticidade de cisalhamento, A é a área da seção transversal, L é o comprimento, E é o módulo de elasticidade e I é o momento de inércia da seção transversal da viga.

Nas análises estruturais realizadas para obter a rigidez dos suportes do rotor, elementos sólidos foram utilizados.

Os elementos utilizados nas simulações numéricas serão detalhados quando da abordagem e descrição dos modelos.

No apêndice 2, é apresentado estudo da influência da malha nos resultados de cálculo de frequências naturais de uma viga, e do rotor em estudo.

3. METODOLOGIA

Nesta etapa é apresentado o cálculo e projeto de desenvolvimento de uma bancada de ensaios representativa de um rotor de turbina hidráulica de grande porte. O processo de concepção da bancada partiu de uma análise dimensional do rotor de uma turbina hidráulica do tipo Kaplan, com objetivo de avaliar a rigidez dos mancais do modelo em escala. Do modelo dimensional foi concebido o desenho da máquina e avaliada a rigidez dos mancais através de um modelo de elementos finitos com base em uma análise estática. Dos parâmetros de rigidez dos mancais foi elaborado um modelo de elementos finitos para estudo do comportamento dinâmico do rotor. Com base no modelo dinâmico as frequências naturais do rotor foram obtidas através do digrama Campbell. A resposta ao desbalanceamento do sistema foi obtida através da resposta harmônica do sistema. A verificação das condições operacionais foi avaliada com base em critérios estabelecidos nas normas técnicas: ISO 7919 -1 (1996) ISO 7919 -5 (2005), ISO 10816-1 (1995) e ISO 10816-5 (2000). No estudo dinâmico também foi verificada a influência da base de sustentação no comportamento da máquina, pois esta também participa da dinâmica do sistema, podendo influenciar os modos de vibrar do rotor ou influenciar as medições que serão feitas em etapa futura.

3.1. ANÁLISE DIMENSIONAL

Este capítulo tem como propósito demonstrar por meio de análises dimensionais, quais as relações que foram estabelecidas para se obter o modelo em escala representativo de uma linha de eixo de unidade hidráulica.

A frequência natural (ω) de um sistema não amortecido, desprezando efeitos da aceleração de Coriolis, é proporcional a raiz quadrada da razão entre rigidez (k) e massa (m).

$$\omega \propto \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (9)$$

A rigidez do eixo é proporcional ao módulo de elasticidade do material (E), inércia do eixo (I) e inversamente proporcional ao cubo do comprimento (L). Dessa forma, têm-se:

$$k \propto \frac{E \cdot I}{L^3} \quad (10)$$

A massa é proporcional à massa específica do material (ρ) e ao volume (V).

$$m \propto \rho \cdot V \quad (11)$$

Assumindo uma família de rotores de geometria escalável por um fator de escala (γ), pode-se reescrever as proporcionalidade de rigidez e massa como:

$$k \propto \frac{E \cdot \gamma^4}{\gamma^3} \propto E \cdot \gamma \quad (12)$$

$$m \propto \rho \cdot \gamma^3 \quad (13)$$

Logo pode-se reescrever a equação (9) da seguinte forma:

$$\omega \propto \sqrt{\frac{E \cdot \gamma}{\rho \cdot \gamma^3}} \propto \frac{1}{\gamma} \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (14)$$

Portanto:

$$\omega \cdot \gamma \cdot \sqrt{\frac{\rho}{E}} = \text{cte} \quad (15)$$

Conclui-se portanto que para que dois eixos de uma mesma família geométrica em diferentes escalas tenham a mesma frequência é necessário que o material seja alterado.

Porém, se levarmos em conta que a massa do eixo pode ser desprezada, a variação do diâmetro do eixo pode compensar o efeito de escala, permitindo utilizar o mesmo material. Nesse caso o diâmetro do eixo é escalado por um fator distinto (β) com relação ao fator de escala do comprimento e do volume dos discos onde a maior parcela de massa do rotor está concentrada.

$$\omega_1 = \omega_2 \quad (16)$$

$$\sqrt{\frac{E_1 \cdot \beta_1^4}{\rho_1 \cdot \gamma_1^6}} = \sqrt{\frac{E_2 \cdot \beta_2^4}{\rho_2 \cdot \gamma_2^6}} \quad (17)$$

Assumindo o mesmo material, $E_1=E_2$ e $\rho_1=\rho_2$, logo:

$$\frac{\beta_1^4}{\gamma_1^6} = \frac{\beta_2^4}{\gamma_2^6} \quad (18)$$

$$\frac{\beta_1}{\beta_2} = \left(\frac{\gamma_1}{\gamma_2}\right)^{1.5} \quad (19)$$

Sendo $\beta_1=1$ e $\gamma_1=1$, ou seja, os modelos de referência:

$$\beta = \gamma^{1.5} \quad (20)$$

Partindo de um projeto hipotético de uma máquina Kaplan de grande porte e tendo como limitante as máximas dimensões para construir a bancada: diâmetro máximo de 200mm e comprimento máximo de 400mm, chegou-se as características para o modelo expostas na Tabela 1. Os coeficientes de escala adotados foram: $\gamma = 30$ e $\beta = 164,3$.

Tabela 1 – Correlação dimensional entre projeto de referência e modelo em escala

Dado	Un.	Projeto referência	Modelo em escala
Diâmetro do eixo	m	1,970 ¹	0,012
Massa gerador	kg	530800	19,66
Massa turbina	kg	169500 ²	6,28
Distância entre mancais	m	9,000	0,300
Distância em balanço da turbina	m	2,700	0,090

Notas:

1 O eixo das máquinas hidráulicas geralmente não é maciço para se ter uma boa relação entre inércia / massa. No entanto, para simplificar foi considerado um eixo maciço com inércia equivalente ao projeto de referência.

2 Valor da massa da turbina somada com a massa de água associada ao movimento lateral.

Para simplificar a geometria do modelo em escala, tanto o rotor do gerador quanto o rotor da turbina foram considerados como cilindros aqui referenciados como discos.

A proporção de inércia polar por inércia equatorial, não pôde ser fielmente respeitada para o disco que representa o gerador, devido à limitação de diâmetro máximo. Além disso, a análise dimensional é simplificada e não leva em conta a influência da inércia e dos efeitos giroscópicos, assim é esperada uma boa correlação de frequências naturais entre referência e

modelo em escala apenas do primeiro modo, que é o mais importante para o dimensionamento de turbinas hidráulicas.

Para os suportes do modelo, tentou-se respeitar a proporção com o modelo de referência, entretanto chegou-se a espessuras de chapa demasiadamente finas. A rigidez dos suportes do modelo em escala foi determinada então em função das solicitações mecânicas e da máxima velocidade de rotação do motor da bancada. Cuidado foi tomado para que a rigidez não fosse demasiadamente elevada a ponto de representar um apoio rígido.

A etapa seguinte à análise dimensional foi a elaboração de desenhos do rotor em conjunto com os mancais e bases que suportam o rotor. Os desenhos elaborados estão no apêndice 8.

Comparativo entre o rotor da turbina hidráulica e o rotor da bancada pode ser visualizado na Figura 12.

Figura 12 – Comparativo entre (a) rotor de referência, (b) rotor em escala

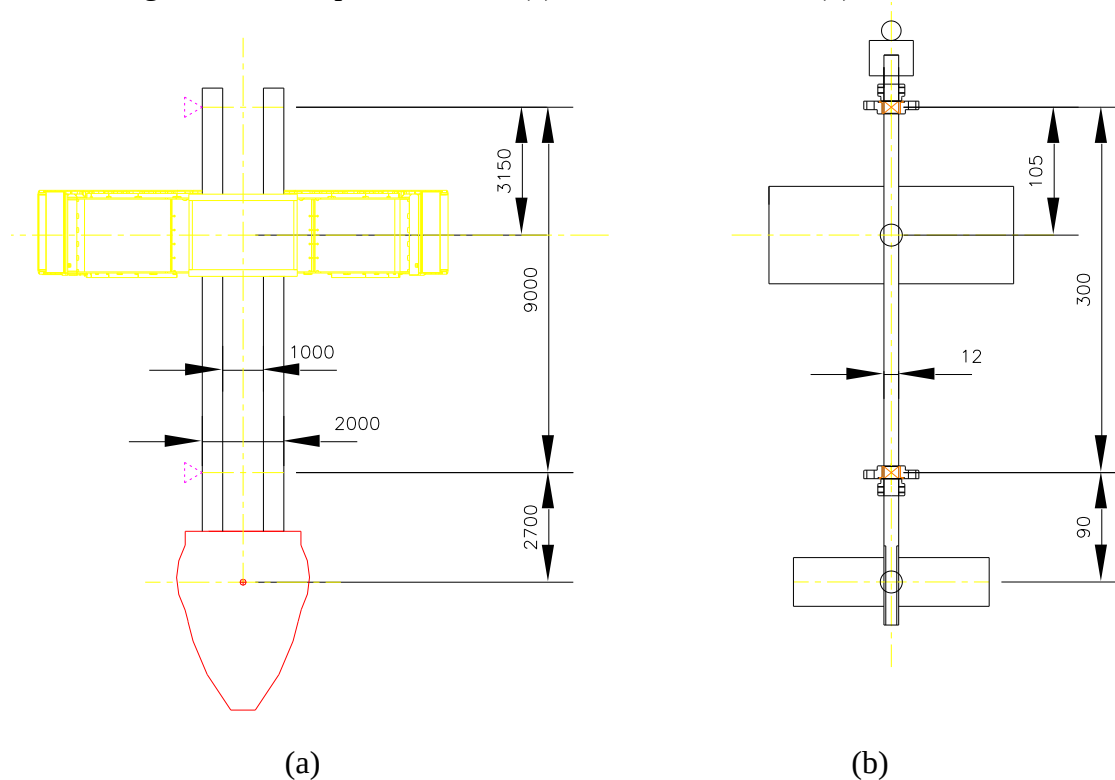


Imagem elaborada pelo autor

3.2. ANÁLISE DE RIGIDEZ DOS SUPORTES

O principal objetivo da análise estática em elementos finitos é a de determinar os parâmetros de rigidez a serem utilizados posteriormente na análise dinâmica.

Para qualquer estrutura em que se possa assumir um comportamento linear, a rigidez é simplesmente a razão entre força e deslocamento, lei de Hooke. Dessa forma aplica-se um vetor força com magnitude conhecida em pelo menos duas direções ortogonais ao eixo e perpendiculares entre si. Como resultado da análise estática, tem-se os deslocamentos nos nós de aplicação da força, tomando um valor médio de deslocamento, a rigidez pode então ser obtida pela relação.

$$k = \frac{F}{d} \quad (21)$$

Em estruturas mais complexas é interessante fazer uma varredura variando a direção da força com um incremento angular menor, pois nem sempre os pontos de máxima e mínima rigidez são intuitivos.

O segundo objetivo da análise estática é verificar se os componentes da bancada suportarão os esforços aos quais estarão submetidos. Essa análise é apresentada no apêndice 5.

A geometria considerada no modelo em elementos finitos está apresentada na figura 13.

Figura 13 - Modelo da bancada com rotor

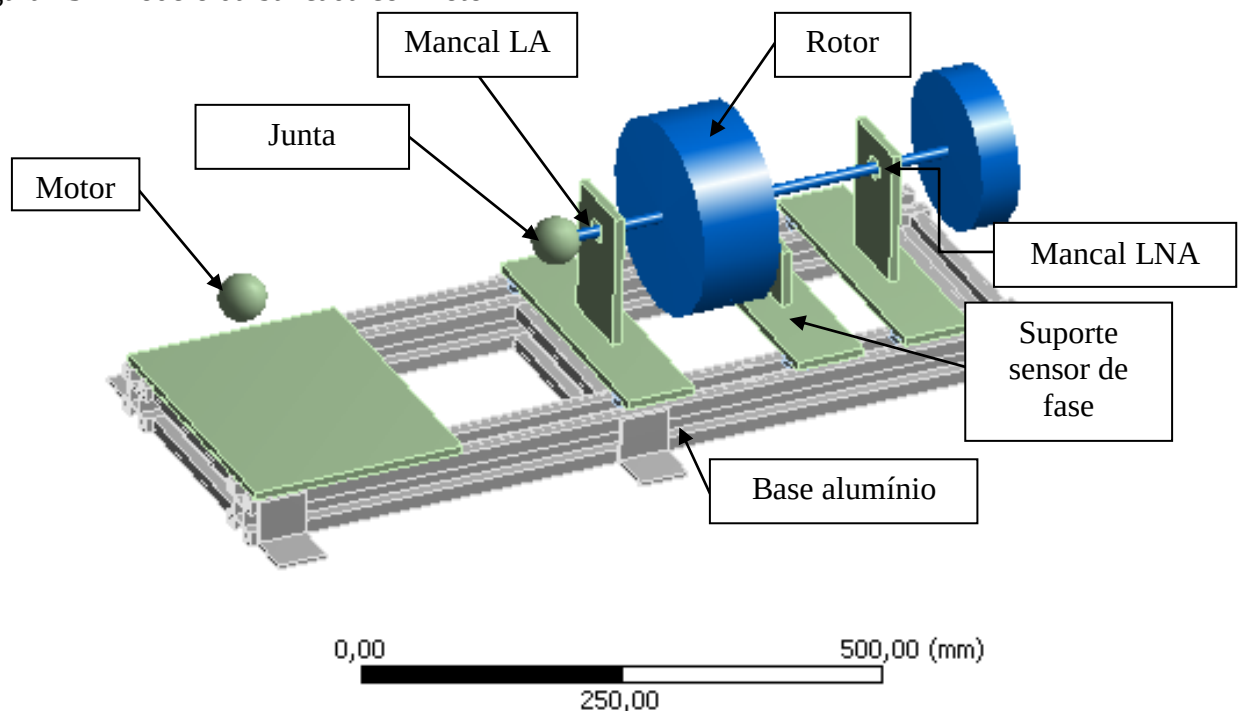


Imagem elaborada pelo autor utilizando o programa ANSYS

O rotor é constituído de um eixo e dois discos: disco lado acoplado (LA) representando o gerador, e disco lado não acoplado (LNA) representando a turbina. Tanto o eixo quanto os discos foram modelados com elementos de viga baseado na teoria de Timoshenko, com 6 graus de liberdade: deslocamentos nas direções X (UX), Y (UY) e Z (UZ); e rotações em X (ROTX), Y (ROTY) e Z (ROTZ). A escolha por elementos de viga permitiu reduzir o tempo computacional sem comprometer a precisão dos resultados, comparado ao eixo e os discos modelados utilizando-se elementos sólidos. No apêndice 2 é apresentado um comparativo de resultados de um mesmo rotor modelado ora utilizando elementos sólidos, ora utilizando elementos de viga.

Outra possibilidade seria utilizar elementos de viga para o eixo, e de massa pontual para os discos. Esta terceira possibilidade tem praticamente o mesmo custo computacional e gera resultados muito próximos comparada ao rotor todo modelado com elementos de viga. No entanto, os elementos de massa comprometem a visualização dos discos nos resultados, pois são representados apenas por um ponto ou por uma pequena esfera no modelo. É fato que os discos modelados como elementos de viga, propiciam um aumento local de rigidez, enquanto que esse efeito não é simulado com elemento de massa, uma discussão mais aprofundada sobre esse assunto pode ser encontrada em FRISWELL *et al.* (2010).

A massa da junta rotativa e massa do motor foram consideradas através de elementos de massa pontual, representados por pequenas esferas na Figura 13.

Os suportes dos mancais, a base do motor e a base em alumínio foram modeladas através de elementos sólidos com funções de forma quadrático. Os elementos sólidos tetraédricos utilizados são compostos por 10 nós, já sólidos hexaédricos ou os sólidos piramidais utilizados são definidos por 20 nós. Cada nó possui 3 graus de liberdade: UX, UY e UZ.

A base de alumínio é apoiada sobre seis coxins de borracha Vibrastop microII. Abaixo seguem os dados do fabricante.

Carga estática por peça	70 kg
Carga dinâmica por peça	280 kg
Diâmetro	55 mm
Altura	40 mm
Altura da borracha+ parafuso	85 mm
Dureza da borracha	55 shores A
Deflexão	1.3mm / 70 kg → k= 528 N/mm

Cada coxim foi representado no modelo por um suporte elástico com rigidez constante. Cada superfície onde é considerado o suporte elástico tem 50 mm x 50 mm, A = 2500 mm²,

portanto cada suporte elástico foi definido com $528 / 2500 = 0.21 \text{ N/mm}^3$. O amortecimento dos coxins foi desprezado. As condições aplicadas estão ilustradas na figura 14, indicadas por letras de A até F.

Figura 14 – Condições de contorno do modelo para obter rigidez nos mancais

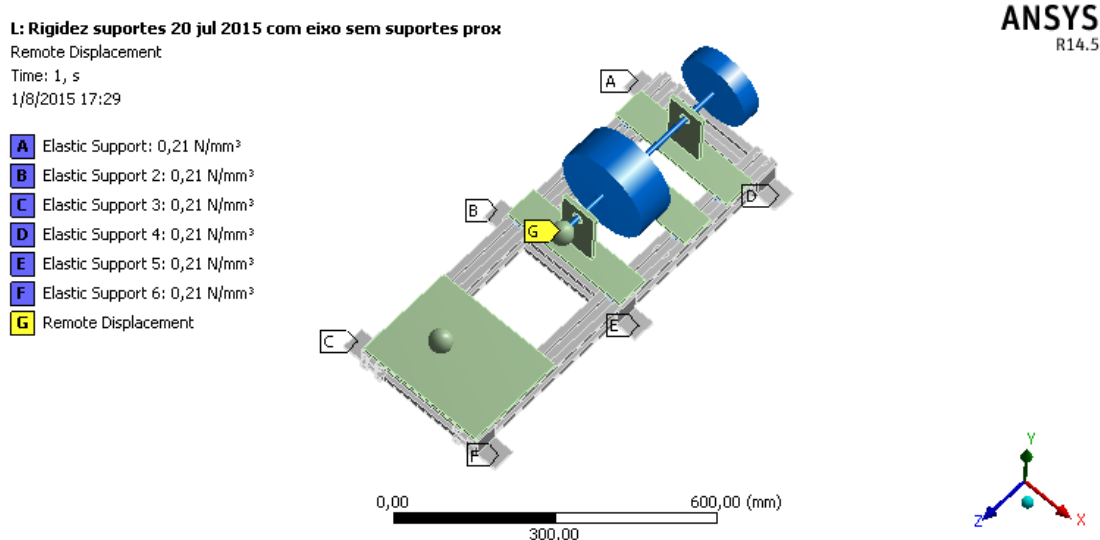


Imagem elaborada pelo autor utilizando o programa ANSYS

As cargas laterais são assumidas pequenas comparadas com o peso dos componentes. Portanto o atrito dos coxins com o solo restringe os deslocamentos no plano horizontal nas direções X e Z. Essa restrição é considerada travando os deslocamentos em X e Z em um nó central de cada coxim.

Para completar as condições de contorno e evitar deslocamentos de corpo rígido, a rotação em torno do eixo Z e o deslocamento em Z do rotor também foram restringidos, item G da figura 14.

Uma carga de 1000N é considerada como referência para obter a rigidez dos mancais nas direções X e Y, ortogonais ao eixo conforme pode ser visto na figura 14. A carga foi aplicada aos mancais em quatro casos de carregamentos distintos, conforme tabela 2.

Tabela 2 – Cargas consideradas para avaliar as rigidezes dos mancais

Caso de carga	FX Mancal LA [N] Horizontal	FY Mancal LA [N] Vertical	FX Mancal LNA [N] Horizontal	FY Mancal LNA [N] Vertical
1	1000	0	0	0
2	0	1000	0	0
3	0	0	0	1000
4	0	0	1000	0

Os parâmetros de rigidez cruzada foram desprezados no presente trabalho. Tais parâmetros estão associados a uma força ortogonal ao deslocamento, ou seja, uma força em X provocaria um deslocamento em Y, por exemplo. Para mancais de rolamento a rigidez cruzada é inexistente. Já em mancais hidrodinâmicos os parâmetros de rigidez cruzada estão presentes devido a presença do filme de óleo. Os parâmetros de rigidez cruzada geram uma componente de força tangencial e na direção de rotação, o que pode levar a problemas de instabilidade em circunstâncias específicas (FRISWELL *et al.*, 2010; VANCE, J.; ZEIDAN; MURPHY, 2010). Cabe ressaltar aqui que os mancais utilizados são de deslizamento com lubrificação de contorno para reduzir o atrito entre aço e bronze, porém sem a presença de filme de óleo.

Em uma etapa futura, pretende-se instalar suportes com sensores de proximidade para obter o comportamento dos deslocamentos dos discos em função da rotação. Uma segunda análise então foi feita para avaliar a influência dos suportes na rigidez nos mancais. Maiores detalhes dessa análise estão descritos no apêndice 1. As rigidezes nos mancais na condição com os suportes estão apresentadas no item 4.1, tabela 4, e um comparativo dos resultados está na tabela 5.

3.3. ANÁLISE DINÂMICA

O principal objetivo da análise dinâmica é obter os valores de frequência natural e os respectivos modos de vibrar do rotor, além de avaliar a resposta do rotor quando submetido a uma excitação harmônica como a do desbalanceamento.

O modelo em elementos finitos é constituído basicamente pelo rotor e pela rigidez dos mancais conforme ilustrado na figura 15.

Figura 15 – Modelo para análise dinâmica do rotor em elementos finitos

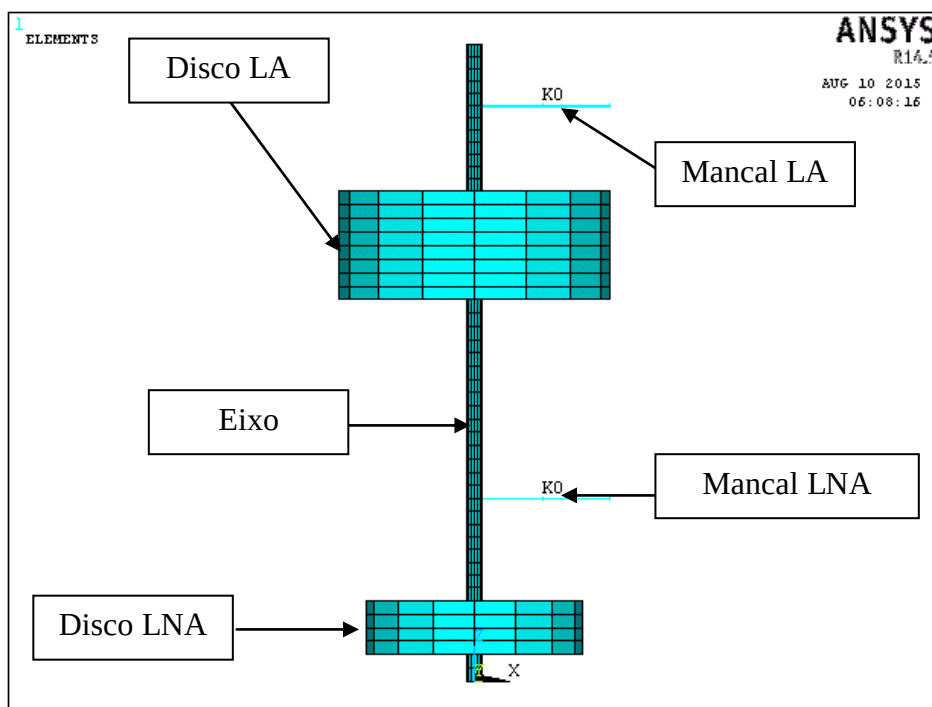


Imagem elaborada pelo autor utilizando o programa ANSYS

Como já mencionado no item 3.2, para modelar o eixo e os discos, elementos de viga baseado na teoria de Timoshenko foram utilizados. Esses elementos incluem efeitos de deformação devido a forças cortantes. BEAM 188 é o nome do elemento utilizado no programa ANSYS, sua definição é feita por dois nós, I e J (K é opcional e serve para orientar a seção se necessário) e uma seção transversal conforme ilustrada na figura 16. Ele possui até 7 graus de liberdade, sendo que para essa análise apenas 6 graus de liberdade foram considerados: 3 deslocamentos (UX, UY e UZ), e 3 rotações (ROTX, ROTY e ROTZ). A cada elemento pode ser atribuída uma seção transversal, sendo que 3 seções foram definidas, todas circulares:

- Eixo: diâmetro = 12 mm
- Disco LA: diâmetro = 200 mm
- Disco LNA: diâmetro = 160 mm

3.3.1. Diagrama de Campbell

Para levar em conta o efeito giroscópico diversas análises modais são feitas subsequentemente, entre elas é considerado um incremento na velocidade de rotação do eixo. Com o conjunto de respostas é possível então traçar o diagrama de Campbell e identificar as intersecções entre as curvas de frequências naturais e frequências de excitação. Os resultados estão apresentados no item 4.2 em conjunto com os modos de vibrar.

3.3.2. Resposta harmônica ao desbalanceamento

A partir dos resultados da análise modal, pode-se efetuar um cálculo de resposta harmônica. Como tanto a excitação quanto a resposta variam harmonicamente em função do tempo, a resposta será independente do tempo, e a equação (7) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\left([K] - \Omega^2 \cdot [M] + i \cdot \Omega \cdot ([G] + [C]) \right) \cdot (\{W\}_1 + i \cdot \{W\}_2) = (\{f\}_1 + i \cdot \{f\}_2) \quad (22)$$

A solução da equação (22) pode ser obtida através de diversos métodos, dentre eles os mais recorrentes são: o método de superposição modal (QU, 2007) por sua velocidade, e o método chamado direto que resolve a equação (22) diretamente, este último método consiste em aplicar a mesma rotina de solução aplicada em uma análise estrutural estática, porém com aritmética complexa (ANSYS). O método direto foi o empregado neste trabalho, pois a matriz dos efeitos giroscópicos $[G]$ deve ser atualizada com a velocidade de rotação do eixo, o que não é possível fazer utilizando-se o método de superposição modal. O método direto consome mais tempo computacional, portanto é indicado um modelo simples, sem exagero no número de elementos.

O cálculo de resposta harmônica permite avaliar os deslocamentos e esforços no rotor sujeito a carregamentos harmônicos, como os desbalanceamentos dos discos. É possível também avaliar as reações nos mancais.

Em um primeiro momento investigou-se quais eram os limites da bancada, em termos de amplitude de vibração e magnitude de forças nos mancais. Para isso o desbalanceamento inicial foi assumido nos dois discos, tendo como referência o grau de balanceamento 2,5 mm/s, recomendado para geradores ou motores elétricos com velocidade de rotação superiores a 950 rpm, conforme ISO 1940. Para calcular o desbalanceamento permissível

(Uper) segundo a norma, foram também utilizados os seguintes dados: massa do disco lado acoplado 19,66 kg e a velocidade de rotação de 1600 rpm.

$$U_{per} = \frac{\text{Massa} \cdot \text{Grau}}{\text{Rotação}} = \frac{19,66 \cdot 2,5}{\left(\frac{1600 \cdot 2 \cdot \pi}{60}\right)} = 0,29 \text{ kg. mm} \quad (23)$$

Portanto, inicialmente a análise de resposta harmônica foi elaborada considerando:

- Desbalanceamento de 0,30 kg.mm no disco do lado acoplado e 0,30 kg.mm no disco lado não acoplado, em fase;
- Amortecimento constante de 2%, valor conservador para componentes mecânicos conforme STEVENSON (1980).

Da análise efetuada, foi verificado que o desbalanceamento considerado poderia produzir amplitudes de deslocamentos relativamente altos quando comparados a valores indicados em norma. Portanto uma segunda análise de resposta harmônica foi elaborada considerando:

- Desbalanceamento de 0,10kg.mm no disco do lado acoplado e 0,03kg.mm no disco lado não acoplado, em fase;
- Amortecimento constante em função da rotação, porém variando de 2% a 10% em função da incerteza desse parâmetro, conforme discutido no item 2.2.

3.3.3. Influência da base

A análise de máquinas rotativas deve considerar não somente o rotor e a rigidez nos mancais, mas também a contribuição da massa e amortecimento de todas as estruturas que venham a suportar os mancais (CAVALCA; CAVALCANTE; OKABE, 2005; CAVALCANTE, 2001; EDWARDS; LEES; FRISWELL, 2000). Esse conjunto de estruturas que suportam os mancais, geralmente é referido por fundação na análise de dinâmica de rotores. A verificação da contribuição da massa e rigidez da fundação pode ser feita simplesmente através de uma análise modal em elementos finitos que contemple os dois elementos, rotor e fundação.

Para essa verificação o mesmo modelo apresentado na figura 13 é utilizado, considerando o rotor com velocidade de rotação nula (não há contribuição do efeito giroscópico), e o amortecimento também é desprezado. São extraídos os 20 primeiros modos do conjunto. Os resultados estão apresentados no item 4.5.

4. RESULTADOS

4.1. RIGIDEZ DOS SUPORTES

Na figura 18 é mostrado o deslocamento na direção X para o caso de carga 1 da Tabela 2. Os deslocamentos estão em escala exagerada. As linhas pretas representam a posição inicial da bancada. Na imagem é possível observar que todo o conjunto se desloca na direção da carga, evidenciando que os coxins contribuem com parcela importante da flexibilidade da estrutura.

Figura 18 – Deslocamento em X do mancal LA

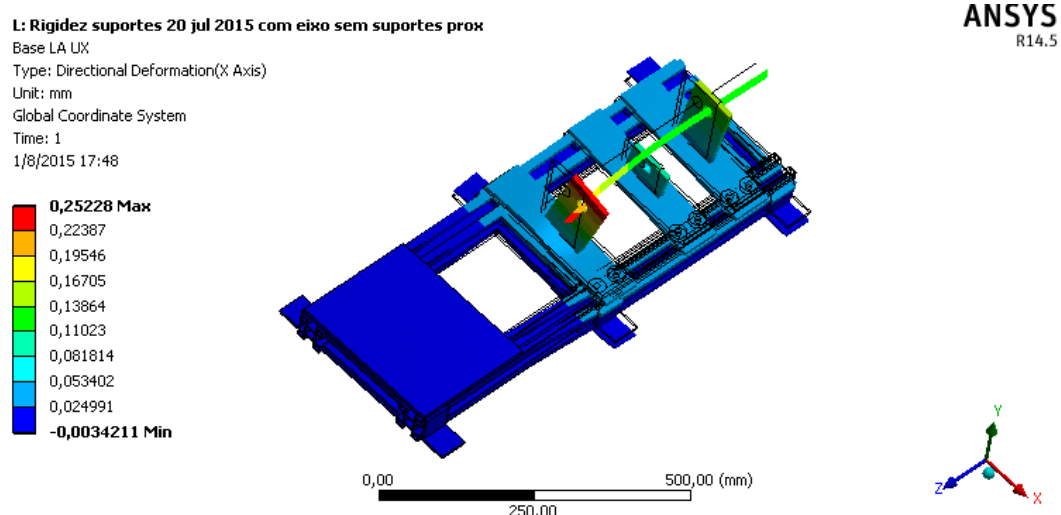


Imagem elaborada pelo autor utilizando o programa ANSYS

Para os casos de carga da tabela 2 foram obtidos os deslocamentos na direção da força aplicada, a partir dos quais, pode-se então calcular a rigidez dos mancais para cada direção. Os valores obtidos estão resumidos na tabela 3.

Tabela 3 – Rigidez nos mancais

	Mancal LA	Mancal LNA
Kxx [N/mm]	5006	2120
Kyy [N/mm]	2208	1645

Tabela 4 – Rigidez nos mancais com os suportes dos sensores de proximidade

	Mancal LA	Mancal LNA
Kxx [N/mm]	5013	2181
Kyy [N/mm]	2210	1656

Tabela 5 – Diferença na rigidez nos mancais com e sem os suportes

	Mancal LA	Mancal LNA
Kxx [N/mm]	0,1%	2,9%
Kyy [N/mm]	0,1%	0,7%

O aumento de rigidez é relativamente pequeno. A rigidez que é mais influenciada é da direção X no mancal lado não acoplado, 2,9%. Essa diferença não é substancial ao ponto de causar uma mudança expressiva no comportamento dinâmico do rotor.

4.2. DIAGRAMA DE CAMPBELL E MODOS DE VIBRAR

No diagrama de Campbell, apresentado na Figura 19, é possível visualizar que a velocidade de rotação tem influência sobre todos os modos de flexão do rotor. Ainda pode-se notar que a anisotropia dos mancais se manifesta para o segundo par de frequências naturais, devido à separação no valor de frequência entre precessão direta e inversa, diferença de 3 Hz, para velocidade de rotação nula.

Figura 19 – Diagrama de Campbell

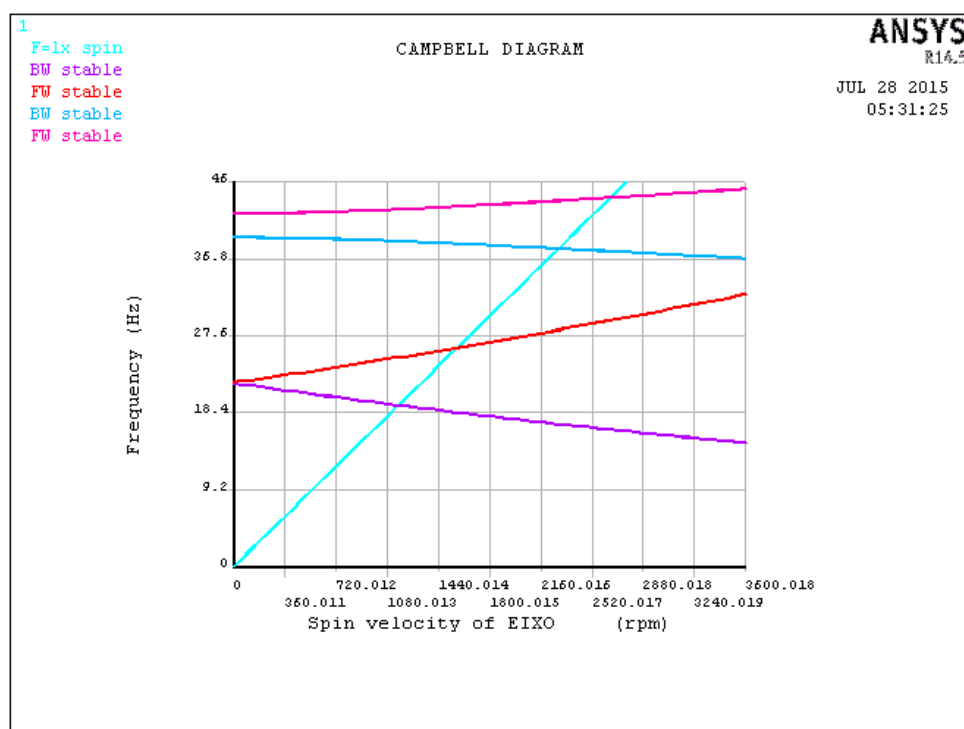


Imagem elaborada pelo autor utilizando o programa ANSYS

Considerando uma excitação harmônica na mesma frequência do eixo, desbalanceamento, por exemplo, pode-se dizer que ela irá coincidir com as frequências naturais nos pontos de intersecção do diagrama.

Tabela 6 – Frequências naturais do rotor

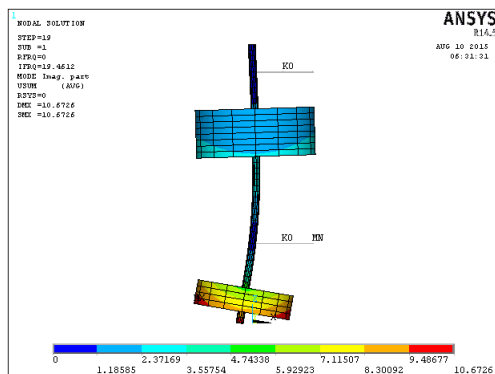
Modo	rad/s	Hz	rpm
1 BW	121,2	19,29	1158
1 FW	164,6	26,19	1571
2 BW	239,1	38,05	2283
2 FW	277,4	44,15	2649

Os modos de vibrar para cada frequência natural em precessão direta (FW – forward whirl) ou inversa (BW- backward whirl) são apresentados na Tabela 7.

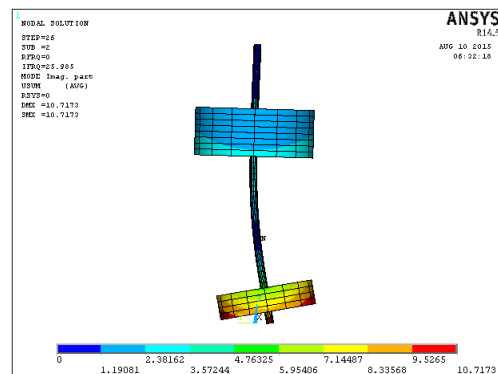
Tabela 7 – Modos de vibrar do rotor

Primeiro modo

P. inversa (19,29 Hz)

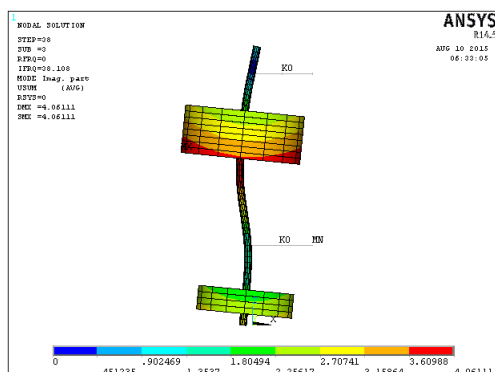


P. direta (26,19 Hz)

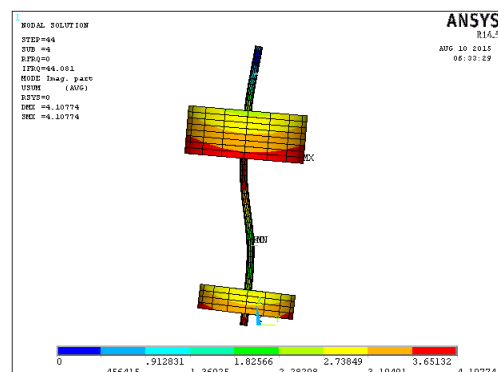


Segundo modo

P. inversa (38,05 Hz)



P. direta (44,15 Hz)



O primeiro modo corresponde ao movimento lateral do disco do lado não acoplado (LNA), sendo que o disco do lado acoplado (LA) tende a se mover para o lado contrário em amplitudes menores. Essa forma também corresponde ao primeiro modo de vibrar típico de turbinas Kaplan de grande porte, diâmetro de roda superior a 7,5 m. Para máquinas menores a massa da roda Kaplan que está em balanço não é tão significativa comparada à massa do rotor do gerador, que está entre apoios. Tipicamente em turbinas hidráulicas, a maior parcela de massa girante está no rotor do gerador e o primeiro modo está associado ao seu movimento lateral.

A forma do segundo modo já corresponde ao movimento lateral de ambos os discos no mesmo sentido.

Cabe ressaltar que os valores de amplitude lidos na legenda dos modos de vibrar acima são qualitativos, e não devem ser entendidos como amplitude de deslocamento, que também depende da excitação, como o desbalanceamento, por exemplo.

4.3. DIAGRAMA DE BODÉ

Após obter as frequências naturais do sistema rotativo, a próxima etapa da análise dinâmica consiste na análise de resposta harmônica. As soluções obtidas estão apresentadas na forma de diagramas de Bodé. A amplitude de deslocamento apresentada corresponde ao pico para uma dada velocidade de rotação. Os resultados para o disco lado não acoplado (LNA) e lado acoplado (LA) são apresentados separadamente.

Figura 20 – Diagrama de Bodé para disco LNA, 0,30 kg.m em ambos os discos

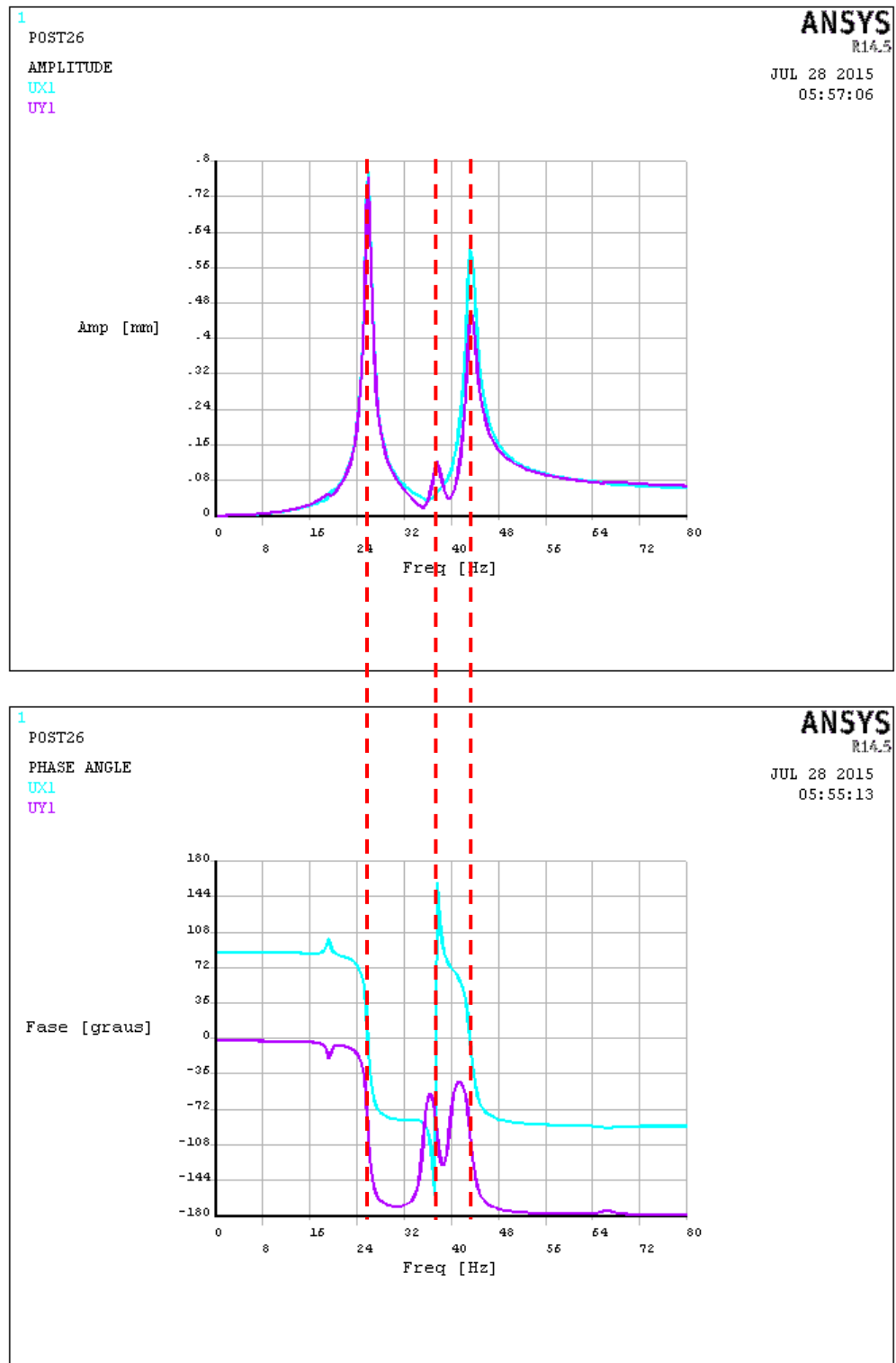


Imagem elaborada pelo autor utilizando o programa ANSYS

Figura 21 – Diagrama de Bodé para disco LA considerando 0,30 kg.m em ambos os discos

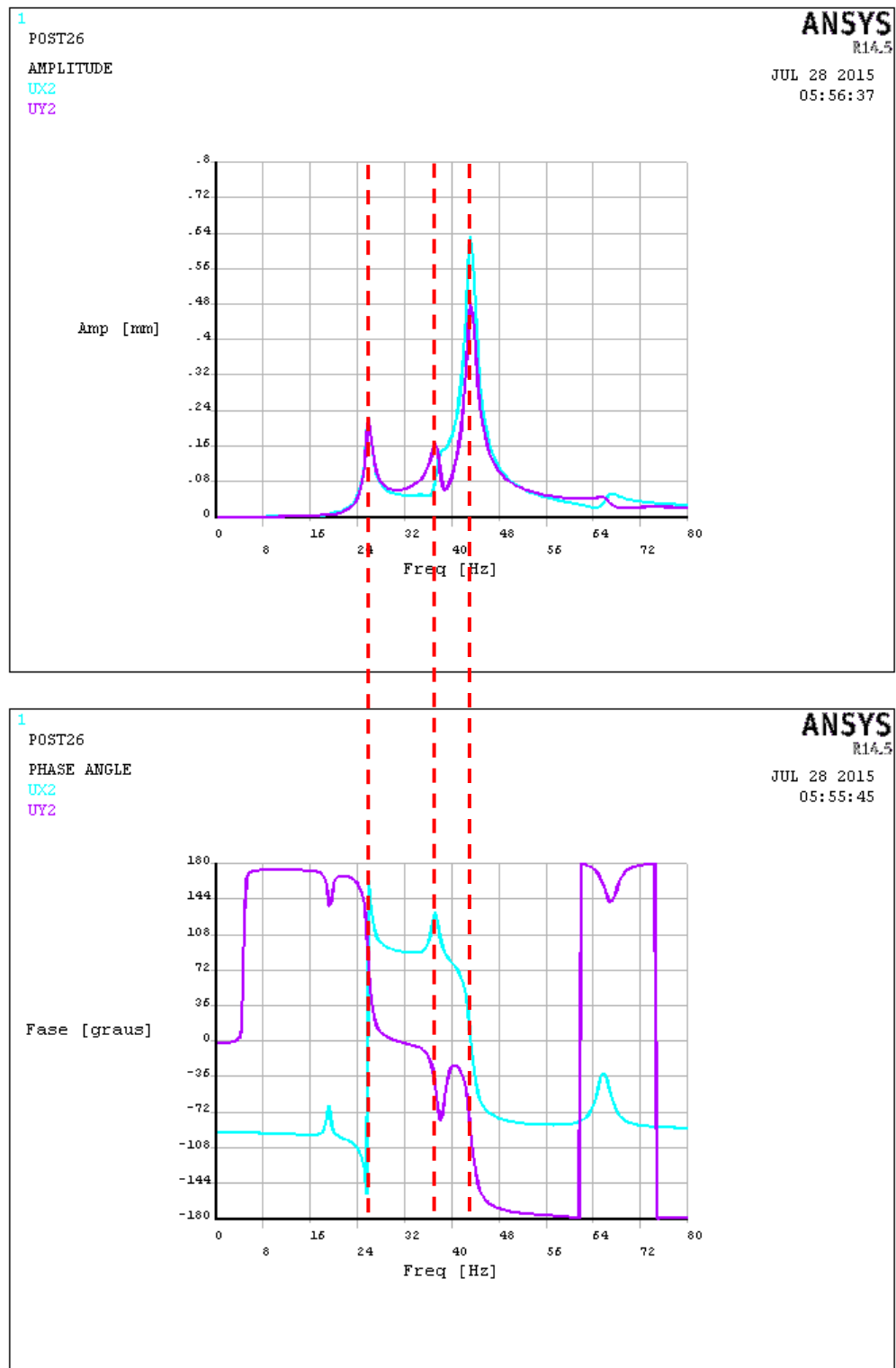


Imagem elaborada pelo autor utilizando o programa ANSYS

Dos diagramas apresentados na figura 20 e figura 21, pode-se concluir que:

- A frequência natural correspondente ao primeiro modo em precessão inversa (19,29 Hz) não é uma velocidade crítica, pois a amplitude de deslocamento não se eleva em nenhum dos discos nessa frequência. Apenas uma pequena tendência em mudar de fase é notada nos resultados das simulações.
- A primeira velocidade crítica corresponde ao primeiro modo em precessão direta, 26,2Hz, para qual ocorre o primeiro pico na amplitude de deslocamento, e também ocorre mudança de fase em 180° . O pico de amplitude de deslocamento do disco LNA é 0,80 mm, maior do que para o disco LA é 0,23 mm, corroborando o resultado da análise modal para o primeiro modo.
- As mudanças de fase na direção X e na direção Y ocorrem simultaneamente nas mesmas frequências, indicando que a anisotropia nos mancais é pequena. Este resultado corrobora o observado no diagrama de Campbell

Nas Figura 22 e Figura 23 são ilustradas a forma deformada e a órbita para o primeiro modo em precessão direta (26,2 Hz). O valor da frequência da figura é 26,0 Hz em razão da resolução do modelo.

Figura 22 – Forma para resposta harmônica ao desbalanceamento a 26,0 Hz

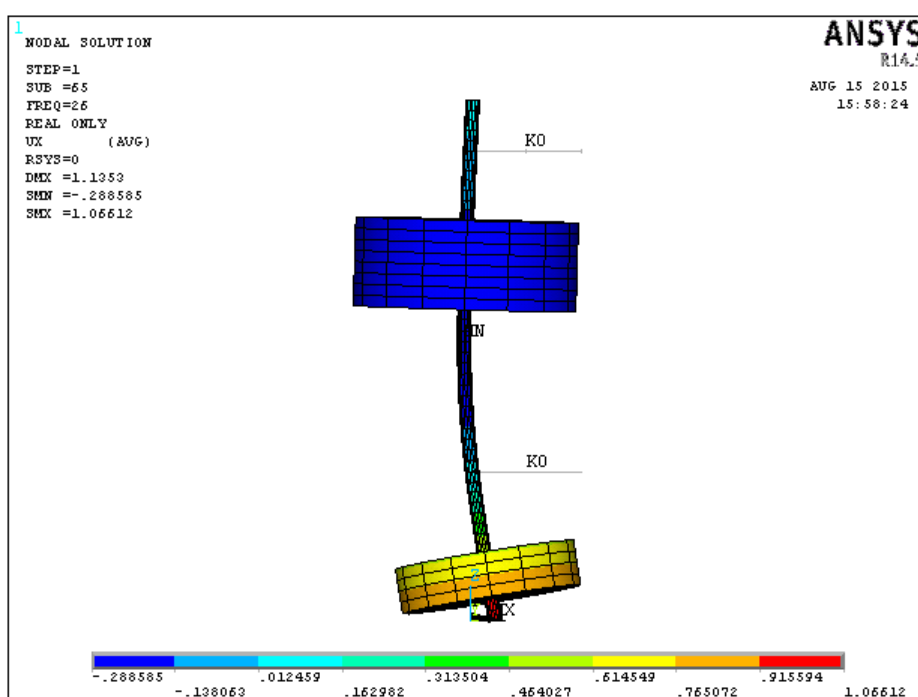


Imagem elaborada pelo autor utilizando o programa ANSYS

Figura 23 – Órbita para 26.0Hz

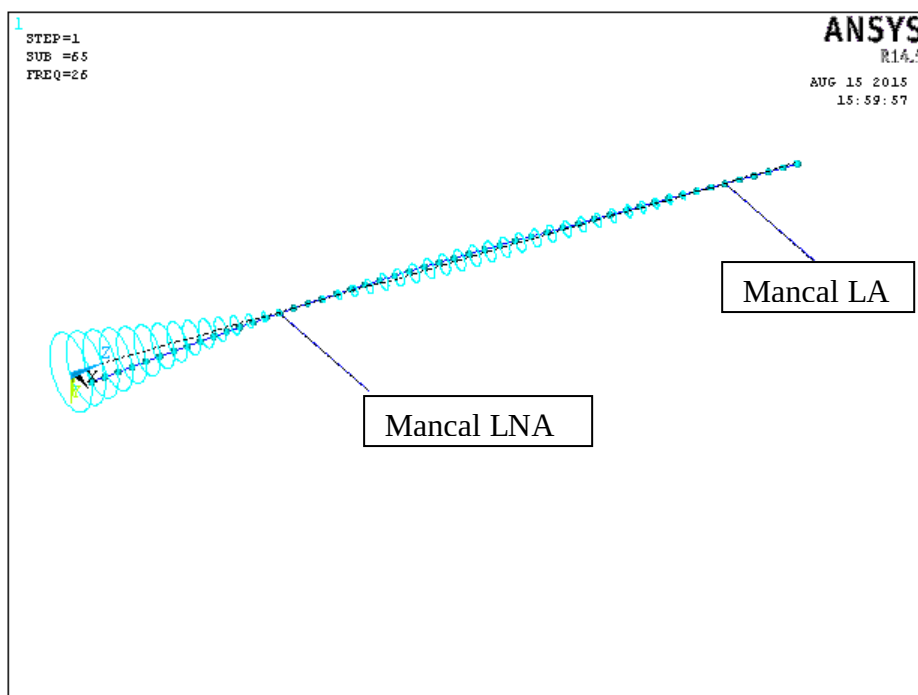


Imagem elaborada pelo autor utilizando o programa ANSYS

Para a condição de desbalanceamento estudada, o máximo valor teórico de amplitude de deslocamento pico a pico é de 1,60 mm no centro do disco LNA, esse valor é relativamente elevado de acordo com a norma ISO 7919-5. Apenas como referência a máxima amplitude de deslocamento pico a pico, medida em frente aos mancais de uma turbina hidráulica, e considerada segura para operação contínua, seria de 0,210 mm, a 1500 rpm. No entanto, essa comparação não pode ser direta, devido à influência dos seguintes fatores: dimensões da máquina, tipo e características específicas de cada máquina, local de medição, tipos de mancais e condições operacionais. Importante ressaltar que em geral as máquinas rotativas são projetadas para trabalhar distante das velocidades críticas, o que não é o caso aqui. No item 4.4 a resposta do rotor para menores desbalanceamentos é estudada, visando reduzir a amplitude de deslocamento.

Outro fator que afeta expressivamente a amplitude de deslocamento na região de ressonância é o amortecimento, (FRISWELL *et al.*, 2010; VANCE, J.; ZEIDAN; MURPHY, 2010). Nesse caso o valor de 2% foi considerado de maneira conservadora, sendo esperado amortecimento maior, em grande parte devido aos coxins na qual a base está apoiada. No item 4.4 diferentes valores de amortecimento são considerados.

4.4. INFLUÊNCIA DO DESBALANCEAMENTO E AMORTECIMENTO

Objetivando a operação segura da bancada, e com base na análise apresentada no item 4.3, concluiu-se que é adequado ter um desbalanceamento menor do que 0,30 kg.mm, principalmente no disco LNA. Na tabela 8 são apresentados os valores de desbalanceamento reduzido propostos para o primeiro teste do rotor.

Tabela 8– Desbalanceamento reduzido proposto para cada disco do rotor

Disco	Massa [kg]	Desbalanceamento [kg.mm]	Excentricidade [mm]
LA	19,66	0,10	0,005
LNA	6,28	0,03	0,005

Uma rotina para balanceamento do rotor em dois planos é apresentada no apêndice 3.

A partir dos valores de desbalanceamento proposto na tabela 8, uma nova análise de resposta harmônica é feita. As figuras apresentadas a seguir resumem os diagramas de Bodé para os discos e as reações dinâmicas nos mancais. Uma das incertezas nesta análise é o amortecimento, que como já mencionado, tem influência direta sobre a amplitude de deslocamento nas faixas de frequência próximas às velocidades críticas. Portanto três diferentes amortecimentos foram considerados nessa segunda etapa. Pode-se correlacionar a cor da linha nos diagramas de Bodé com a razão de amortecimento, conforme Tabela 9.

Tabela 9 – Correlação entre amortecimento e cores nos diagramas de Bodé

ζ	Cor
2%	Ciano
6%	Magenta
10%	Vermelho

Figura 24 – Diagrama de Bodé para disco LNA, amplitude de deslocamento em X, considerando desbalanceamento da tabela 8

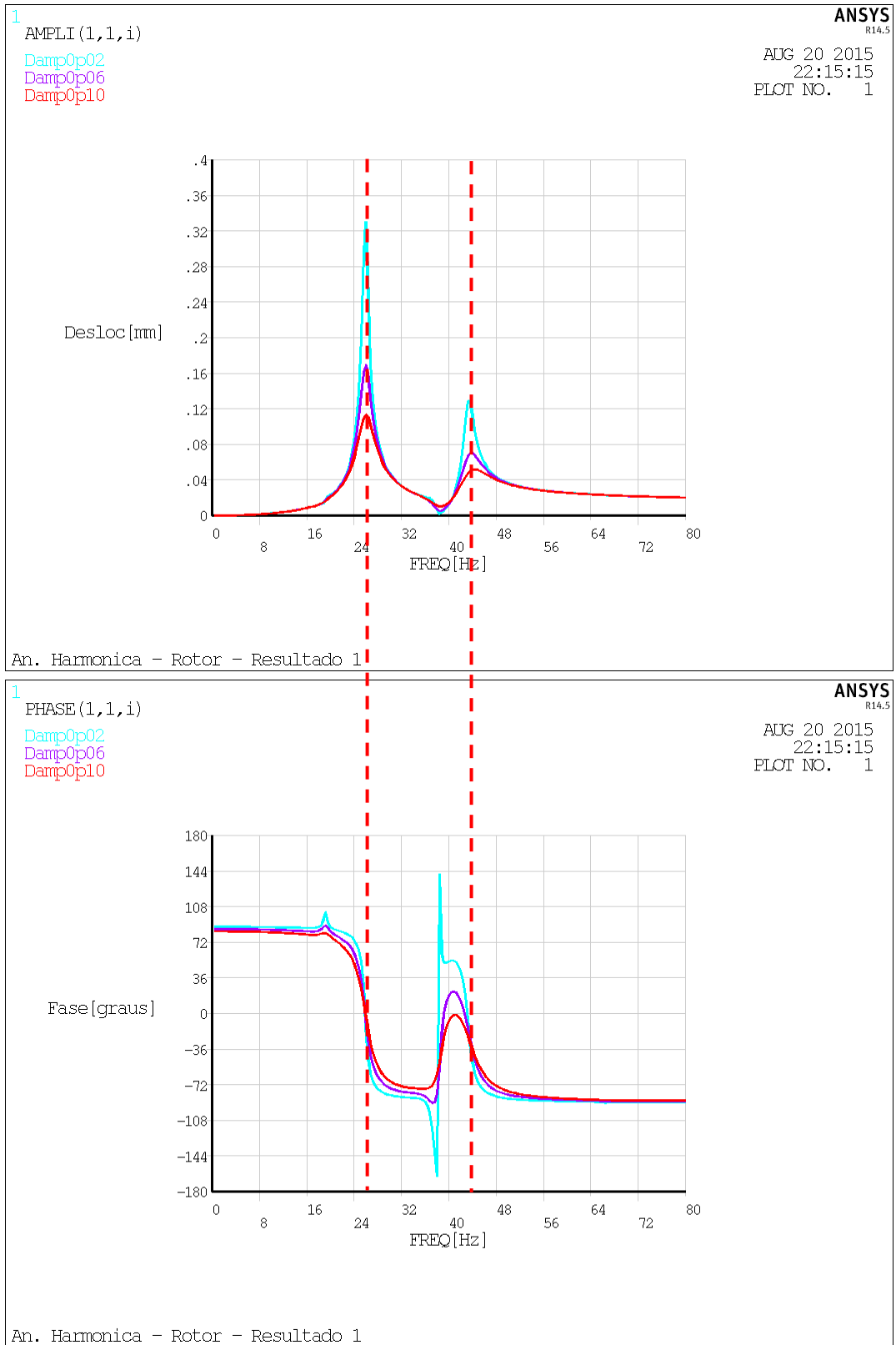


Imagem elaborada pelo autor utilizando o programa ANSYS

Figura 25 – Diagrama de Bodé para disco LNA, amplitude de deslocamento em Y, considerando desbalanceamento da tabela 8

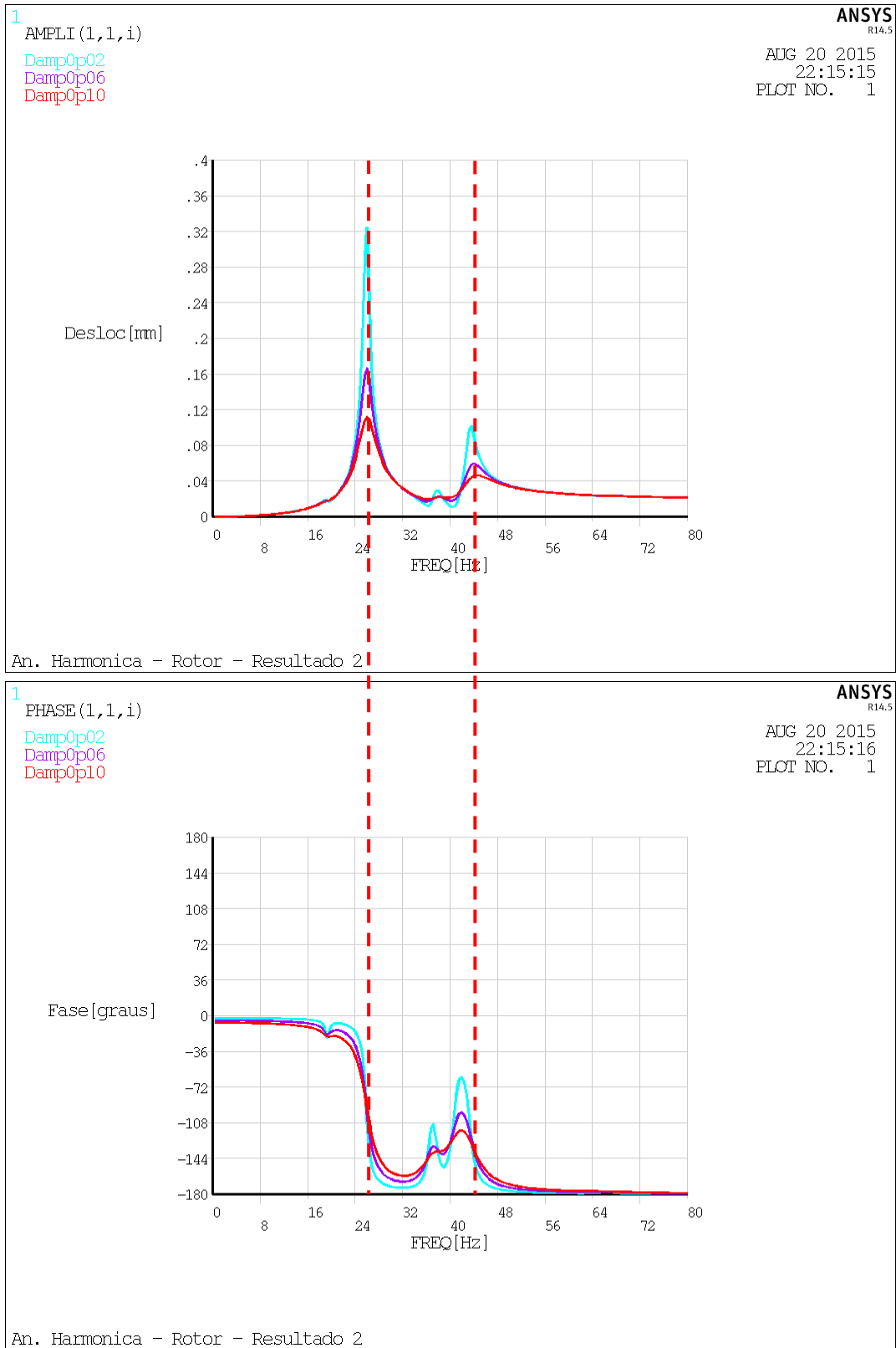


Imagem elaborada pelo autor utilizando o programa ANSYS

Figura 26 – Diagrama de Bodé para disco LA, amplitude de deslocamento em X, considerando desbalanceamento da tabela 8

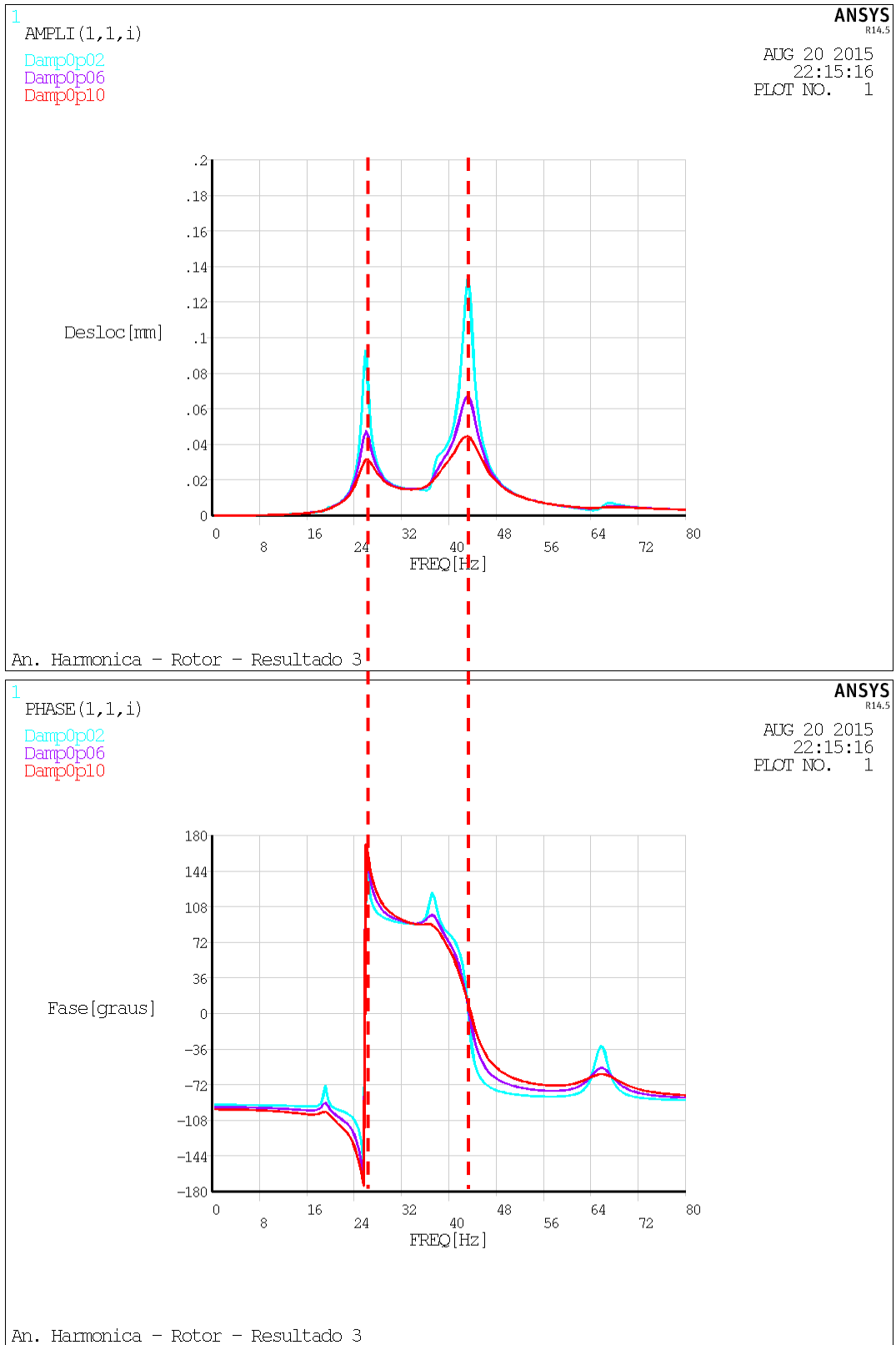


Imagem elaborada pelo autor utilizando o programa ANSYS

Figura 27 – Diagrama de Bodé para disco LA, amplitude de deslocamento em Y, considerando desbalanceamento da tabela 8

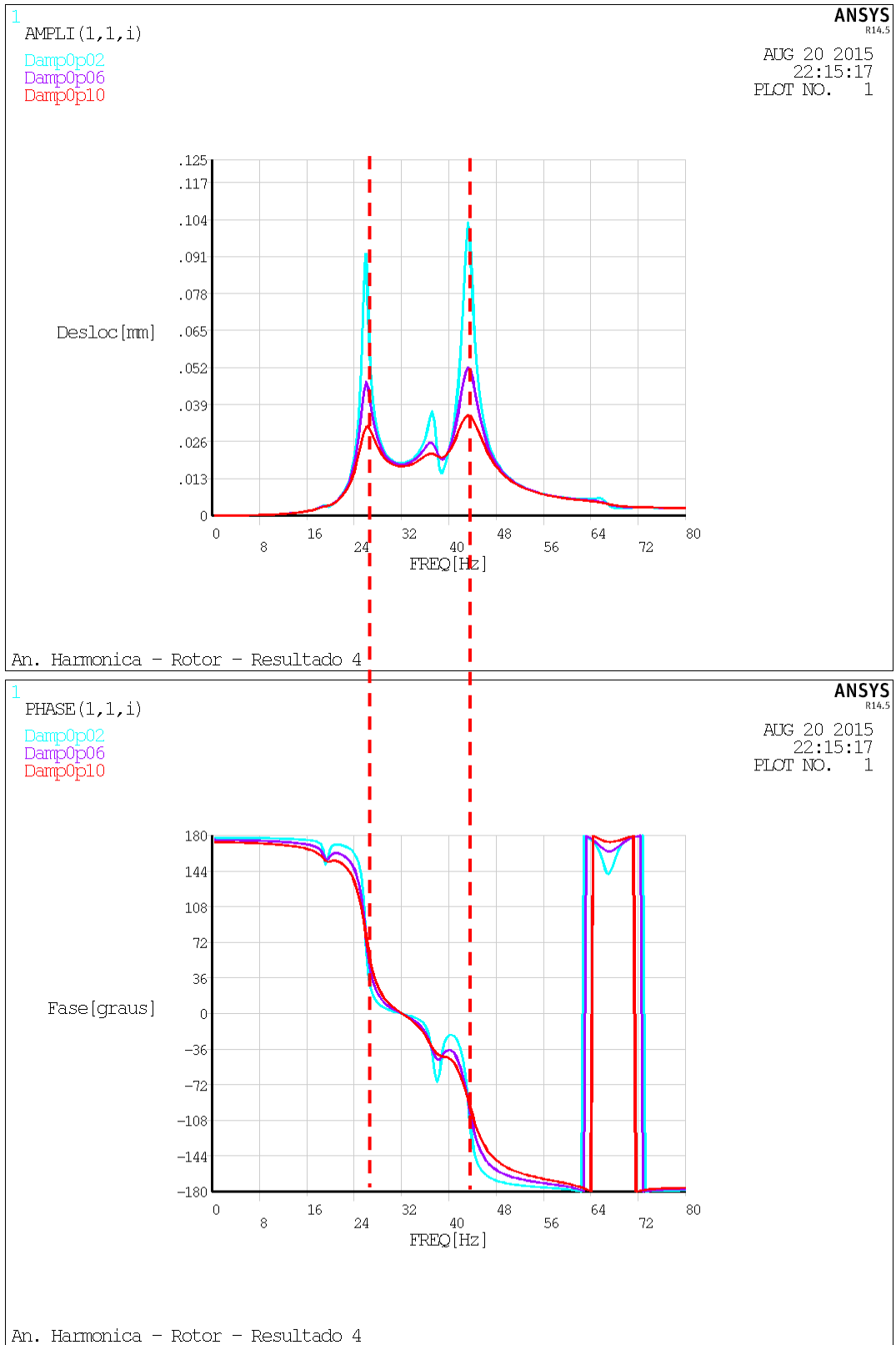


Imagem elaborada pelo autor utilizando o programa ANSYS

A influência do amortecimento na amplitude de deslocamento dos discos LA e LNA do rotor, bem como na mudança de fase ao passar pela velocidade crítica estão evidenciadas nas Figuras 24, figura 25, figura 26 e figura 27. Quanto maior o amortecimento, menores as amplitudes de deslocamento nas faixas próximas às velocidades críticas. A mudança de fase também se dá de forma mais suave para maiores amortecimentos. Também nota-se que o amortecimento não tem grande influência sobre a velocidade crítica, pois o pico de amplitude ocorre para a mesma frequência nos três casos avaliados. Esse comportamento é típico e esperado conforme literatura clássica sobre dinâmica de rotores (FRISWELL *et al.*, 2010; VANCE, J.; ZEIDAN; MURPHY, 2010).

Já a amplitude de deslocamento é reduzida drasticamente no disco LNA. Na análise feita no item 4.3, a amplitude de deslocamento máximo é 1,60 mm ao passar pela primeira velocidade crítica. Reduzindo o desbalanceamento de 0,30 kg.m nos dois discos para os valores apresentados na Tabela 8, e considerando o amortecimento de 2%, o deslocamento máximo reduziu para 0,65mm. Este deslocamento está na mesma ordem de grandeza dos valores citados na norma ISO 7919-5 (2000), e indica que a carga cinética sobre os mancais foi reduzida significativamente em função do menor desbalanceamento.

As reações nos mancais LA e LNA nas direções X e Y são apresentadas a seguir.

Figura 28 – Amplitude de reação nos mancais, considerando desbalanceamento da tabela 8

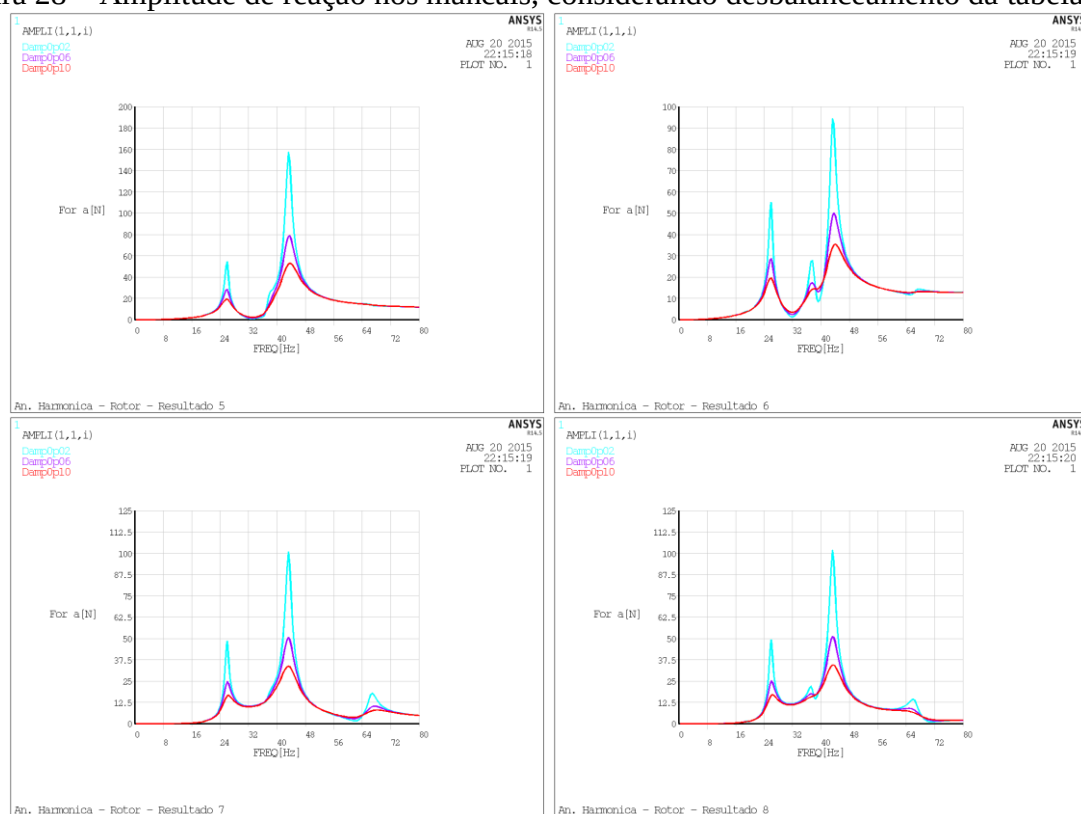


Imagem elaborada pelo autor utilizando o programa ANSYS

É observado que as reações máximas ocorrem para o segundo modo, que é associado ao deslocamento do disco de maior massa em fase com o disco de menor massa.

Reação dinâmica máxima ocorre para o mancal LA na direção X (horizontal), 160 N em 43 Hz. O valor da reação dinâmica corresponde a aproximadamente a 16 kg, inferior a massa do rotor. Caso a reação lateral nos mancais seja demasiada, existe o risco de se tombar a bancada, uma análise específica para essa verificação é apresentada no apêndice 4.

Para dimensionar o mancal de deslizamento é necessário conhecer a carga que atua sobre ele. A carga horizontal (direção X) é o valor obtido diretamente da análise dinâmica, porém a carga vertical é dada pela soma da parcela da reação dinâmica na direção Y e reação estática. Esta última é determinada prontamente pelas equações de equilíbrio estático, assumindo uma viga bi apoiada com uma carga entre apoios e outra em balanço, conforme Figura 29.

Figura 29 – Esquema para análise de forças estáticas nos mancais

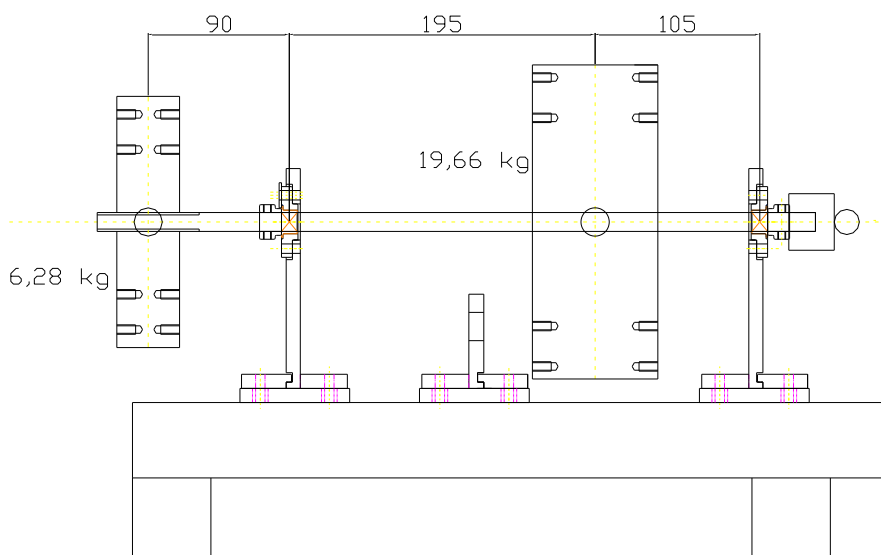


Imagem elaborada pelo autor

Somando a reação estática com as reações dinâmicas têm-se:

Tabela 10 – Reações máximas esperadas para os mancais

	Reação Mancal LA [N]	Reação Mancal LNA [N]
Estática	107	148
Dinâmica ($\zeta=2\%$) em Y à 43Hz	95	100
Total	202	248

Ou seja, a reação máxima de 250 N a 43 Hz é obtida no mancal LNA.

Os mancais LA e LNA são idênticos, e suas características estão apresentadas na Tabela 11.

Tabela 11 – Características dos mancais de deslizamento

Característica	Valor
Material	Bronze ao alumínio
Lubrificação	Contorno
Diâmetro	12,0 mm
Comprimento	7,0 mm
Área projetada	84 mm ²
Máxima carga	250 N
Máxima pressão específica	2,98 MPa
Velocidade de rotação para máxima carga	3580 rpm
Velocidade linear para máxima carga	2,25 m/s
Máximo P*V	6,69 MPa*m/s
Máxima velocidade de rotação possível	2700 rpm
Máxima velocidade linear	1,70 m/s

Na Tabela 12, os valores de pressão específica e velocidade são comparados com critérios de projeto disponíveis na literatura para mancais de lubrificação de contorno fabricados em ligas de bronze. Critério A são critérios de projeto segundo SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS (2005), tabela 12-7, considerando conservativamente os valores mínimos entre as ligas de Bronze. Critério B são critérios de projeto segundo PROVENZA (1996), considerando conservativamente os valores mínimos entre as ligas de Bronze.

Tabela 12 – Dados do mancal mais solicitado comparado com critérios de projeto

	Unidade	Resultado	Critério A	Critério B
Máxima pressão específica	MPa	2,98	31,0	8,00
Máximo P*V	MPa*m/s	6,69	1,75	5,00
Máxima velocidade linear	m/s	1,70	7,60	4,50

Concluí-se que ao passar pela segunda frequência natural em precessão direta, o rotor infere esforços significativos sobre os mancais de deslizamento, mesmo para o

desbalanceamento reduzido da tabela 8. Portanto, as operações na faixa de frequências entre 40 e 45Hz devem ser de curta duração, evitando possíveis desgastes no Bronze e ou danos mais sérios ao sistema rotativo. A análise feita para carga no mancal considera de forma conservadora amortecimento de 2%, conforme discutido no final do item 2.2.1. É observado na Figura 28, que as cargas máximas nos mancais diminuem significativamente para amortecimentos maiores.

A operação em rotações inferiores a 40 Hz é segura, pois a rotação e as reações dinâmicas nos mancais são menores, como é possível observar na Figura 28. Máximo $P \cdot V$ ao passar pela primeira velocidade crítica é 2,1 MPa*m/s.

4.5. INFLUÊNCIA DA BASE

Conforme mencionado anteriormente, a análise dinâmica de rotores não deve se limitar somente ao estudo do rotor de maneira isolada, pois o rotor interage com a base que o suporta, e esta pode influenciar no comportamento dinâmico do conjunto.

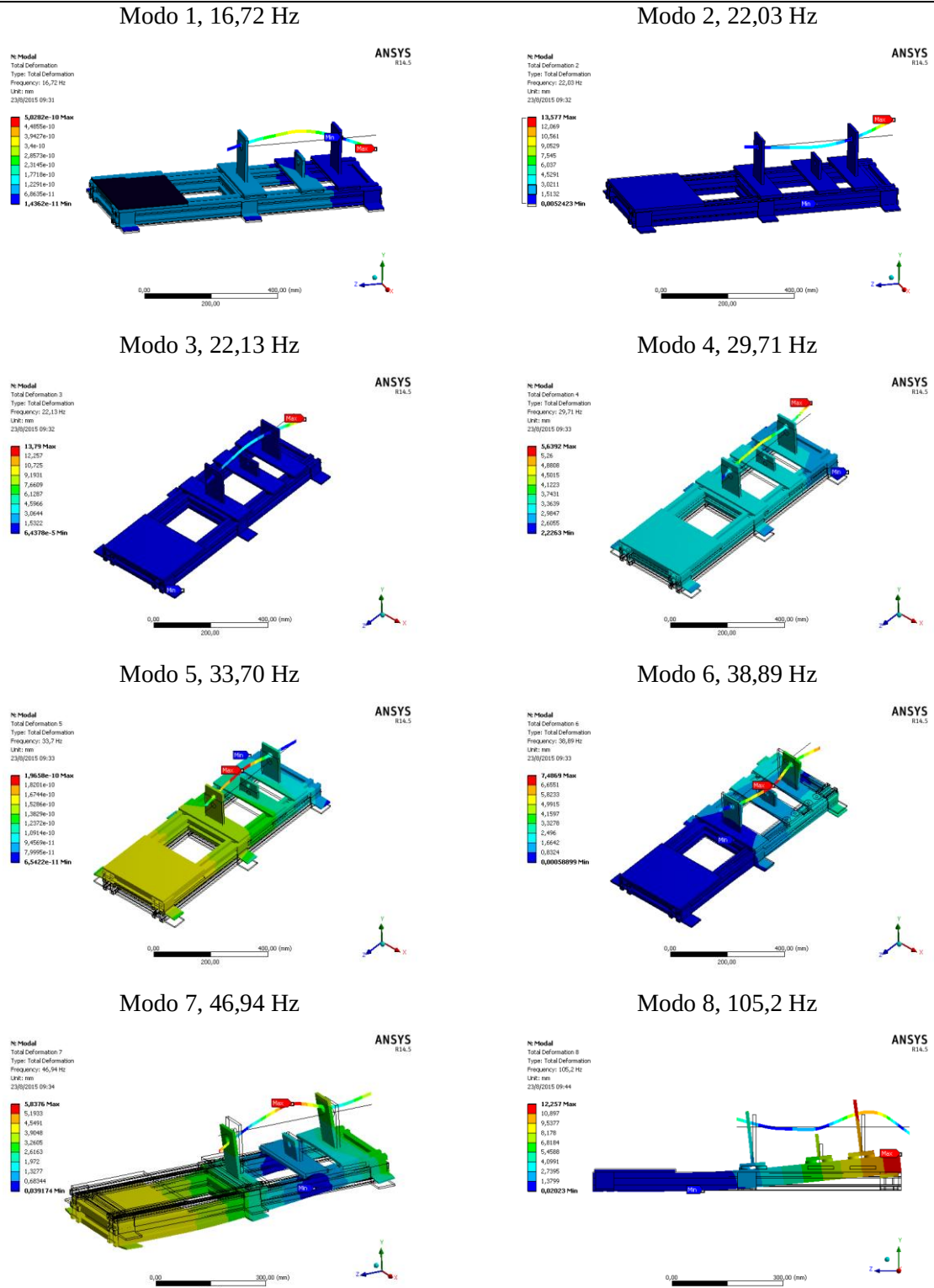
Um modelo foi construído para esse propósito, conforme descrito no item 3.3.3. Através de uma análise modal, são extraídos os 20 primeiros modos do conjunto, porém apenas os oito primeiros resultados estão ilustrados na Tabela 14. Os modos de ordem superior apresentaram frequência natural muito acima da faixa que se pretende estudar.

Tabela 13 – Frequências naturais para o conjunto da máquina rotativa

Modo	Frequência [Hz]	Modo	Frequência [Hz]
1	16,72	11	131,7
2	22,03	12	236,1
3	22,13	13	238,9
4	29,71	14	264,1
5	33,70	15	274,6
6	38,89	16	327,8
7	46,94	17	354,5
8	105,2	18	361,9
9	108,7	19	392,2
10	117,2	20	409,0

Pode ser observado na Tabela 13 que a partir do quarto modo as frequências naturais estão acima de 26,2 Hz, frequência de interesse de estudo da linha de eixo analisada.

Tabela 14 – Modos de vibrar do conjunto máquina rotativa, velocidade de rotação nula.



Os modos 1, 4, 5, 6, 7 e 8 apresentam deslocamentos significativos tanto do rotor quando da base de alumínio, o que evidencia uma importante participação da massa da estrutura que suporta os mancais. No primeiro modo (frequência 16,72 Hz) pode ser

observado que a hipótese adotada para o modelamento do rotor sem influência da massa dos suportes (figura 15) não é válida.

Comparando os resultados dos modos de vibrar obtidos na tabela 14 com os modos de vibrar obtidos no modelo de análise dinâmica do rotor (Tabela 7), pode ser concluído:

- (i) que os modos 2 e 3 apresentam forma modal equivalente ao primeiro modo do modelo de análise dinâmica do rotor (Tabela 7), todos eles estão associados ao deslocamento do disco do lado não acoplado (LNA);
- (ii) já os modos 6 e 7 apresentam as formas modais equivalentes ao segundo modo do modelo de análise dinâmica do rotor, que estão associados ao deslocamento do disco LA e LNA para o mesmo sentido;
- (iii) o modo 6 está associado ao segundo modo precessão inversa e o modo 7 ao segundo modo precessão direta, evidenciando a influência da anisotropia dos mancais nas frequências naturais.

5. MODELO DA BANCADA

Após o estudo do modelo em escala, foi elaborado e executado o projeto do modelo físico do rotor e seus mancais e respectivos suportes. O modelo é composto por:

- 1 eixo, barra de aço trefilado SAE4340 (D = 12 mm, L = 470 mm);
- 2 discos, usinados a partir de chapas de aço carbono, sendo que o disco maior (D = 200 mm, L = 80 mm) entre apoios representa o gerador, e o disco menor (D = 160 mm, L = 40 mm) em balanço representa a roda da turbina;
- 1 eixo cardan, projetado para rotações de até 3600rpm, para transmitir apenas torque do motor elétrico ao rotor;
- 1 motor elétrico, marca SEW/EURODRIVE, modelo DRE80S4BE05HR/FF/TH, potência 0,75 kW, rotação 1710 rpm em 60Hz;
- 2 mancais de deslizamento, de liga de bronze alumínio, um próximo ao disco que representa a turbina (LNA) e o outro próximo ao disco que representa o gerador (LA), suportados por pedestais de aço de alta resistência.
- 1 quadro de alumínio para fixação do motor, dos pedestais dos mancais, das bases dos sensores de proximidade;
- 6 coxins de borracha Vibrastop micro II, que suportam o quadro de alumínio sobre o piso do laboratório;
- 1 painel com inversor de frequência, com o qual se faz o controle da rotação do eixo;

O disco maior que representa o gerador fica do lado acoplado do rotor e foi montado com interferência no eixo. Para isso o eixo foi mergulhado em nitrogênio líquido (-196°C), e rapidamente inserido no furo do disco. Interferência medida média de 0,01 mm.

Já o disco menor situado no lado não acoplado, é montado com porca e contra porca em rosca M12 na extremidade do eixo.

As propriedades geométricas e massas dos discos são apresentadas na Tabela 15.

Tabela 15 – Propriedades físicas dos discos do rotor

Disco menor (turbina) Lado não acoplado (LNA)		Disco maior (gerador) Lado acoplado (LA)	
D	160,0 mm	D	200,0 mm
D	12,0 mm	D	12,0 mm
L	40,0 mm	L	80,0 mm
V	8,00E-04 m ³	V	2,50E-03 m ³
M	6,28 Kg	M	19,66 Kg

Na Figura 30 é mostrada a foto da bancada do rotor.

Figura 30 - Foto da bancada do rotor

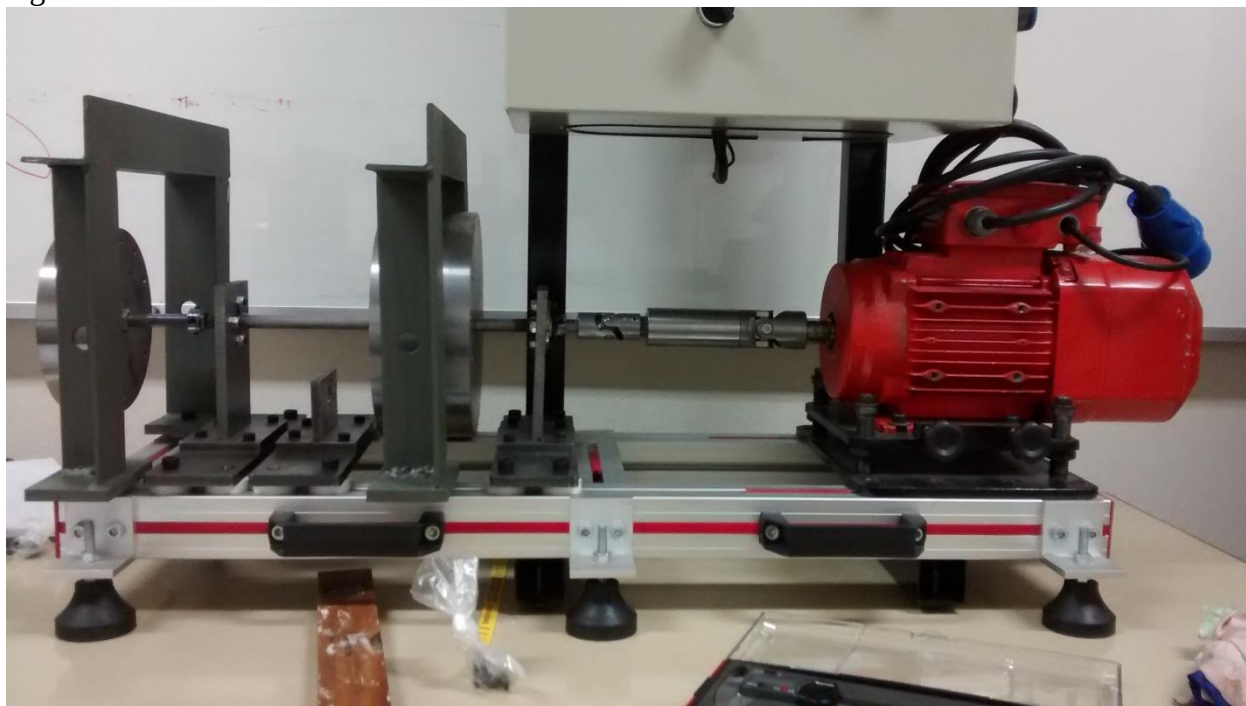


Imagem elaborada pelo autor

No apêndice 8 são apresentados os desenhos de fabricação dos elementos da bancada.

6. CONCLUSÃO

Neste trabalho foi desenvolvida uma metodologia de projeto de uma linha de eixo de uma unidade geradora hidráulica em escala. O método proposto permite que um dado rotor seja escalado, mantendo a frequência natural de flexão do primeiro modo, sem a necessidade de mudar o material que o compõe. No item 3.1 encontra-se uma demonstração da aplicação deste método. O objetivo principal é reduzir as dimensões da linha de eixo rotativo de uma unidade geradora hidráulica movida por uma turbina do tipo Kaplan de grande porte, para permitir a validação dos cálculos de frequência natural do primeiro modo de flexão por meio de experimento. Neste trabalho foi explorado o cálculo e projeto do modelo em escala. Os parâmetros de rigidez dos mancais, amortecimento, velocidade de rotação e influência da base foram estudados, e sua influência sobre as frequências naturais e modos de vibrar do rotor foram analisadas. A parte experimental fica como proposta para trabalho futuro. De forma complementar, os resultados obtidos para os diversos rotores que foram analisados dinamicamente em elementos finitos, juntamente com os resultados experimentais encontrados em literatura, proporcionaram uma análise crítica sobre os resultados obtidos através de simulação com outros programas de cálculo de rotores.

Uma ferramenta de cálculo mais confiável permite aperfeiçoar o projeto em termos de custos e durabilidade, bem como contribuir com a avaliação dinâmica do rotor de unidades geradoras que operam em faixas amplas de operação e que estão sujeitas a cargas radiais expressivas. Sendo assim, o aumento da confiabilidade na ferramenta de cálculo permite reduções de custos e aumento na geração energética.

Em geral, as análises de dinâmica de rotores focam no rotor propriamente dito, e utilizam parâmetros lineares de rigidez e amortecimento nos mancais que foram previamente determinados, seja por meio de experimentos, por similaridade ou outras análises. Neste trabalho foi apresentado não somente a análise dinâmica de um rotor em escala, mas como também a avaliação dos parâmetros de rigidez dos suportes através de uma análise estrutural estática. Este tipo de avaliação é usual na análise de rotores de unidades geradoras hidráulicas, pois são projetados para trabalhar em rotações inferiores a velocidade crítica, na qual a amplitude de deslocamento é predominantemente função da rigidez dos suportes, sendo que os parâmetros de amortecimento têm menor importância e podem ser desconsiderados para esta análise.

Análise da linha de eixo de uma unidade geradora em escala seguiu as etapas: (i) determinar os parâmetros de rigidez nos mancais; (ii) identificar as frequências naturais e a influência da velocidade de rotação sobre elas, (iii) identificar as velocidades críticas e avaliar os modos de vibrar das máquinas, bem como a amplitude de deslocamento e a condição de operação nos mancais e (iv) comparar os resultados com critérios de projeto e normas.

A primeira velocidade crítica é 26,2Hz (1571rpm) e ocorre em precessão direta, sendo que a frequência natural correspondente a precessão inversa não se manifesta nos diagramas de Bodé. A forma modal associada à primeira velocidade crítica é dominada pelo movimento do disco que está em balanço, que corresponde ao primeiro modo de vibrar obtido para linhas de eixo de turbinas Kaplan de grande porte. Das análises de resposta harmônica, ainda se concluiu que a segunda frequência natural em precessão inversa também não é uma velocidade crítica. Ficou evidente que nas regiões próximas às velocidades críticas, a influência do amortecimento na amplitude de deslocamento do rotor é expressiva. Após estudo da influência do desbalanceamento dos discos, recomenda-se que o desbalanceamento reduzido para um primeiro teste da bancada, conforme Tabela 8.

A análise modal do conjunto rotor mais base mostrou que a base participa de maneira significativa na dinâmica do conjunto, porém não interfere na faixa de frequência próxima a primeira velocidade crítica de flexão estudada (26,2Hz), portanto o ensaio continua sendo viável.

A utilização do método dos elementos finitos permite visualizar de forma clara os resultados obtidos. É possível visualizar imagens com gradiente de deslocamentos, órbitas, animações, além de poder visualizar a evolução dos resultados em função da frequência, por meio de gráficos e dos diagramas de Campbell e Bodé. Para análises harmônicas, também é possível visualizar gradiente de tensões e reações nos mancais em função da frequência. A ferramenta utilizada foi o programa ANSYS, que dispõe de elementos, recursos e rotinas dedicadas para análise dinâmica de rotores. A utilização de elementos de viga possibilitou a criação de um modelo de cálculo leve, que permitiu respostas acuradas e rápidas.

7. PROPOSTA PARA TRABALHOS FUTUROS

Para dar prosseguimento a este trabalho, pretende-se após a montagem e calibração dos sensores, efetuar medições na bancada apresentada no item 5, com a finalidade de obter a primeira velocidade crítica do rotor, identificando-a no diagrama de Bodé através de um pico de amplitude de deslocamento, associada a mudança de fase.

Através dos valores medidos em bancada para diversas situações de desbalanceamento, é possível correlacioná-las com os valores obtidos por meio de simulações em elementos finitos para diferentes parâmetros de rigidez. A partir desse método, pode-se obter os parâmetros de rigidez que melhor aproximam o modelo teórico do modelo em bancada. Este método de atualizar o modelo em elementos finitos com valores medidos é conhecido por model updating.

Outras melhorias no modelo em elementos finitos podem ser feitas, para melhor investigar a influência da fundação na dinâmica do rotor. A modelagem da fundação em conjunto com o rotor pode ser feita através do método chamado síntese modal de componente (CMS), o que permitirá levar em conta todos os efeitos da fundação em uma análise de resposta harmônica devido ao desbalanceamento do rotor por exemplo.

REFERÊNCIAS

ANSYS ® Mechanical, Release 16.1, Help System, Mechanical APDL Documentation, ANSYS, Inc.

AL YAHYAI, M.; MBA, D. Rotor dynamic response of a centrifugal compressor due to liquid carry over: A case study. **Engineering Failure Analysis**, v. 45, p. 436–448, 2014. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1350630714002374>>.

BAVASTRI, C. A. et al. Modeling of dynamic rotors with flexible bearings due to the use of viscoelastic materials. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 30, n. 1, p. 22–29, 2008.

BENKÖ, G.B.; HOLMÉN, E.K. Parametric resonances in umbrella-type generating units. In: SYMPOSIUM ON VIBRATIONS IN HYDRAULIC PUMPS AND TURBINES, Manchester, 1966. Proceedings 1966-67, v.181, Part 3A. Birdcage Walk, Westminster, London, UK: The Institution of Mechanical Engineers, 1967. 10p.

CALDIRON, L. **Estimação de rigidezes de mancais de rotores por análise de sensibilidade**. 2004. 82 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica – Mecânica dos Sólidos) – Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2004.

CAVALCA, K. L.; CAVALCANTE, P. F.; OKABE, E. P. An investigation on the influence of the supporting structure on the dynamics of the rotor system. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 19, n. 1, p. 157–174, 2005.

CAVALCANTE, P. F. **Método de Solução para o Estudo da Influência da Estrutura de Suporte no Comportamento Dinâmico de Máquinas Rotativas**. 2001. 131 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica – Projeto Mecânico) – UNICAMP, Campinas, 2001.

COTA, R. E. **Análise Dinâmica de Rotores em Balanço Utilizando Procedimentos Computacionais e Experimentais**. 2008. 77 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica – Projeto Mecânico) – Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2008.

DE SANTIAGO, O. C.; SAN ANDRÉS, L. Field Methods for Identification of Bearing Support Parameters—Part II: Identification From Rotor Dynamic Response due to Imbalances. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 129, n. 1, p. 213, 2007.

DRTINA, P.; SALLABERGER, M. Hydraulic turbines—basic principles and state-of-the-art computational fluid dynamics applications. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, v. 213, n. July 1998, p. 85–103, 1999. Disponível em: <<http://pic.sagepub.com/content/213/1/85.short>>.

EDWARDS, S.; LEES, A. W.; FRISWELL, M. I. Experimental Identification of Excitation and Support Parameters of a Flexible Rotor-Bearings-Foundation System From a Single Run-Down. **Journal of Sound and Vibration**, v. 232, n. 5, p. 963–992, 2000. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0022460X99927797>>.

FRISWELL, M. I. et al. **Dynamics of Rotating Machines**. 1st. ed. New York: Cambridge University Press, 2010.

INTERNATIONAL HYDROPOWER ASSOCIATION. **Hydropower Status Report**. Sutton: International Hydropower Association, 2015. 39.

KRIVCHENCO, G. **Hydraulic Machines: Turbines and Pumps**. 2nd. ed. [S.l.: s.n.], 2000.

LEE, S. U. et al. Backward whirl investigations in isotropic and anisotropic systems with gyroscopic effects. **Proceedings of the International Modal Analysis Conference**, v. 2, p. 1692–1698, 1999. Disponível em: <<http://sem-proceedings.com/17i/sem.org-IMAC-XVII-17th-174005-Backward-Whirl-Investigations-Isotropic-Anisotropic-Systems.pdf>>.

MAGNOLI, M. V. **Cálculo das velocidades angulares críticas da linha de eixo de turbinas hidráulicas com ênfase no comportamento estrutural dinâmico do gerador**. 2005. 191 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

MATHIAS, M. H. **Aplicação da Técnica Paramétrica ARMA de Processamento de Sinais na Caracterização de Estruturas Mecânicas**. 1998. 117 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica – Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1998.

PROVENZA, F. **Projeto de Máquinas**. 71. ed. Sao Paulo: Editora F. Provenza, 1996.

QU, Z.-Q. Adaptive mode superposition and acceleration technique with application to frequency response function and its sensitivity. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 21, n. 1, p. 40–57, 2007. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0888327006000380>>.

RAO, S. **Mechanical Vibrations**. 3rd. ed. [S.l.]: Addison-Wesley, 1995.

ROUCH, K. E. et al. Modeling of complex rotor systems by combining rotor and substructure models. **Finite Elements in Analysis and Design**, v. 10, n. 1, p. 89–100, 1991.

SAGAR R DHARMADHIKARI, S. G. M. P. G. N. D. K. “Design and Analysis of Composite Drive Shaft using ANSYS and Genetic Algorithm” A Critical Review. **IJMER**, v. 3, n. 1, p. 490–496, 2013. Disponível em: <http://www.ijmer.com/papers/Vol3_Issue1/DF31490496.pdf>.

SAMUELSSON, J. **Rotor dynamic analysis of 3D-modeled gas turbine rotor in ANSYS**. 2009. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica – Mecânica dos Sólidos) – Linköping University, Finspang, 2009.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

SRIKRISHNANIVAS, D. **Rotor Dynamic Analysis of RM12 Jet Engine Rotor using ANSYS**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica – Mecânica das Estruturas) – Blekinge Institute of Technology, Karlskrona, 2012.

STEVENSON, J. D. Structural Damping Values As a Function of Dynamic Response Stress and Deformation Levels. **Nuclear Engineering and Design**. [S.l.], n. 60, p. 211-238, 1980.

SUDHAKAR, G. N. D. S.; SEKHAR, A. S. Identification of unbalance in a rotor bearing system. **Journal of Sound and Vibration**, v. 330, n. 10, p. 2299–2313, 2011. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2010.11.028>>.

SWANSON, E.; POWELL, C. D.; WEISSMAN, S. A practical review of rotating machinery critical speeds and modes. **Sound And Vibration**, v. 39, n. May, p. 10–17, 2005. Disponível em: <<http://www.sandv.com/downloads/0505swan.pdf>>.

TAPLAK, H.; PARLAK, M. Evaluation of gas turbine rotor dynamic analysis using the finite element method. **Measurement**, v. 45, n. 5, p. 1089–1097, 2012. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.measurement.2012.01.032>>.

VANCE, J. M. et al. Critical Speeds of Turbomachinery Computer Predictions vs. Experimental Measurements. . **Proceedings of the Thirteenth Turbomachinery Symposium**, p. 105-130, 1967.

VANCE, J.; ZEIDAN, F.; MURPHY, B. **Machinery Vibration and Rotordynamics**. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2010. 416.

WAGNER, M. B. et al. Model reduction methods for rotor dynamic analysis: A survey and review. **International Journal of Rotating Machinery**, v. 2010, p.1-17, 2010.

APÊNDICE 1 – AVALIAÇÃO DA RIGIDEZ DOS MANCAIS LEVANDO EM CONTA OS SUPORTES DOS SENSORES DE PROXIMIDADE DOS DISCOS

A metodologia exposta no capítulo 3.2 é refeita considerando a presença de suportes para os sensores de proximidade com a intenção de avaliar a influências desses suportes na rigidez dos mancais que suportam o rotor.

O modelo apresentado na figura 31 foi considerado.

Figura 31 - Modelo da máquina rotativa incluindo os suportes dos sensores de proximidade

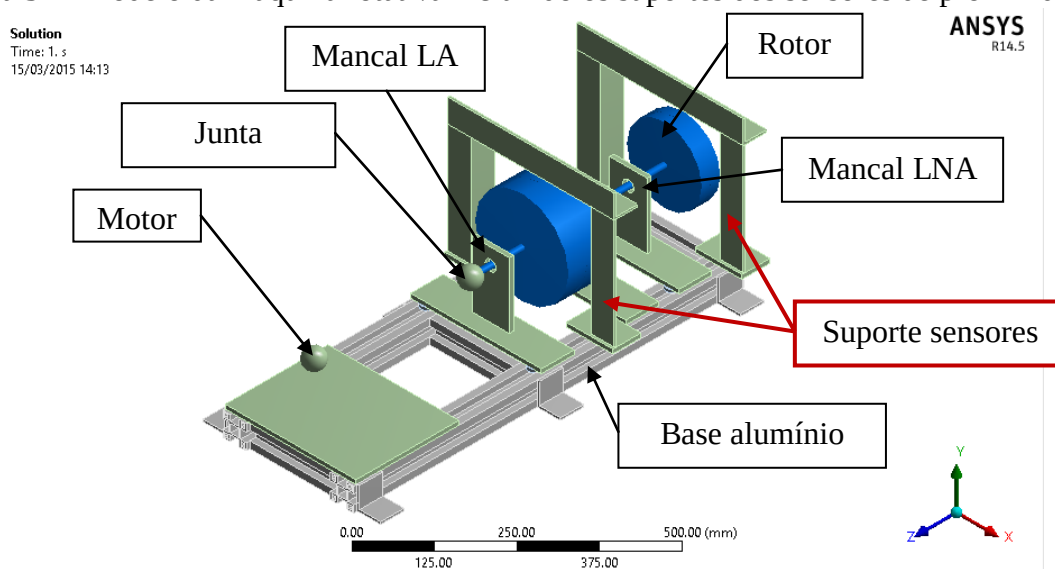


Imagem elaborada pelo autor utilizando o programa ANSYS

A imagem abaixo mostra a deformação total para o caso de carga de 1000 N aplicada na direção X no mancal LA, em escala exagerada. As linhas pretas representam a posição inicial da bancada.

Figura 32 – Deslocamento total para uma força de 1000 N em X no mancal LA

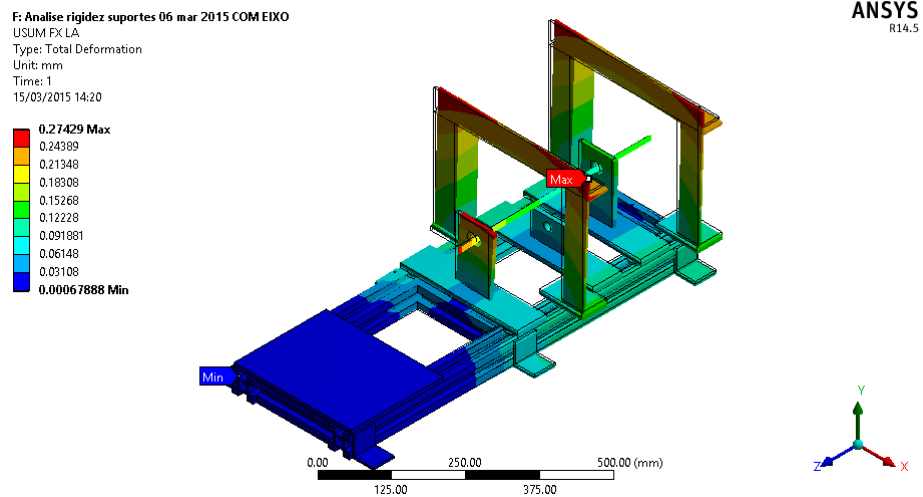


Imagem elaborada pelo autor utilizando o programa ANSYS

A partir dos valores médios de deslocamento nos nós em que a força é aplicada (nós dos alojamentos dos mancais), pode-se então calcular a rigidez para cada direção em cada mancal. Os valores de rigidez estão resumidos na tabela 4, e foram tomados para comparação com os resultados de rigidez obtidos sem os suportes, tabela 3. Essa comparação é apresentada no capítulo 4.1.

APÊNDICE 2 – ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DA MALHA NO MODELO DE ROTORES

A influência da malha no modelo de rotores é apresentada em três estudos. O estudo A avalia o número de elementos de uma viga necessários para que a estrutura tenha a mesma frequência natural do que a solução obtida através de meios contínuos. O estudo B avalia um rotor com disco central e a diferença dos resultados de frequência natural utilizando-se modelo com elementos sólidos e outro modelo com elementos de viga. O estudo C apresenta a diferença decorrente da malha nos resultados do rotor estudado neste trabalho.

Estudo A

Para uma viga bi apoiada, considerando sistema contínuo e desprezando os efeitos da cortante, os dois primeiros modos são dados pelas equações:

$$w_1 = \left(\frac{97.41 \cdot E \cdot I}{\rho \cdot A \cdot l^4} \right)^{1/2} \quad (A2.1)$$

$$w_2 = \left(\frac{1558.56 \cdot E \cdot I}{\rho \cdot A \cdot l^4} \right)^{1/2} \quad (A2.2)$$

Valores adotados para este estudo:

$$E = 200 \text{ GPa} = 200000 \text{ N/mm}^2$$

$$\rho = 7850 \text{ kg/m}^3 = 7.85 \text{ E-09 t/mm}^3$$

$$D = 10 \text{ mm}$$

$$L = 1000 \text{ mm}$$

$$A = 78.54 \text{ mm}^2$$

$$I = 490.87 \text{ mm}^4$$

A viga descrita foi modelada então em elementos finitos, utilizando-se elementos de viga sem o efeito da cortante e considerando o efeito da cortante. Os resultados estão resumidos na Tabela 16.

Tabela 16 - Comparativo de frequências naturais em função do número de elementos

N elem	w1 [Hz]	w2 [Hz]
1	22.00	100.80
2	19.90	87.99
4	19.83	79.59
8	19.82	79.30
16	19.82	79.28
Sistema Contínuo	19.82	79.29
16 Timoshenko	19.91	80.69

Percebe-se que a partir de 4 elementos o resultado se aproxima do resultado obtido algebricamente pelo método de sistemas contínuos, para o primeiro modo. Já para o segundo modo, a partir de 8 elementos ocorre o mesmo. Esses resultados corroboram a regra prática citada em (VANCE, J.; ZEIDAN; MURPHY, 2010), entretanto esta mesma referência recomenda como regra prática de modelamento utilizar o comprimento do elemento menor ou igual ao diâmetro do eixo.

É interessante também comparar os resultados obtidos com 16 elementos sem considerar o efeito da cortante, com os resultados obtidos com 16 elementos considerando o efeito da cortante, também conhecido como elemento de viga de Timoshenko (16 Timoshenko). Percebe-se que há um ligeiro enrijecimento da viga por conta do efeito cortante. Esse efeito é pequeno no exemplo empregado, mas pode ser significativo para vigas curtas, $G.A.L^2/(E.I) > 50$ (RAO, 1995).

Na sequência são apresentados os modos de vibrar obtidos com o modelo de 16 elementos de viga de Timoshenko.

Figura 33 – Primeiro modo de vibrar, viga com 16 elementos Timoshenko

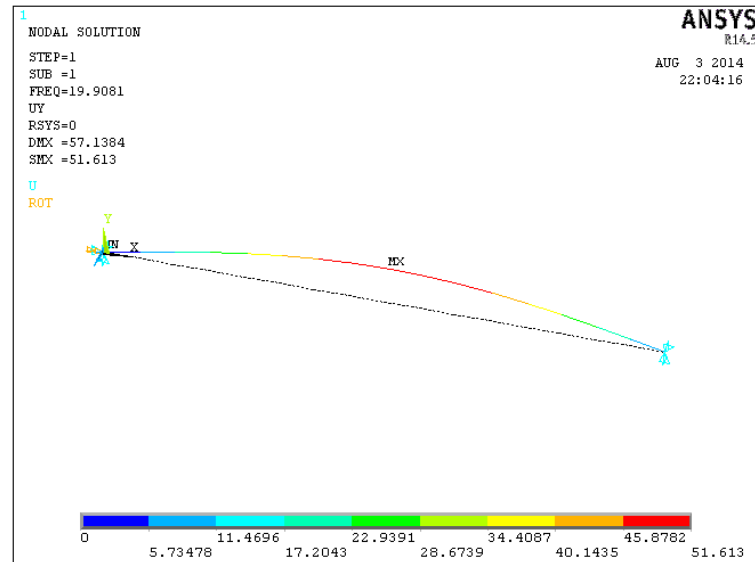


Imagem elaborada pelo autor utilizando o programa ANSYS

Figura 34–Segundo modo de vibrar, viga com 16 elementos Timoshenko

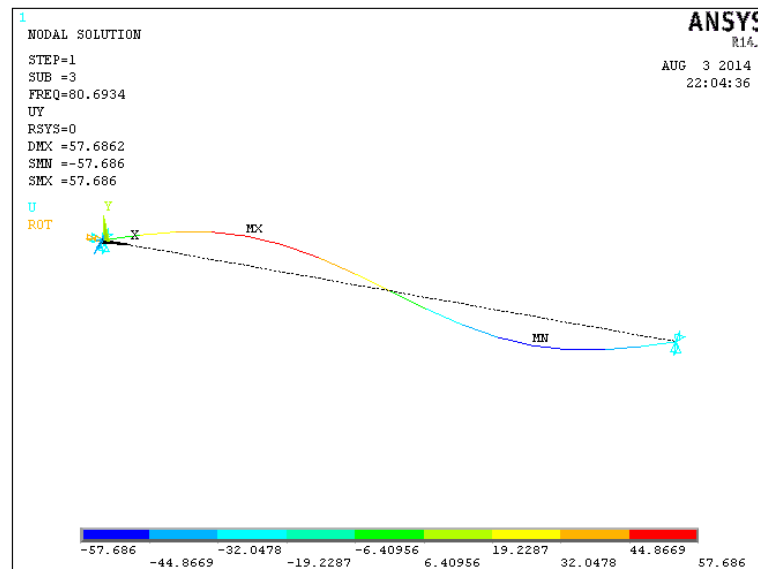


Imagem elaborada pelo autor utilizando o programa ANSYS

Estudo B

Um rotor flexível em suportes rígidos com disco central é modelado em elementos finitos considerando elementos sólidos e elementos de viga de Timoshenko.

Figura 35 – Rotor modelado (a) com elemetos sólidos, (b) com elementos de viga

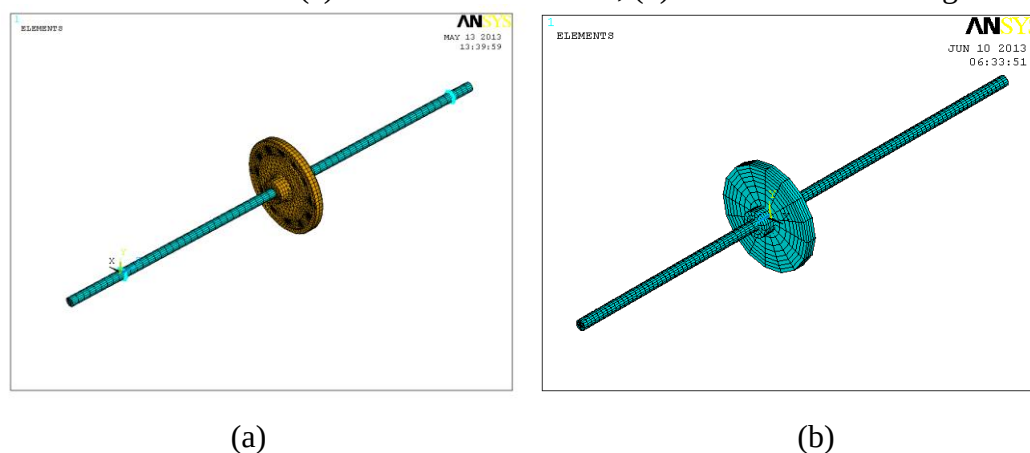


Imagem elaborada pelo autor utilizando o programa ANSYS

A massa do disco é 5,15kg, o eixo tem diâmetro de 20mm e distância entre mancais de 850mm. Uma primeira estimativa da primeira frequência natural pode ser feita considerando a flexibilidade do eixo e a massa do disco, em um sistema massa mola com apenas 1 grau de liberdade.

$$m_{\text{DISCO}} = 5,15\text{kg}$$

$$D_{\text{EIXO}} = 20\text{mm}$$

$$k = \frac{48 \cdot E \cdot I}{L^3}$$

$$k = \frac{48 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 7854}{850^3} = 122,8\text{N/mm}$$

$$k = 1,228 \cdot 10^5 \text{ N/m}$$

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{k}{m}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{1,228 \cdot 10^5}{5,15}} = 24,6\text{Hz}$$

Os resultados obtidos entre os modelos e o desvio percentual são apresentados na Tabela 17.

Tabela 17 – Comparativo do resultado de frequências naturais entre modelo com elementos sólidos e elementos de viga

	Elem. Sólidos	Elem. Viga	Desvio
1ª VCF	25,07	24,56	-2,0%
2ª VCF	165,52	162,42	-1,9%

Figura 36 – Dois primeiros modos de vibrar para o modelo sólido

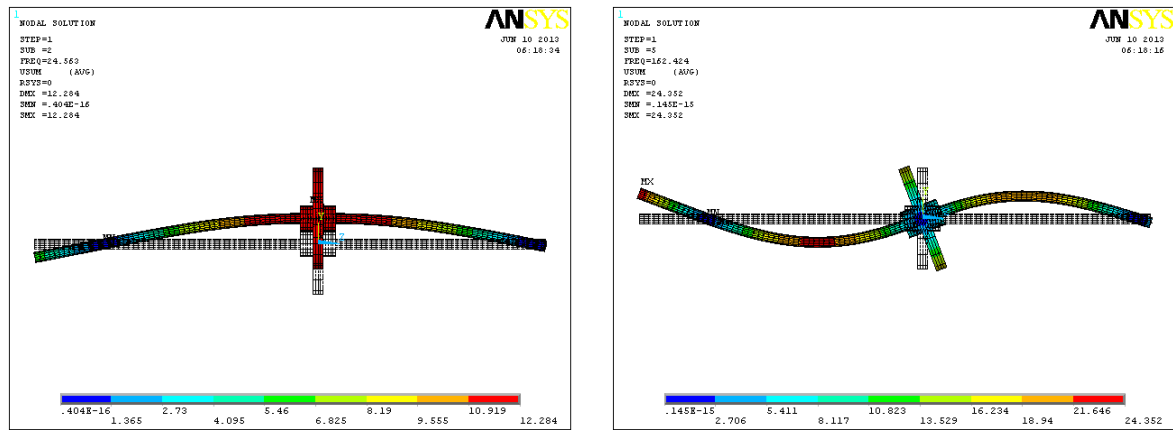


Imagem elaborada pelo autor utilizando o programa ANSYS

Estudo C

Para o rotor apresentado na Figura 15, o máximo tamanho de elemento foi variado de 160 mm a 5mm. Os resultados de frequência natural foram obtidos do diagrama de Campbell para intersecção com uma excitação a 1X, foram registrados o primeiro e o segundo modo em precessão inversa (BW) e direta (FW).

Figura 37 – Influência do tamanho do elemento nas frequências naturais

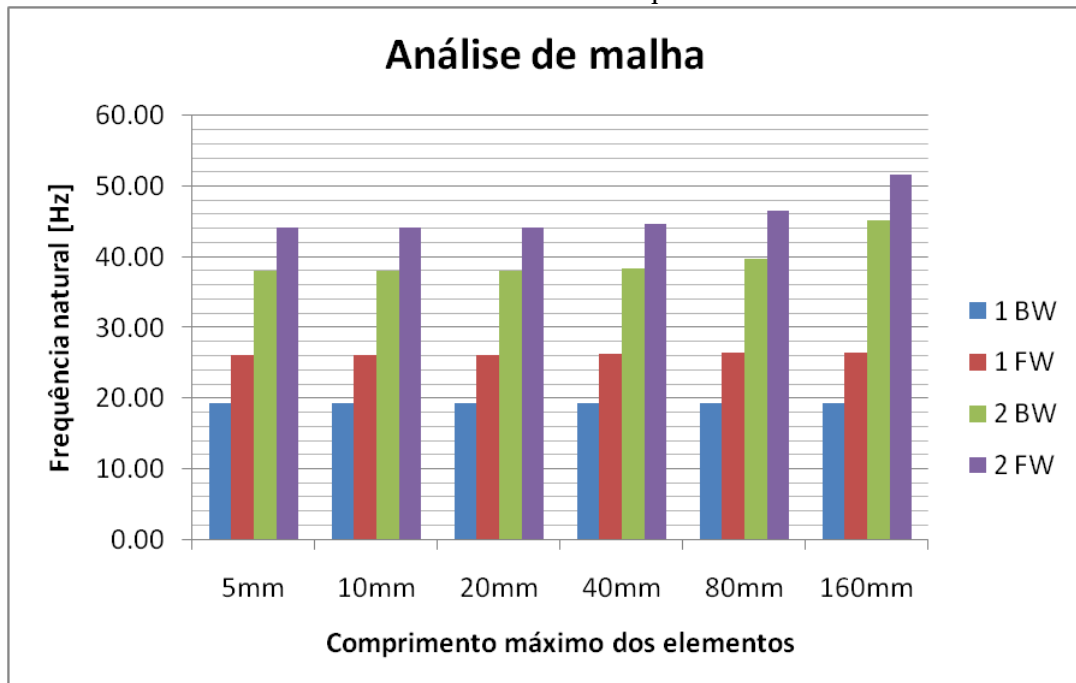


Imagem elaborada pelo autor

Com base nos resultados apresentados na Figura 37, a influência da malha nos resultados passa a ser inferior a 1,00% para elementos de comprimento menores que 20 mm. A variação nos resultados entre comprimento máximo dos elementos de 20 mm para 10 mm foi inferior a 0,25%. Já a variação nos resultados entre comprimento máximo dos elementos de 10 mm para 5 mm foi inferior a 0,10%.

O critério de convergência de malha adotado foi: variação inferior a 0,50%, portanto a malha de 10 mm foi escolhida. Esse resultado corrobora a recomendação de se utilizar comprimento do elemento inferior ao diâmetro do eixo (VANCE, J.; ZEIDAN; MURPHY, 2010).

APÊNDICE 3 – ROTINA PARA BALANCEAMENTO EM 2 PLANOS

Neste apêndice será apresentada de forma breve a rotina para balanceamento em dois planos, maiores detalhes em (RAO, 1995). Esta rotina consiste em 8 etapas descritas a seguir. Uma velocidade de rotação deve ser escolhida e mantida durante todas as etapas.

Etapa 1 – marcar referência de fase nos dois discos (planos) a serem balanceados.

Etapa 2 – adquirir níveis de vibração nos dois mancais. Registrar o pico de amplitude de aceleração, velocidade ou deslocamento, e também a fase com relação à referência definida na etapa 1. Verificar se os valores medidos estão dentro dos limites desejáveis: caso positivo, nenhuma ação é necessária e o rotor está balanceado; caso negativo, prosseguir para etapa 3.

Etapa 3 – acrescentar massa conhecida em um dos planos, registrar distância até o centro e fase do local onde foi acrescentada a massa.

Etapa 4 – adquirir níveis de vibração nos dois mancais. Registrar o pico de amplitude de aceleração, velocidade ou deslocamento, e também a fase com relação à referência definida na etapa 1.

Etapa 5 – Retirar a massa acrescentada na etapa 3.

Etapa 6 – Repetir as etapas 3, 4 e 5 só que agora no segundo plano. De preferência utilizar valor de incremento de massa e localização distintas do utilizado na etapa 3.

Etapa 7 – computar as massas de balanceamento a serem utilizadas, utilizando operações com vetores. Por conveniência os dois mancais serão nomeados mancal A e mancal B, e os planos de balanceamento de L e R.

$$\begin{aligned}\vec{V}_A &= \vec{A}_{AL} \vec{U}_L + \vec{A}_{AR} \vec{U}_R \\ \vec{V}_B &= \vec{A}_{BL} \vec{U}_L + \vec{A}_{BR} \vec{U}_R \\ \vec{V}'_A &= \vec{A}_{AL} (\vec{U}_L + \vec{W}_L) + \vec{A}_{AR} \vec{U}_R \\ \vec{V}'_B &= \vec{A}_{BL} (\vec{U}_L + \vec{W}_L) + \vec{A}_{BR} \vec{U}_R \\ \vec{V}''_A &= \vec{A}_{AL} \vec{U}_L + \vec{A}_{AR} (\vec{U}_R + \vec{W}_R) \\ \vec{V}''_B &= \vec{A}_{BL} \vec{U}_L + \vec{A}_{BR} (\vec{U}_R + \vec{W}_R)\end{aligned}$$

Nas equações:

$\vec{V}_A$ é o vetor registrado no mancal A durante a etapa 2.

$\vec{V}_B$ é o vetor registrado no mancal B durante a etapa 2.

$\vec{A}_{ij}$ é o vetor de operação entre a vibração do mancal i com relação a um desbalanceamento no plano j.

$\vec{U}_L$ é o desbalanceamento inicial no plano L (inicialmente desconhecido).

$\vec{U}_R$ é o desbalanceamento inicial no plano R (inicialmente desconhecido).

$\vec{V}'_A$ é o vetor registrado no mancal A durante a etapa 3.

$\vec{V}'_B$ é o vetor registrado no mancal B durante a etapa 3.

$\vec{W}_L$ é o vetor desbalanceamento correspondente a massa de teste adicionada no plano L

$\vec{V}''_A$ é o vetor registrado no mancal A durante a etapa 6.

$\vec{V}''_B$ é o vetor registrado no mancal B durante a etapa 6.

$\vec{W}_R$ é o vetor desbalanceamento correspondente a massa de teste adicionada no plano R

Conhecendo os vetores: $\vec{V}_A$, $\vec{V}_B$, $\vec{V}'_A$, $\vec{V}'_B$, $\vec{V}''_A$ e $\vec{V}''_B$, é possível determinar os vetores de operação $\vec{A}_{ij}$.

$$\vec{A}_{AL} = \frac{\vec{V}'_A - \vec{V}_A}{\vec{W}_L}; \vec{A}_{AR} = \frac{\vec{V}''_A - \vec{V}_A}{\vec{W}_R}; \vec{A}_{BL} = \frac{\vec{V}'_B - \vec{V}_B}{\vec{W}_L}; \vec{A}_{BR} = \frac{\vec{V}''_B - \vec{V}_B}{\vec{W}_R}$$

A partir dos vetores operação os desbalanceamentos originais são determinados.

$$\vec{U}_L = \frac{\vec{A}_{BR}\vec{V}_A - \vec{A}_{AR}\vec{V}_B}{\vec{A}_{BR}\vec{A}_{AL} - \vec{A}_{AR}\vec{A}_{BL}}; \vec{U}_R = \frac{\vec{A}_{BL}\vec{V}_A - \vec{A}_{AL}\vec{V}_B}{\vec{A}_{BL}\vec{A}_{AR} - \vec{A}_{AL}\vec{A}_{BR}}$$

As massas de correção podem ser então determinadas em cada plano em função do vetor balanceamento ($\vec{B}_L$ e $\vec{B}_R$).

$$\vec{B}_L = -\vec{U}_L; \vec{B}_R = -\vec{U}_R$$

Etapa 8 – repetir etapa 2.

Para agilizar o processo de balanceamento, essa rotina foi implementada em planilha.

APÊNDICE 4 – ANÁLISE DE TOMBAMENTO

Essa análise tem por objetivo determinar uma força lateral ($F_{LATERAL}$) necessária para tombar a bancada de ensaios, esse valor é tomado como referência para analisar as reações nos mancais. É assumido um desbalanceamento único para todo o rotor.

Figura 38 – Esquema para cálculo da força lateral de tombamento

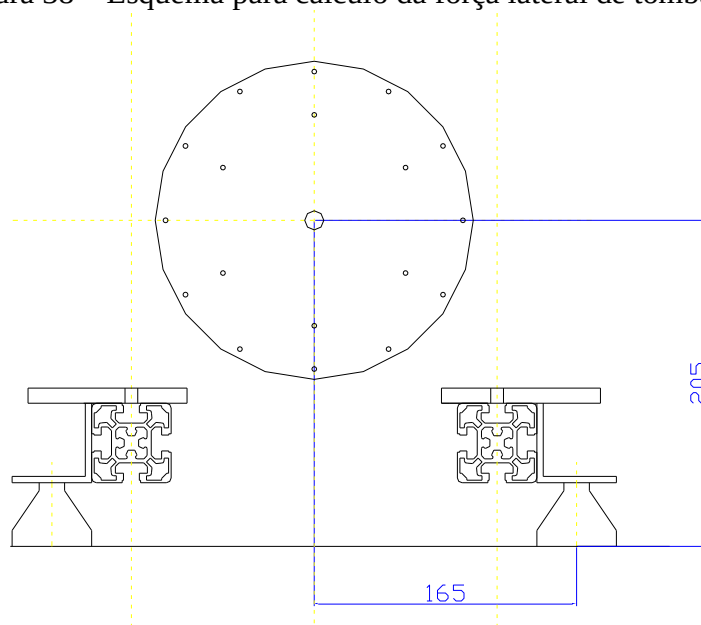


Imagem elaborada pelo autor

$$F_{LATERAL} < \text{Peso} \cdot \frac{165}{205}$$

$$F_{LATERAL} < 76.8 \cdot 9.806 \cdot \frac{165}{205} = 606N$$

APÊNDICE 5 – ANÁLISE ESTRUTURAL DOS SUPORTES

A avaliação de tensões nas estruturas que suportam o rotor é feita através de uma análise estrutural em elementos finitos, considerando: o modelo da figura 13 e as forças máximas nos mancais, obtidas da resposta harmônica ao desbalanceamento capítulo 3.3.2. Quatro casos de carregamento foram considerados conforme

Tabela 18 – Carregamentos considerados na análise estrutural

Caso de carga	Aceleração da gravidade [m/s ²]	Mancal LA FX [N]	Mancal LA FY [N]	Mancal LNA FX [N]	Mancal LNA FY [N]
1	9,806	0	0	0	0
2	9,806	160	0	100	0
3	9,806	0	-95	0	-100
4	9,806	0	95	0	100

O valor de máxima tensão na estrutura ocorre para o caso de carga 2, na base do suporte do mancal LA. Tensão equivalente máxima é 20 MPa.

Figura 39 – Tensão equivalente na estrutura para caso de carga 2

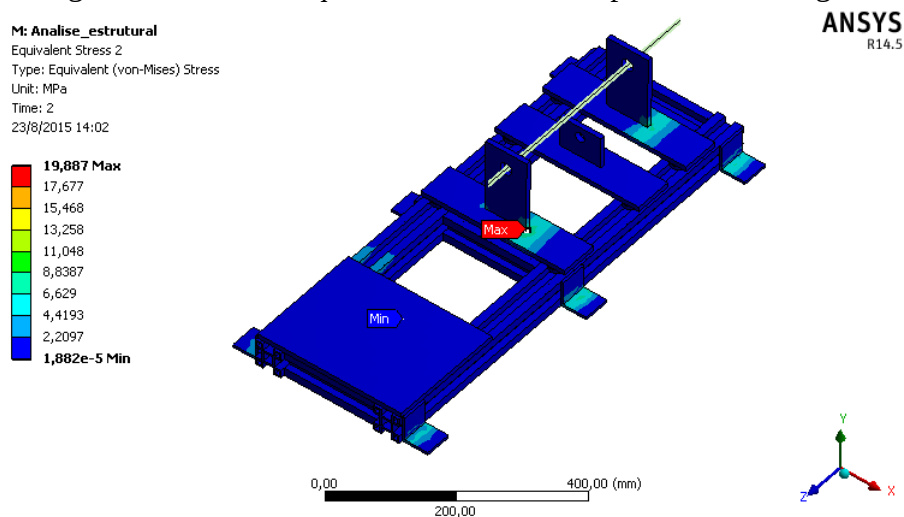


Imagem elaborada pelo autor utilizando programa ANSYS

O nível de tensão apresentado é baixo se comparado às tensões de escoamento, tanto do aço carbono quanto do alumínio utilizado.

Tendo em conta que esse nível de tensão corresponda à amplitude de tensão alterna para cada giro do rotor, não é esperado que ocorra fadiga dos componentes.

Também pode ser avaliada a máxima carga trativa no parafuso que acopla a base do pedestal à base de alumínio. Esse máximo esforço trativo é 42 N.

Figura 40 – Força trativa máxima esperada nos parafusos do pedestal

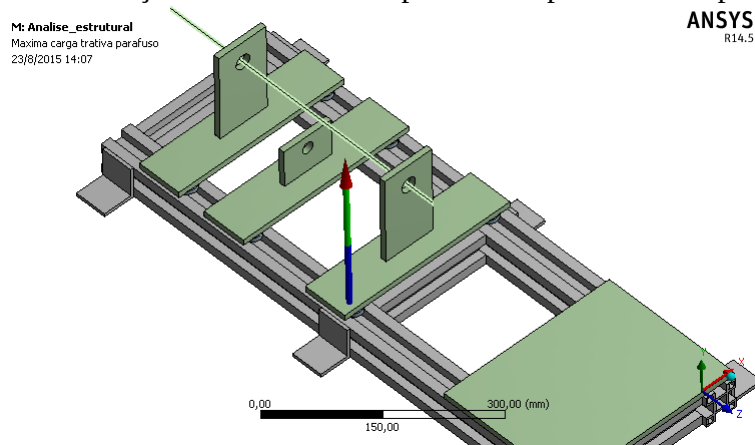


Imagem elaborada pelo autor utilizando programa ANSYS

O parafuso que faz essa conexão tem as seguintes características:

M8 x 1,25 classe 12.9

Diâmetro mínimo: 6,46 mm

Tensão de escoamento: 1080 MPa

Tensão de ruptura: 1200 MPa

Logo o parafuso está solicitado a uma tensão trativa máxima de 1,3 MPa, muito aquém da tensão de escoamento.

Pela ordem de grandeza do esforço esperado, o torque de aperto desses parafusos não necessita ser controlado por torquímetros. Porém devem ser apertados a ponto de garantir que os componentes não fiquem soltos.

APÊNDICE 6 – ROTINA EM APDL PARA DIAGRAMA DE CAMPBELL

```

!****
!Macro para calculo dinâmico de linha de eixo
!****

!Definir velocidade final a ser estudada em Hz
vfin=60
!Definir numero de intervalos
passo=60

!****
!Preprocessamento
/prep7
Coriolis,ON,,,ON
!Ativa a aceleracao de Coriolis em quadro de referencia estacionario

!****
!Solucao

/solu
antype,modal
modopt,qr damp,4,,,ON
mxpand,4,,,YES

vini = 0.001
vfin = vfin*2*3.1416
deltav = vfin/passo
save

*do,i,1,passo+1,1
    cmomega,eixo,,,vini + (i-1)*deltav
    solve
*enddo

!****
!Pos-processamento
!Plotar diagrama de Campbell

/post1

plcamp,,1,rpm,,eixo
prcamp,,1,rds,,eixo

```

APÊNDICE 7 – ROTINA EM APDL PARA RESPOSTA HARMÔNICA AO DESBALANCEAMENTO

```
!Macro para analise harmonica em rotores desbalanceados
!Com 3coef. de amortecimento distintos
!Antes de executar essa macro, definir:
!!Modelo do eixo
!!O componente de elementos do eixo sem os mancais
!!As condicoes de contorno
!!Definir as variaveis
!!!nunbal
!!!nunbal2
!!!unbal
!!!unbal2
!!!nbear1
!!!nbear2
!!!fmax
!!!nstp
!!!dampvec
```

```
!Escolha os nós onde há massa desbalanceada
!Defina o nó do primeiro disco (LNA)
nunbal=41
```

```
!Defina o nó do segundo disco (LA)
nunbal2=44
```

```
!Defina o desbalanceamento em t.mm = kg.m
!Fases em graus (phs e phs2) com relacao ao eixo X
```

```
unbal=0.00010
phs=90.0
unbal2=0.00003
phs2=90.0
```

```
!Defina os nós dos mancais
!Defina o nó do mancal LNA
nbear1=505
```

```
!Defina o nó do mancal LA
nbear2=529
```

```
!Defina a frequencia maxima a ser analisada em Hz e o numero de passos
fmax=80
nstp=200
```

```
!Defina 3coef. de amortecimento a serem considerados
```

```
*dim,dampvec,array,1,3
dampvec(1,1)=0.02
dampvec(1,2)=0.04
dampvec(1,3)=0.06
```

```
!Definicao de pi
pi=acos(-1)
```

```
!Matriz para armazenar respostas com diferentes amortecimentos
*dim,PHASE,table,nstp,3,8
*dim,AMPLI,table,nstp,3,8
*dim,FREQ,table,nstp,1
```

```
/prep7
```

```
!Definicao do desbalanceamento
!Forca = desbalanceamento em t.mm
Fa=unbal*cos(phs*pi/180)
Fb=unbal*sin(phs*pi/180)
f,nunbal,fx,Fa,Fb    !Parte real, parte imaginaria da forca
f,nunbal,fy,Fb,-Fa  !Parte real, parte imaginaria da forca
```

```
Fa2=unbal2*cos(phs2*pi/180)
Fb2=unbal2*sin(phs2*pi/180)
f,nunbal2,fx,Fa2,Fb2
f,nunbal2,fy,Fb2,-Fa2
```

```
finish
```

```
*do,i,1,3
```

```
/solu
```

```
antype,harmic
hrout,off
!Off para resultados na forma Umax e fase
!On para resultados na forma complexa
synchro,,eixo
!O componente eixo deve ser previamente definido
!O componente eixo deve ser constituído de todos os componentes girantes
nsubst,nstp
harfrq,,fmax
kbc,1
dmprat,dampvec(1,i)
cmomega,eixo,,,1.0
coriolis,on,,,on
```

```
solve
```

```
finish
```

/POST26
numvar,100

!!Resultados para disco 1 - nunbal
nsol,2,nunbal,U,X,UX1
nsol,3,nunbal,U,Y,UY1
abs,12,2,,,AMPX1
abs,13,3,,,AMPY1
atan,16,2,,,PHSX1
prod,16,16,,,PHSX1,,,57.29578
atan,17,3,,,PHSY1
prod,17,17,,,PSHY1,,,57.29578

!!Resultados para disco 2 - nunbal2
nsol,4,nunbal2,U,X,UX2
nsol,5,nunbal2,U,Y,UY2
abs,14,4,,,AMPX2
abs,15,5,,,AMPY2
atan,18,4,,,PHSX2
prod,18,18,,,PHSX2,,,57.29578
atan,19,5,,,PHSY2
prod,19,19,,,PHSY2,,,57.29578

!!Resultados de reação nos mancais
rforce,20,nbear1,F,X,FX_LA
rforce,21,nbear1,F,Y,FY_LA
rforce,22,nbear2,F,X,FX_LNA
rforce,23,nbear2,F,Y,FY_LNA
abs,25,20,,,AMPFXLA
abs,26,21,,,AMPFYLA
abs,27,22,,,AMPFXLNA
abs,28,23,,,AMPFYLNA
atan,29,20,,,PHSFXLA
prod,29,29,,,PHSFXLA,,,57.29578
atan,30,21,,,PHSFYLA
prod,30,30,,,PHSFXLA,,,57.29578
atan,31,22,,,PHSFXLNA
prod,31,31,,,PHSFYLNA,,,57.29578
atan,32,23,,,PHSFYLNA
prod,32,32,,,PHSFYLNA,,,57.29578

!Armazena respostas para cada amortecimento

vget,AMPLI(1,i,1),12
vget,AMPLI(1,i,2),13
vget,AMPLI(1,i,3),14
vget,AMPLI(1,i,4),15
vget,AMPLI(1,i,5),25
vget,AMPLI(1,i,6),26

```
vget,AMPLI(1,i,7),27
vget,AMPLI(1,i,8),28
```

```
vget,PHASE(1,i,1),16
vget,PHASE(1,i,2),17
vget,PHASE(1,i,3),18
vget,PHASE(1,i,4),19
vget,PHASE(1,i,5),29
vget,PHASE(1,i,6),30
vget,PHASE(1,i,7),31
vget,PHASE(1,i,8),32
```

```
*ENDDO
```

```
vget,FREQ(1,1),1,,0
```

```
!Graficos de resposta
!Nomes para grafico, eixos e legendas
/title,An. Harmonica - Rotor
/axlab,x,FREQ[Hz]
/gcolumn,1,Damp0p02
/gcolumn,2,Damp0p06
/gcolumn,3,Damp0p10
```

```
!Fundo branco
/RGB,INDEX,100,100,100, 0
/RGB,INDEX, 80, 80, 80,13
/RGB,INDEX, 60, 60, 60,14
/RGB,INDEX, 0, 0, 0,15
```

```
*DO,i,1,4
```

```
/title,An. Harmonica - Rotor - Resultado %i%
/axlab,y,Desloc[mm]
/yrange,default
/show,png
*vplot,FREQ(1,1),AMPLI(1,1,i),2,3
/show,close
```

```
/axlab,y,Fase[graus]
/yrange,-180,180
/show,png
*vplot,FREQ(1,1),PHASE(1,1,i),2,3
/show,close
```

```
*ENDDO
```

```
*DO,i,4,8
```

```
/title,An. Harmonica - Rotor - Resultado %i%
```

```
/axlab,y,Força[N]  
/yrange,default  
/show,png  
*vplot,FREQ(1,1),AMPLI(1,1,i),2,3  
/show,close
```

```
/axlab,y,Fase[graus]  
/yrange,-180,180  
/show,png  
*vplot,FREQ(1,1),PHASE(1,1,i),2,3  
/show,close
```

```
*ENDDO
```

```
/RGB,INDEX, 0, 0, 0, 0  
/RGB,INDEX, 60, 60, 60,13  
/RGB,INDEX, 80, 80, 80,14  
/RGB,INDEX,100,100,100,15  
/REPLOT
```

APÊNDICE 8 – DESENHOS FABRICAÇÃO DO ROTOR E SEUS SUPORTES