

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Análise Estrutural de um Ventilador Centrífugo com Método
de Elementos Finitos

Juliana Pilotto Brandi

São Paulo
2018

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Análise Estrutural de um Ventilador Centrífugo com Método
de Elementos Finitos

Monografia apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do título
de Graduação em Engenharia

Juliana Pilotto Brandi

Orientador: Prof. Dr. Demétrio
Cornilius Zachariadis

Área de Concentração: Engenharia
Mecânica

São Paulo
2018

Catalogação-na-publicação

Brandi, Juliana Pilotto

Análise Estrutural de um Ventilador Centrífugo com Método de
Elementos Finitos / J. P. Brandi -- São Paulo, 2018.
68 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São
Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Ventilador Centrífugo 2.Elementos Finitos 3.Fadiga I.Universidade de
São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

RESUMO

Ventiladores utilizados para a tiragem de gases de combustão em geradores de vapor operam por períodos ininterruptos em contato com materiais corrosivos (compostos de enxofre). Para aumentar a durabilidade do ventilador, pode-se revestir as palhetas com uma liga de Titânio-Alumínio-Vanádio, aumentando a resistência do rotor a corrosão.

Durante a operação do ventilador, tensões cíclicas de tração atuam sobre o rotor fazendo com que a sua solicitação seja majoritariamente de fadiga. Portanto, o estudo de modelos que possam prever as regiões mais suscetíveis ao surgimento de trincas são importantes para ventiladores mais duráveis.

Para o desenvolvimento do modelo é necessário um estudo das tensões estáticas e dos modos de vibração com suas respectivas frequências do rotor feito com programa comercial de elementos finitos (MSC Nastran/Patran 2016.0.1).

Palavras-chaves: Ventilador Centrífugo. Fadiga. Revestimento de Titânio.

ABSTRACT

Centrifugal fans are widely used in the industry. They might be used for ventilation purposes, air conditioning, conveying and mechanical draft. The latter is the main focus of this study since the fan might work with corrosive gases (with sulfur compounds) and, in order to increase its corrosive resistance a coating of Titanium-Aluminum-Vanadium alloy is usually applied.

A common concern of centrifugal fans manufacturers is the durability of such equipments when working under fatigue loading. Thus, it is important to determine regions where stresses originated from fatigue loading are stronger which increases the chance of cracking and eventually failure.

Furthermore, the modeling of a centrifugal fan impeller was done with commercial finite element softwares (MSC Nastran/Patran 2016.0.1). Both static stresses and modal analysis simulations were performed with the intention of finding the regions with higher probabilities of cracking. Finally, additional simulations were made to find the optimized impeller, one with greater fatigue life.

Keywords: Centrifugal Fan . Fatigue. Titanium.

LISTA DE FIGURAS

2.1	Partes de um ventilador centrífugo com palhetas diretrizes (Adaptado de: CHOUDHURY, S., 2012)	4
2.2	Funcionamento das palhetas diretrizes de um ventilador centrífugo (Fonte: CHOUDHURY, S., 2012)	5
2.3	Diferentes tipos de palhetas de rotores de ventiladores centrífugos	5
2.4	Curvas características de ventiladores para diferentes tipos de palhetas (Fonte: BEE, 2011)	6
3.1	Curva SN obtida por Wöhler para o aço usado no trilho de trem (Retirado de: HERTZBERG, 1989)	10
3.2	História temporal de um carregamento cíclico genérico com nomenclatura de parâmetros usados em ensaios de fadiga.	11
3.3	Micrografia eletrônica com baixo aumento das ligas com e sem Boro: a) liga sem Boro, b) liga com 0,09% em massa de Boro e c) liga com 0,55% em massa de Boro. (Retirado de: SEN, 2010)	13
3.4	Desenho esquemático do rotor de Jeffcott	14
3.5	Desenho esquemático do rotor de Jeffcott com os sistemas de referência adotados no equacionamento	15
3.6	Gráfico com a amplitude de vibração em função da velocidade angular do rotor	16
3.7	Elementos 2D com distorções em sua forma que podem reduzir a precisão do método numérico utilizado (Adaptado de: Cook, 1995)	18
3.8	Exemplos de descontinuidades que podem ser causadas devido a união inadequada de elementos.	19
3.9	Malha da palheta do impelidor de um ventilador centrífugo (Adaptado de: Bhope, 2004)	19
5.1	Desenho esquemático do disco rotativo modelado com o elemento de massa infinitesimal e as tensões radiais e tangenciais	22
5.2	Desenho esquemático da deformação elástica do elemento de massa infinitesimal do disco rotativo	23

5.3	Distribuição das tensões radiais e tangenciais oriundas da força centrífuga de um disco rotativo com espessura constante e com razão $\frac{r_e}{r_i} = 5$	25
5.4	Condições de contorno e geometria utilizadas para a simulação pelo MEF de um disco de espessura constante	25
5.5	Distribuições de tensões radial e tangencial obtidas com MEF para malhas de 50 (esquerda) e 20.000 (direita) elementos	27
5.6	Convergência de malha para modelos de disco rotativo com elementos entre 50 e 20.000	28
5.7	Comparação entre as distribuições de tensões radial e tangencial obtidas pelo MEF e pelo método analítico para um disco rotativo	28
5.8	Primeiro modo circular nodal ("guarda-chuva") do disco de espessura constante	29
5.9	Primeiro modo diametral nodal do disco de espessura constante	30
5.10	Modo de duas linhas diametrais do disco de espessura constante	30
5.11	Convergência de malha para o disco de espessura constante engastado	31
5.12	Dois modelos de vigas para cálculo das tensões atuantes em palhetas impelidores de ventiladores centrífugos	32
5.13	Desenho esquemático para a obtenção do carregamento do elemento de palheta (q)	33
5.14	Desenho esquemático da palheta reta simulada entre discos	34
5.15	Desenho esquemático com as condições de contorno de simetria da palheta reta simulada entre discos	35
5.16	Abordagem pelo programa Nastran/Patran de elementos de casca	36
5.17	Tensões (MEF) de Von Mises na seção Z1	36
5.18	Tensões (MEF) de Von Mises na seção Z2	36
5.19	Placa parte do modelo proposto para validação do efeito de enrijecimento	37
5.20	Modelo da placa em rotação para validação do enrijecimento centrífugo	38
5.21	Gráfico das quatro primeiras frequências naturais da placa rotativa em função da velocidade de rotação do sistema	39
5.22	Quatro modos de vibração do modelo de placa engastada e rotacionada	39
6.1	Modelo 3D do impelidor de simples-entrada estudado	42
6.2	Desenho (vista frontal) com dimensões do impelidor estudado	43
6.3	Desenho (vista superior) com dimensões do impelidor estudado	43
6.4	Modelo 3D do setor de 30 graus utilizado para cálculos das tensões com o programa de elementos finitos	44
6.5	Desenho esquemático da montagem eixo/impelidor do ventilador estudado	44

6.6	Modelo utilizado para a obtenção das tensões estáticas em um setor de 1/12 do impelidor (30°)	45
6.7	Tensões estáticas na palheta do impelidor em MPa (Z1)	46
6.8	Tensões estáticas na palheta do impelidor em MPa (Z2)	46
6.9	Tensões estáticas no disco traseiro do impelidor em MPa (Z1)	47
6.10	Tensões estáticas no disco traseiro do impelidor em MPa (Z2)	47
6.11	Tensões estáticas no disco frontal do impelidor em MPa (Z1)	48
6.12	Tensões estáticas no disco frontal do impelidor em MPa (Z2)	48
6.13	Tensões estáticas no cone do impelidor em MPa (Z1)	49
6.14	Tensões estáticas no cone do impelidor em MPa (Z2)	49
6.15	Tensões estáticas no anel do impelidor em MPa (Z1)	50
6.16	Deslocamentos dos componentes em mm	51
6.17	Primeiro modo diametral	53
6.18	Primeiro modo circular nodal "guarda-chuva"	54
6.19	Modo de duas linhas diametrais	54

LISTA DE TABELAS

2.1	Aplicação de motores elétricos na indústria brasileira (Fonte: MATHIAS, 2014)	6
3.1	Propriedades mecânicas e características das ligas de titânio utilizadas no revestimento (Fonte: SEN, 2010)	14
5.1	Características do disco de espessura constante usado para a validação do modelo MEF	26
5.2	Valores máximos obtidos pelo MEF e com o método analítico	26
5.3	Modos de vibração do disco de espessura constante e suas respectivas frequências críticas	29
5.4	Estudo da densidade de malha para o disco de espessura constante em vibrações livres	31
5.5	Características do disco lateral, disco traseiro e da palheta utilizados para a validação do modelo MEF	35
5.6	Resultados obtidos (MEF e modelo analítico) para as tensões (em MPa) estáticas do modelo de validação das palhetas	36
5.7	Propriedades da placa utilizada no modelo de validação dos efeitos de enrijecimento	38
5.8	Comparativo entre as frequências naturais do sistema para modelos estático ($\Omega_y = 0 \text{ rps}$) e em operação ($\Omega_y = 19,67 \text{ rps}$)	40
6.1	Propriedades do Impelidor simulado.	42
6.2	Máximas tensões estáticas obtidas para o setor de 30° do impelidor	50
6.3	Modos de vibração e as respectivas frequências críticas do impelidor estudado	53

LISTA DE SIGLAS

AMCA	Air Movement and Control Association International, Inc.
ASME	American Society of Mechanical Engineering
ASTM	American Society for Testing Materials
BEE	Bureau of Energy Efficiency
MEF	Método de Elementos Finitos

LISTA DE SÍMBOLOS

c	Coeficiente de amortecimento	$N s m^{-1}$
E	Módulo de elasticidade	Pa
k	Rigidez à flexão	$N m^{-1}$
u	Desbalanceamento estático	m
M_{max}	Máximo momento fletor	Nm
r_s	Amplitude da vibração	m
W_f	Módulo de resistência de uma seção a flexão	m^3
β_s	Fase da vibração	graus
ε_r	Deformação elástica radial	-
ε_t	Deformação elástica tangencial	-
ρ	Massa específica	$kg m^{-3}$
σ_a	Tensão alternada	Pa
σ_{fad}	Tensão de fadiga	Pa
σ_m	Tensão média	Pa
σ_r	Tensão radial	Pa
σ_{rt}	Tensão tangencial	Pa
σ_u	Tensão de ruptura	Pa
σ_y	Tensão de escoamento	Pa
ν	Coeficiente de Poisson	-
ω	Velocidade angular	rps

SUMÁRIO

RESUMO

ABSTRACT

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE SIGLAS

LISTA DE SÍMBOLOS

1Objetivo	3
2Introdução	4
3Revisão Bibliográfica	8
3.1 Tensões estáticas e dinâmicas	8
3.1.1 Tensões Estáticas	8
3.1.2 Tensões Dinâmicas	9
3.1.3 Enrijecimento Centrífugo	9
3.2 Falha e vida em fadiga	10
3.3 Rotor de Jeffcott	14
3.4 Modelagem com método de elementos finitos (MEF)	16
4Materiais e Métodos	20
5Modelagem e validação do sistema	21
5.1 Disco de espessura constante	22
5.1.1 Modelagem MEF e resultados	25

5.2	Palhetas	32
5.2.1	Modelagem MEF e resultados	34
5.3	Enrijecimento Centrífugo	37
5.3.1	Modelagem MEF e resultados	38
6	Análise Dinâmica de um Ventilador Centrífugo	41
6.1	Descrição do Ventilador Estudado	42
6.2	Tensões Estáticas	45
6.2.1	Resultados	45
6.3	Análise de Vibrações Livres	52
6.3.1	Resultados	52
7	Conclusão e próximas etapas	55
8	Referências	57

1 OBJETIVO

O escopo desta monografia é o estudo de tensões estáticas, modos de vibração e respectivas frequências de um ventilador centrífugo através do uso de um programa comercial de elementos finitos (*MSC Nastran/Patran 2016.0.1*). O estudo almeja o mapeamento das regiões mais solicitadas do impelidor. Em ventiladores com proteção de titânio estas regiões são mais propícias à falha por fadiga.

2 INTRODUÇÃO

O ventilador é uma máquina que transforma o trabalho fornecido no eixo em trabalho no fluido para que ocorra aumento de pressão do fluido e consequentemente, imponha o escoamento do fluido. A transformação energética pode ser realizada com mudança da direção do escoamento (ventilador centrífugo) ou não (ventilador axial). A presente monografia tem um foco em ventiladores centrífugos.

O ventilador é uma máquina similar ao compressor que também transforma trabalho no eixo em trabalho no fluido. Entretanto, de acordo com a *American Society of Mechanical Engineers* (ASME), ventiladores proporcionam uma pressão de saída até 1,11 vezes a pressão de sucção. Para valores acima de 1,20 vezes a pressão de sucção, a máquina é considerada um compressor.

Em um ventilador centrífugo o fluido entra no rotor pela direção axial do eixo e sai pela direção radial, como indicado por setas na figura 2.1. A imagem também identifica partes de um ventilador centrífugo como o rotor ou impelidor, a carcaça, o motor, a fundação, o eixo, o mancal e as palhetas diretrizes. As fixações de cubos/eixos, mancais e acoplamentos do motor ao eixo são características de projeto e variam entre modelos diferentes de ventiladores.

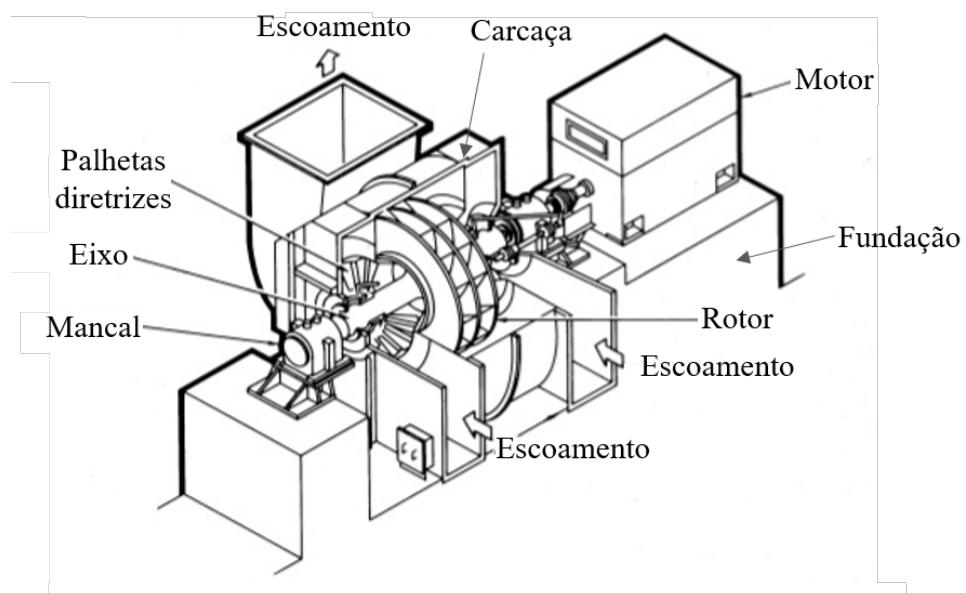


Figura 2.1: Partes de um ventilador centrífugo com palhetas diretrizes
(Adaptado de: CHOUDHURY, S., 2012)

O fluido imediatamente antes de entrar no rotor passa por um conjunto de palhetas diretrizes que transformam o escoamento majoritariamente translacional em rotacional. Essa transformação, representada na figura 2.2, permite um aumento no

rendimento do ventilador.

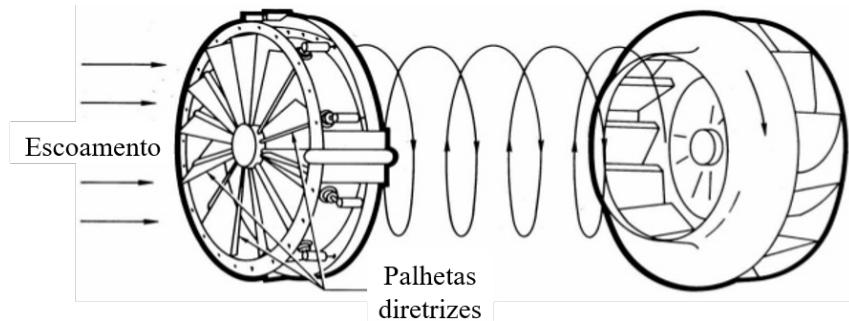


Figura 2.2: Funcionamento das palhetas diretrizes de um ventilador centrífugo
(Fonte: CHOUDHURY, S., 2012)

O impelidor de um ventilador centrífugo, consiste em um conjunto de palhetas fixas a pares de discos fixados no eixo do ventilador. As palhetas são a superfície mais importante para o funcionamento do ventilador pois são através das palhetas que ocorre a transferência de potência disponível no eixo para o fluido. Há diferentes tipos de palhetas utilizadas em ventiladores centrífugos, apresentadas na figura 2.3.

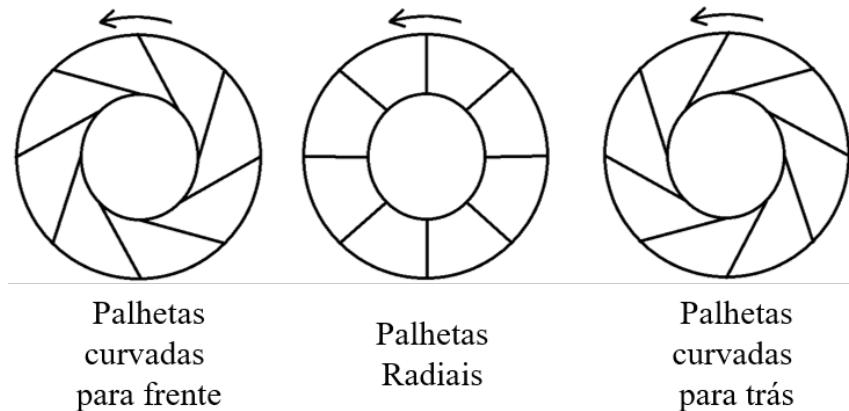


Figura 2.3: Diferentes tipos de palhetas de rotores de ventiladores centrífugos

Os diferentes tipos de palhetas definem diferentes características. Dentre os três tipos apresentados, as palhetas curvadas para frente possuem o menor rendimento do grupo, ao passo que as palhetas curvadas para trás possuem o maior rendimento.

As curvas características dos diferentes tipos de ventiladores centrífugos estão apresentadas na figura 2.4. Pode-se ver que as palhetas curvadas para trás tem um melhor aproveitamento na transformação da potência de eixo em pressão do fluido, constatando que esta configuração fornece o maior rendimento dentre os três tipos de palhetas.

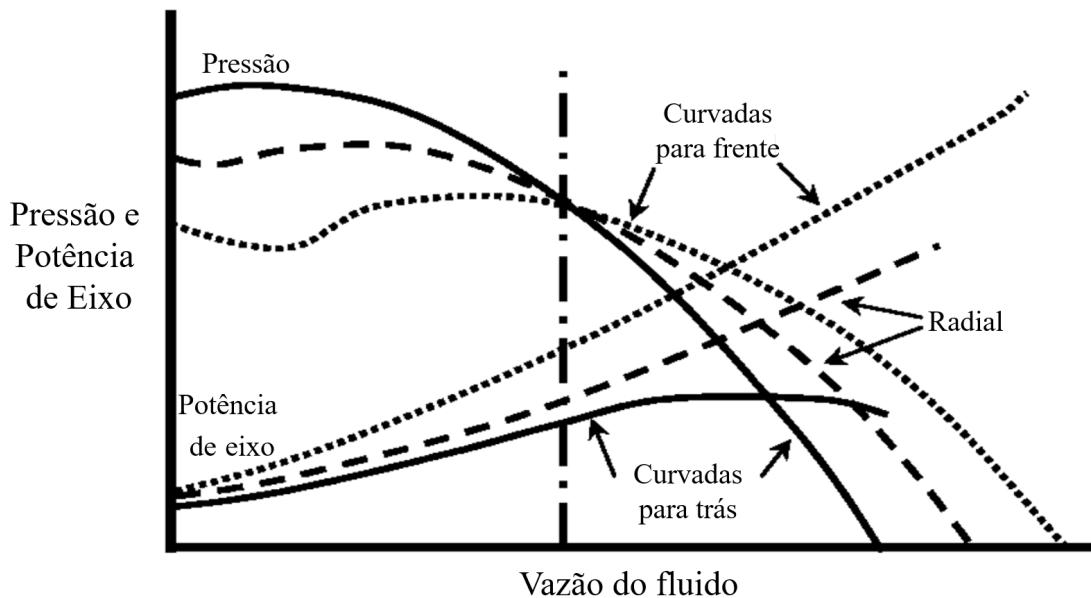


Figura 2.4: Curvas características de ventiladores para diferentes tipos de palhetas
 (Fonte: BEE, 2011)

Em processos produtivos gerais brasileiros, sabe-se que a energia gasta para ventilação é em torno de doze porcento, como obtido na tabela 2.1. Esta porcentagem é similar para indústrias químicas em que os ventiladores podem ser usados para circular fluidos corrosivos ou em altas temperaturas. Os ventiladores com palhetas curvadas para frente não são indicados pela *Air Movement and Control Association International, Inc.* (AMCA) para trabalharem em condições agressivas, deixando fluidos corrosivos ou com altas temperaturas para serem bombeados por palhetas radiais ou curvadas para trás (AMCA, 2009).

Tabela 2.1: Aplicação de motores elétricos na indústria brasileira
 (Fonte: MATHIAS, 2014)

Aplicação dos motores elétricos	Indústria em geral	Indústria química
Processo	41,0 %	-
Bombeamento	18,0 %	26,0 %
Compressão	15,0 %	27,7 %
Ventilação	12,0 %	11,9 %
Ar comprimido	12,0 %	-
Refrigeração	2,0 %	7,7 %
Processamento de materiais	-	23,6 %
Outros	-	3,1 %

A importância da escolha de um ventilador que seja adequado as características do fluido de trabalho é abordada na norma AMCA 99-0401 que classifica ventiladores

em três tipos construtivos: A, B e C. A classificação é relativa à resistência ao fiscoamento de tal maneira que ventiladores do tipo A possuem maiores resistências ao fiscoamento do que ventiladores do tipo C. Os ventiladores de tipos A e B não devem conter materiais ferrosos no impelidor.

Outros problemas associados aos fluidos de trabalho dos ventiladores são a erosão e a corrosão. A erosão está relacionada a danificação da superfície através de choques com partículas de pequenas dimensões. A solução adotada para os dois problemas anteriormente citados é o uso de revestimento de materiais duros (erosão) e que formem uma camada de passivação (corrosão). O revestimento de ligas de Titânio-Alumínio-Vanádio é realizado para a geração de uma camada superficial de óxidos que protegem a superfície do ataque corrosivo realizado pelo fluido de trabalho.

Durante a operação do ventilador existem esforços relacionados ao desbalanceamento do rotor e a condições de escoamento do fluido pelas palhetas. Estes esforços atuam como um carregamento cíclico de tração, solicitando o rotor à fadiga. Como o material da palheta possui diferentes propriedades mecânicas do que a camada de revestimento, a interface pode causar tensões residuais que facilitem a propagação das trincas. Essas tensões residuais e a modelagem da interface não fazem parte do escopo desta monografia que abordará somente a simulação do ventilador com uma chapa para proteção por barreira ao invés de uma camada de revestimento.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Um impelidor revestido de Titânio está suscetível a falhas por fadiga. Para o desenvolvimento de uma análise estrutural de um ventilador centrífugo, busca-se um aprofundamento em áreas relevantes ao tema abordado. Temas como tensões estáticas e dinâmicas, vida em fadiga, enrijecimento centrífugo e modelagem em elementos finitos são abordados a seguir.

3.1 TENSÕES ESTÁTICAS E DINÂMICAS

Um ventilador centrífugo em funcionamento está sujeito a solicitações devido à rotação (força centrífuga), devido ao desbalanceamento do rotor e solitações de origem aerodinâmica que fogem do escopo desta monografia.

As tensões oriundas destas solicitações podem ser divididas em tensões estáticas ou dinâmicas. As tensões estáticas são resultados de carregamentos constantes, para um impelidor operando com rotação constante, as tensões estáticas pertencentes ao escopo desta monografia são resultados da força centrífuga. Ao passo que as tensões dinâmicas estão relacionadas ao comportamento dinâmico do ventilador e estão associadas às tensões do desbalanceamento do rotor.

Apesar das tensões terem origens distintas é importante que se encontre uma tensão resultante das duas para análises de vida em fadiga. Essa tensão resultante pode ser obtida através do princípio de superposição, uma vez que os sistemas abordados são lineares.

3.1.1 Tensões Estáticas

Carregamentos externos, assim como a força centrífuga, podem ocasionar solicitações estáticas. O campo de pressões também originam tensões estáticas no rotor e na carcaça.

O ventilador com uma geometria mais complexa pode ser aproximado inicialmente como um conjunto de discos rotativos e as palhetas, como vigas engastada ou apoiada submetida a carregamento uniforme. Esses três cenários mencionados, possuem soluções exatas e permitem que as hipóteses de modelagem do ventilador em MEF seja validada. Esses modelos foram estudados por (BOHL, 1983, 1988) em que o disco estava submetido a três condições de contorno diferentes: submetido a esforços externos em sua periferia, pressão aplicada no raio interno e disco livre de esforços externos.

Dados experimentais obtidos por (BHOPE, 2004) para um ventilador centrífugo de pás inclinadas para trás demonstram que o impelidor é altamente solicitado. Os autores simularam o ventilador com o método MEF e concluíram que os melhores resultados foram obtidos com o uso de elementos de casca triangular e quadriláteros.

3.1.2 Tensões Dinâmicas

Durante a operação de máquinas rotativas é esperada a presença de vibrações lateral e torcional. A presente monografia aborda somente vibrações laterais que ocorrem na direção perpendicular ao eixo de rotação.

A ressonância é um fenômeno que pode ser catastrófico para o equipamento e eventualmente para as pessoas próximas. Esse fenômeno ocorre quando o sistema é excitado por carregamentos que possuam a frequência igual às frequências naturais do sistema. Caso a fonte de excitação seja o desbalanceamento do rotor, a velocidade angular do eixo de rotação é chamada de velocidade crítica quando as frequências de excitação e naturais forem coincidentes (VANCE, 1988).

As velocidades críticas são propriedades do rotor e de seus mancais, suportes e pedestais. Usualmente, a primeira velocidade crítica de ventiladores centrífugos é superior à velocidade de operação. Algumas normas NBR 8008/83 (Balanceamento de Corpos Rígidos Rotativos – Qualidade – Procedimento) e ISO 1940/73 (*Balance Quality of Rotating Rigid Bodies*) definem classes de qualidades de balanceamento e desbalanceamento residual máximo. Outras normas como AMCA 801-01 e API 619 fazem recomendações e considerações para o projeto dinâmico ventiladores.

3.1.3 Enrijecimento Centrífugo

Observa-se que em sistemas rotativos similares aos impelidores de ventiladores ocorre um deslocamento em frequência por conta dos carregamentos centrífugos. Essa alteração da frequência natural do sistema por conta de velocidades rotativas diferentes é conhecida como enrijecimento centrífugo.

Os autores em (GENTA et. Al., 2010) discutem a relevância de incluir efeitos do enrijecimento centrífugo em modelos onde placas ou discos atuam como membrana, ou seja, possui baixa rigidez à flexão. Outros autores discutem a relevância do enrijecimento centrífugo em modelos de ventiladores e maneiras de realizar a modelagem em: (MCGEE, 1987) e (ERICKSON, 1975).

Os softwares comerciais de elementos finitos usualmente incorporam os efeitos do enrijecimento centrífugo nos modelos permitindo uma solução acoplada do sistema de tensões e deformações estáticas e das frequências naturais. Este acoplamento é necessário uma vez que a equação generalizada do sistema é do tipo:

$$[M]\ddot{\bar{q}} + [B]\dot{\bar{q}} + ([K] + [K_{enrij}])\bar{q} = \bar{0} \quad (3.1)$$

em que: $[M]$ é a matriz de inércia do sistema, $[B]$ é a matriz de amortecimento do sistema, $[K]$ é a matriz de rigidez estática do sistema, $[K_{enrij}]$ é a matriz de rigidez devido ao enrijecimento centrífugo e \bar{q} é o vetor das coordenadas generalizadas do sistema.

3.2 FALHA E VIDA EM FADIGA

A falha por fadiga pode ser catastrófica por ocorrerem após um certo tempo de carregamento e com tensões cíclicas que podem ser significativamente menores às tensões de escoamento do material. Ao longo da história, alguns acidentes ocorreram devido falhas por fadiga como o descarrilhamento de um trem francês rumo a Paris após a celebração de aniversário do Rei Luis Felipe I em 1842 e a explosão de um tanque que armazenava garapa de cana em Boston, 1919.

Uma das primeiras pessoas a observar a presença de fadiga foi em engenheiro ferroviário alemão chamado Wöhler em 1860. Através de estudos do trilho e rodas de trens ele descobriu que para tensões menores, a vida em fadiga era maior, sendo que abaixo de um valor, não havia falha por fadiga em até um milhão de ciclos (figura 3.1). Ele também descobriu que a vida em fadiga era significativamente menor em regiões com furos. Com essas informações, os pesquisadores começaram a pensar na falha por fadiga dividida em três partes: início da trinca, propagação da trinca e falha.

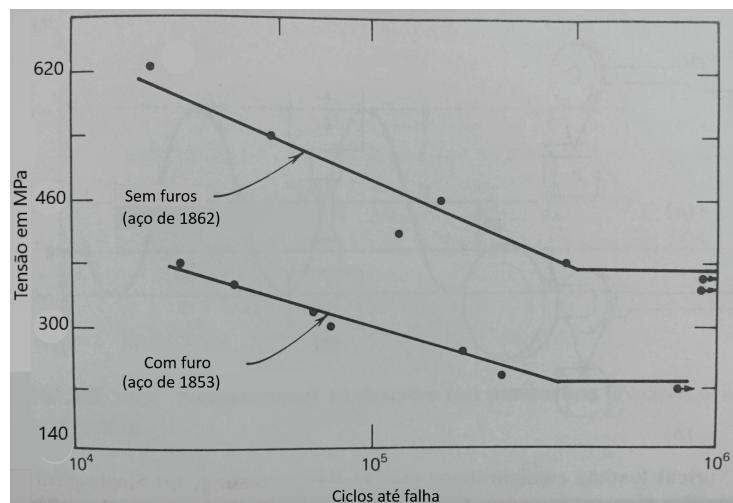


Figura 3.1: Curva SN obtida por Wöhler para o aço usado no trilho de trem
(Retirado de: HERTZBERG, 1989)

Ao longo dos anos, novos ensaios foram realizados e normas escritas visando

testes para fadiga. Em geral, os ensaios podem ser realizados através de aplicação de cargas axiais (ASTM E606/E606M-12), uniaxiais (ASTM E466-15), torsional (ASTM E2207-15 / ASTM E2948-16a) e considerando solicitação térmica (ASTM E2368-10). O levantamento da curva SN é realizada com um número de corpo de provas para cada carregamento, obtendo assim, um intervalo de confiança para cada ponto da curva obtida.

Alguns parâmetros devem ser definidos em relação ao carregamento aplicado durante os ensaios, representados na figura 3.2. A tensão média (σ_m) representa o valor médio do carregamento ao longo do tempo, podendo ser positiva, negativa ou nula. A tensão alternada (σ_a) representa a variação máxima do carregamento em relação ao seu valor médio e deve ser positiva. A razão entre as tensões (R) é uma medida de simetria entre as tensões mínima e máxima aplicadas.

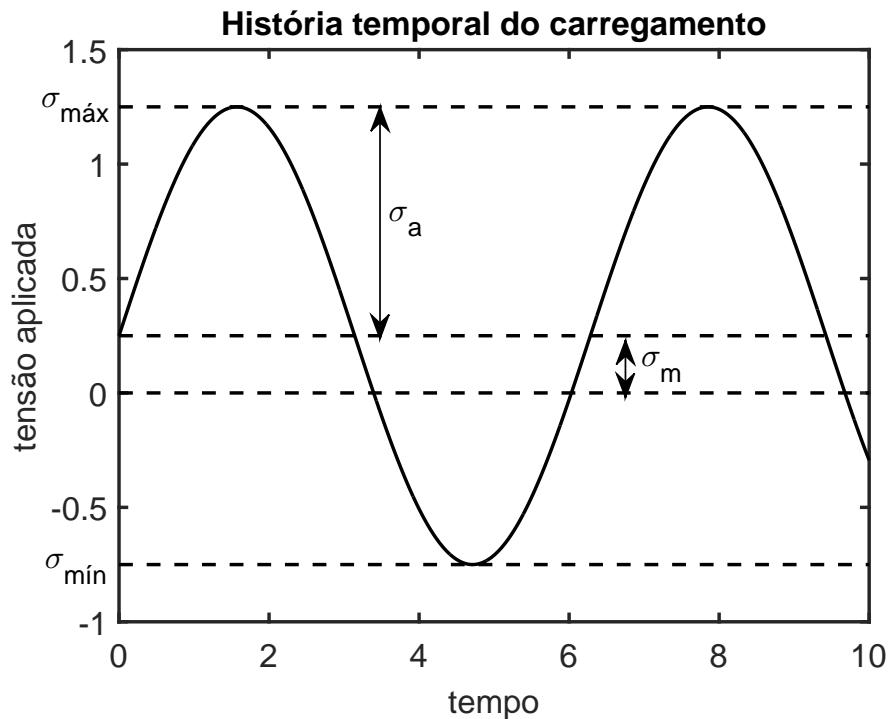


Figura 3.2: História temporal de um carregamento cíclico genérico com nomenclatura de parâmetros usados em ensaios de fadiga.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (3.2)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (3.3)$$

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (3.4)$$

Existem três principais critérios de falha para um componente mecânico sujeito a fadiga, Gerber, Goodman e Soderbergh. Sendo que entre os três critérios, o de Soderbergh (eq.3.5) é o mais conservador, seguido pelo de Goodman (eq.3.6) e o menos conservador, de Gerber (eq.3.7).

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{fad}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_y} \geq 1 \quad (3.5)$$

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{fad}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_u} \geq 1 \quad (3.6)$$

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{fad}} + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right)^2 \geq 1 \quad (3.7)$$

em que: σ_u é a tensão de ruptura, σ_{fad} é a tensão de fadiga e σ_y é a tensão de escoamento.

A tensão de fadiga (σ_{fad}) pode ser determinada considerando fatores de concentração de tensão relativos ao formato do objeto, às temperaturas de operação, ao tratamento térmico do material, entre outros fatores.

A fadiga é um fenômeno majoritariamente superficial sendo que incontinuidades superficiais (e.g: arranhões, desgastes devido à corrosão, furos e etc.) atuam como facilitadores para a formação da trinca (HERTZBERG, 1989). Após a formação da trinca, inicia-se o segundo processo de propagação da trinca.

A taxa de propagação da trinca pode ser modelada pela equação experimental (eq.3.8) em que as constantes A e m são dependentes do material e das condições de operação.

$$\frac{da}{dN} = A (K_{max} - K_{min})^m \quad (3.8)$$

em que: $\frac{da}{dN}$ é a taxa de crescimento da trinca em função dos ciclos de carregamento e K é o coeficiente de concentração de tensão. Esse coeficiente pode ser obtido por eq.3.9 quando a trinca estiver localizada aproximadamente no centro de uma chapa suficientemente grande (compara às dimensões da trinca).

$$K = \frac{P}{\sqrt{\pi a}} \quad (3.9)$$

em que: P é a tensão aplicada ao infinito na chapa e a é o diâmetro da trinca.

Alguns ventiladores são revestidos por uma liga de titânio (Ti-6Al-4V) por trabalharem em meios corrosivos. Essa liga é usada vastamente em ventiladores e compressores na indústria aeroespacial e apresenta histórico de falhas por fadiga. Na literatura (SEN, 2010) há sugestões de adicionar Boro na liga para diminuir o tamanho de grãos da liga e com isso, diminuir o potencial de surgimento das trincas.

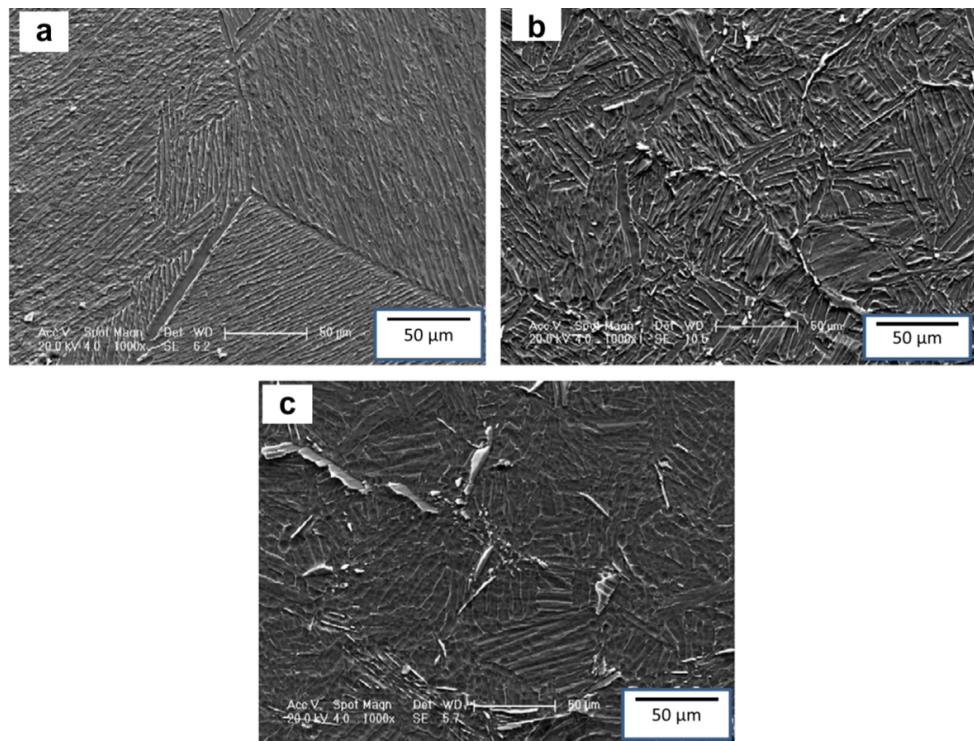


Figura 3.3: Micrografia eletrônica com baixo aumento das ligas com e sem Boro: a) liga sem Boro, b) liga com 0,09% em massa de Boro e c) liga com 0,55% em massa de Boro.
(Retirado de: SEN, 2010)

Com a adição de Boro à liga de titânio, ocorre um aumento de tensão de fadiga (σ_{fad}) associado à diminuição dos tamanhos de grão. Entretanto, caso seja adicionado muito Boro, a liga perde ductilidade devido ao aumento da formação de boretos de titânio (TiB). Os resultados obtidos no paper estão apresentados na tabela 3.1.

Tabela 3.1: Propriedades mecânicas e características das ligas de titânio utilizadas no revestimento
(Fonte: SEN, 2010)

Composição	Fração Volumétrica de TiB	σ_{fad} (MPa)	σ_y (MPa)	σ_u (MPa)
Ti64 (sem B)	0	350	$784,8 \pm 13,4$	$830,6 \pm 23,3$
Ti64 (0,04B)	*	325	$808,2 \pm 8,2$	$875,1 \pm 2,7$
Ti64 (0,09B)	$0,49 \pm 0,10$	400	$828,4 \pm 7,9$	$912,3 \pm 3,6$
Ti64 (0,30B)	$1,8 \pm 0,5$	475	$858,2 \pm 27,9$	$948,9 \pm 23,6$
Ti64 (0,55B)	$2,7 \pm 0,7$	550	$876,3 \pm 17,8$	$964,0 \pm 30,1$

Liga Ti64 é referente a Ti-6Al-4V e * - valor muito pequeno para ser medido

Esta tecnologia de proteção à corrosão com uma camada de revestimento com liga de Ti-6Al-4V apesar de amplamente utilizada na indústria não será abordada nesta monografia.

3.3 ROTOR DE JEFFCOTT

O rotor de Jeffcott é um modelo criado por um físico inglês em 1919 para estudar a resposta de rotores desbalanceados operando com velocidades elevadas. O modelo (figura 3.4) consiste em um disco desbalanceado montado no meio do vão de um eixo flexível com massa desprezível. Os suportes do eixo são rígidos e com amortecimento que simula o arrasto do ar no disco. O modelamento do rotor pode ser encontrado em Vance (1988).

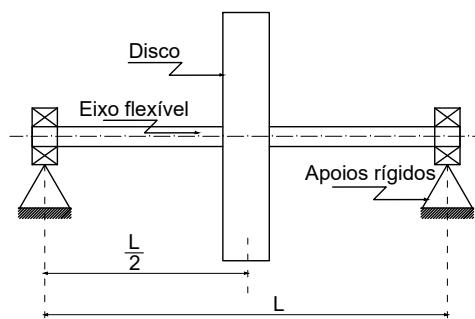


Figura 3.4: Desenho esquemático do rotor de Jeffcott

Jeffcott utilizou de seu modelo para mostrar que a amplitude da oscilação excitada pelo desbalanceamento do rotor aumenta até a velocidade crítica e em seguida, decresce. Para tal análise, ele utilizou os sistemas de coordenadas demonstrados na figura 3.5. A influência da gravidade é desprezível em comparação ao carregamento inercial do rotor, de acordo com Vance (1988).

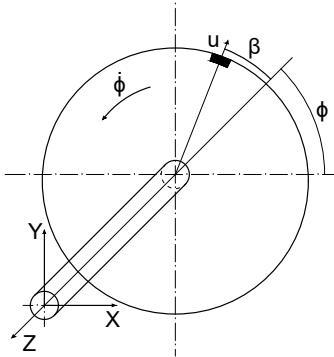


Figura 3.5: Desenho esquemático do rotor de Jeffcott com os sistemas de referência adotados no equacionamento

O desbalancemamento estático (u) é a diferença entre o centro de massa do disco e seu centro geométrico. O disco possui massa (m) e o eixo de massa desprezível possui rigidez à flexão (k), amortecimento viscoso (c) comprimento total (L).

Assumindo velocidade de rotação constante, o sistema pode ser equacionado por:

$$\begin{cases} \ddot{r} + \dot{r} \frac{c}{m} + r \left(\frac{k}{m} - \dot{\phi}^2 \right) = \omega^2 u \cos(\omega t + \phi) \end{cases} \quad (3.10a)$$

$$\begin{cases} r \ddot{\phi} + \dot{r} \left(2 \dot{\phi} + \frac{c r}{m} \right) = \omega^2 u \sin(\omega t + \phi) \end{cases} \quad (3.10b)$$

em que: ω é a velocidade de rotação do sistema. A amplitude de vibração (r_s) e a respectiva fase (β_s) são soluções das equações com:

$$\begin{cases} r_s = \frac{\omega^2 u}{\sqrt{\left(\frac{k}{m} - \omega^2 \right)^2 + \left(\frac{c \omega}{m} \right)^2}} \end{cases} \quad (3.11a)$$

$$\begin{cases} \beta_s = \text{atan} \left(\frac{c \omega}{m \left(\frac{k}{m} - \omega^2 \right)} \right) \end{cases} \quad (3.11b)$$

O comportamento da amplitude da vibração para diferentes velocidades angulares pode ser observado na figura 3.6.

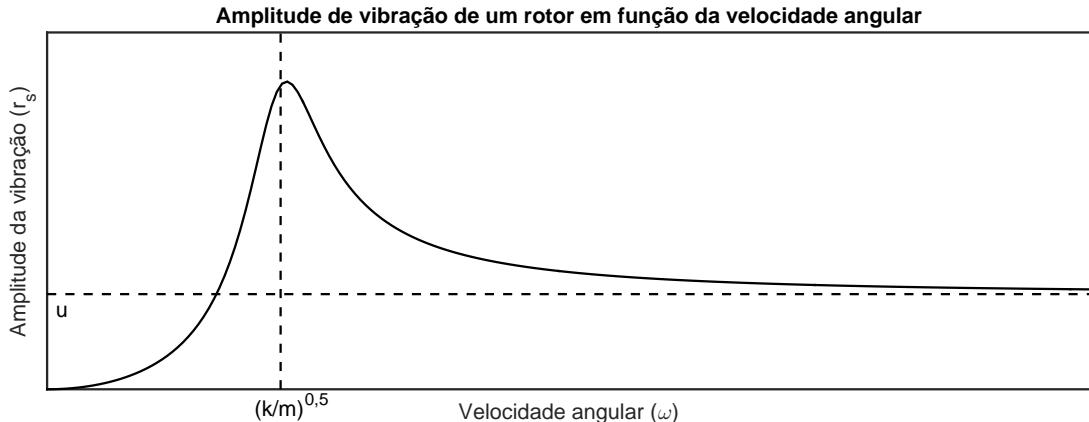


Figura 3.6: Gráfico com a amplitude de vibração em função da velocidade angular do rotor

Há três maneiras de reduzir as amplitudes de vibração do rotor, balancear o rotor, operar com velocidades de rotação distantes da velocidade crítica ou adicionar viscosidade nos mancais do eixo. A solução mais recomendada é o balanceamento do rotor, uma vez que atua diretamente na fonte da excitação da vibração. Algumas normas que limitam a vibração de rotores e definem classes de balanceamento são, respectivamente, ISO 2372 e ISO 1940.

3.4 MODELAGEM COM MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (MEF)

Um software comercial de modelagem com elementos finitos funciona com informações de entrada: geometria, condições iniciais e condições de contorno. Com esses dados o software resolve um conjunto de equações matriciais e disponibiliza um documento com os resultados obtidos. De uma maneira geral, o programa fornecerá resultados independente da sua coerência com a realidade. O uso dos resultados deve ser usado, portanto, com cautela.

Alguns cuidados devem ser tomados ao utilizar softwares comerciais de elementos finitos. Primeiro, deve-se garantir que o modelo obteve convergência. Segundo, deve-se garantir que a convergência do modelo fornece um resultado coerente.

De acordo com o teorema de Lax, a convergência de um método numérico depende somente da estabilidade e da consistência do método. A consistência garante que o erro de truncamento do método tende a zero para elementos da malha e passo temporal de simulação também tendendo a zero. A estabilidade, por sua vez, garante que possíveis perturbações no método numérico não serão amplificadas ao longo da simulação.

Uma vez que garante-se a convergência do modelo, deve-se garantir que os

resultados obtidos são os valores mais próximos ao valor correto possível. Sabe-se que o MEF possuirá uma incerteza resídual oriunda de dissipações numéricas e de truncamento dos elementos com funções interpoladoras finitas. Entretanto é importante que essa incerteza do método não forneça resultados incoerentes à realidade. Uma maneira de garantir que os resultados obtidos pelo programa estão de acordo com a realidade é através da validação do modelo. Para isso, realiza-se uma simulação de algum problema similar com solução analítica ou então algum problema com resultados experimentais e realiza-se a comparação dos resultados.

A geração da malha é uma tarefa importante para a modelagem com MEF por atuar como método de discretização do meio contínuo para um meio com elementos finitos de dimensões definidas. A primeira preocupação durante o processo de discretização é em relação aos elementos utilizados que são dependentes das características físicas de cada problema. Estes elementos podem ser unidimensionais, bidimensionais ou tridimensionais; rígidos ou de casca e de primeira ordem ou de ordens superiores.

Após a definição dos elementos a serem utilizados, deve-se ater ao refinamento da malha de tal maneira que regiões com maiores gradientes devem ser mais refinadas do que regiões com menores variações da grandeza física estudada. Entretanto, é importante que a mudança de refino seja feita gradualmente uma vez que mudanças súbitas em tamanhos médios dos elementos da malha podem apresentar uma variação local de rigidez. Esta variação de rigidez pode resultar em valores inadequados para a análise sendo realizada, uma vez que o modelo discretizado possui características diferentes do modelo real.

Além da seleção do tipo de elemento utilizado e do tamanho dos elementos ao longo da malha, deve-se ater a questões de formato e de união entre elementos. O autor Cook (1995), demonstrou na imagem adaptada figura 3.7 formatos de elementos 2D que podem afetar a precisão do método numérico.

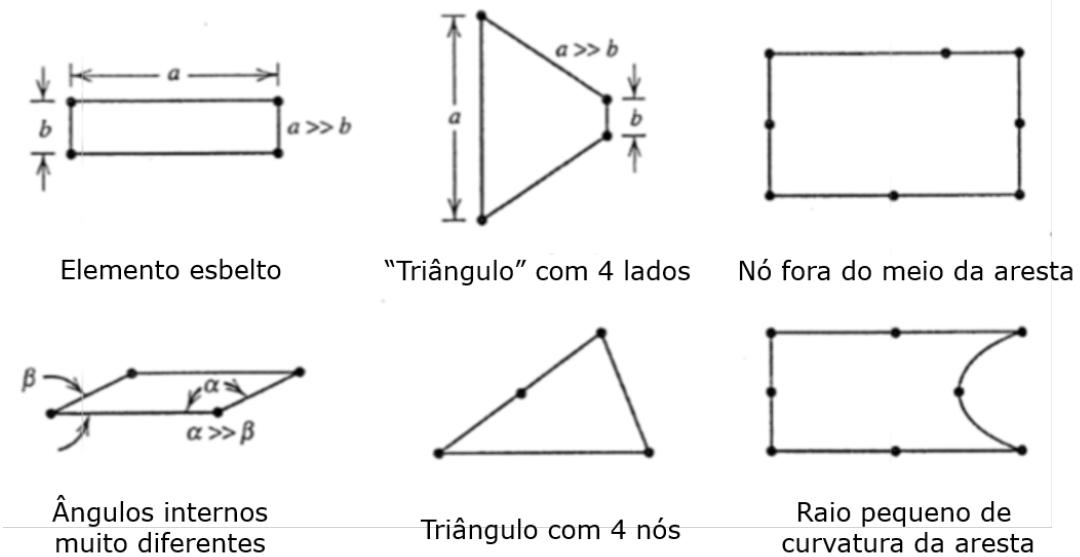


Figura 3.7: Elementos 2D com distorções em sua forma que podem reduzir a precisão do método numérico utilizado
 (Adaptado de: Cook, 1995)

O método numérico assume a continuidade do meio a ser modelado. Para isso, há equações de compatibilidade que garantem que o deslocamento de um nó será o mesmo para todos os elementos que possuirem esse nó. Durante a geração da malha, se os elementos não forem unidos corretamente, pode ocorrer o surgimento de regiões descontínuas. A figura 3.8 mostra o exemplo de descontinuidades (destacadas em vermelho) causadas pela união de elementos de ordens diferentes e pela união de elementos com nós que não sejam vértices.

O software utilizado (MSC Nastran/Patran) oferece algumas ferramentas que facilitam a discretização do modelo em relação as descontinuidades apresentadas. O programa permite definir partes do impelidor (palhetas, discos, etc.) como corpos rígidos e permite o controle das uniões entre estes corpos. Esta união (*GLUE*) iguala as forças e momentos escolhidas pelo usuário entre nós dos corpos que estejam próximos, dentro de um limite determinado. Essa junção é realizada através da criação de elementos rígidos do tipo RBE2.

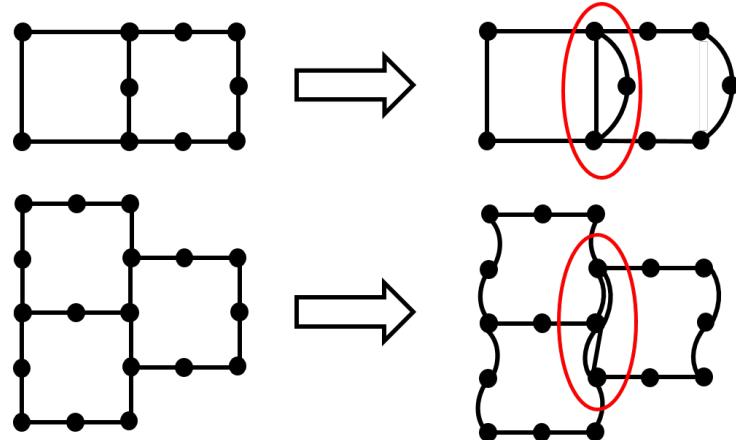


Figura 3.8: Exemplos de descontinuidades que podem ser causadas devido a união inadequada de elementos.

Por causa da simetria do impelidor é possível reduzir o domínio de simulação (malha) para diminuir o tempo de simulação. As condições de contorno associada a simetria do sistema podem ser em relação a um eixo (axissimetria) ou em relação a um plano (especular). Há também uma condição anti-simétrica onde a geometria é simétrica, mas os carregamentos não são.

A simulação de impelidores de ventiladores centrífugos na literatura é feita através da construção de malhas de uma palheta (uso de simetria) com elementos de casca. A condição de contorno do problema é feita restringindo parcialmente a movimentação de uma face da malha, como pode ser vista na figura 3.9.

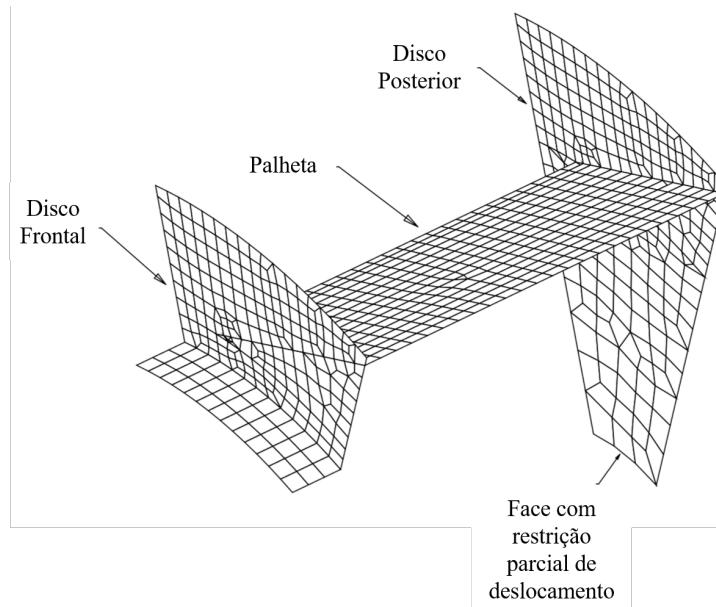


Figura 3.9: Malha da palheta do impelidor de um ventilador centrífugo
(Adaptado de: Bhope, 2004)

4 MATERIAIS E MÉTODOS

O objetivo desta monografia é a análise estrutural de um ventilador centrífugo. Através do entendimento das solicitações em um ventilador centrífugo, pode-se determinar localizações onde o equipamento está mais suscetível à falhas por fadiga.

A aplicação do MEF deve ser feita com cautela, sendo necessária a validação do modelo com dados experimentais ou modelos com soluções analíticas. Esta monografia usará três modelos com soluções analíticas para a definição de hipóteses de modelagem a serem utilizadas para a simulação do ventilador. Esses três modelos utilizados para a validação são:

- obtenção do campo de tensões de um disco rotativo com espessura e rotação constantes
- obtenção do campo de tensões de uma palheta vinculada a discos em suas extremidades
- análise no espaço da frequência de uma placa rotativa

Em seguida, após a validação das hipóteses do modelo, um ventilador centrífugo de uma entrada foi simulado e alguns resultados foram obtidos:

- análise de tensões estáticas causadas por conta do carregamento centrífugo de desbalanceamento do rotor.
- análise no campo da frequência assumindo o impelidor como corpo rígido e o eixo como flexível

O programa utilizado para a realização de todas as etapas propostas foi:

- MSC Nastran/Patran 2016.0.1

5 MODELAGEM E VALIDAÇÃO DO SISTEMA

A geometria complexa de ventiladores centrífugos impossibilita o uso de modelos analíticos para a determinação das tensões atuantes e consequentemente, a análise da vida em fadiga do equipamento. De acordo com (BOHL, 1983), recomenda-se o uso de métodos numéricos como o MEF. Entretanto, sabe-se que deve-se ter cautela ao usar tais métodos e garantir que os valores obtidos estão de acordo com a realidade. Dessa maneira, recomenda-se validação com métodos analíticos e/ou experimentais.

A validação do modelo será realizada com a simulação de três modelos com solução analítica, dois para tensões estáticas e um para enrijecimento centrífugo. Os três modelos que serão estudados a seguir são:

- Disco rotativo com espessura e velocidade de rotação constantes (tensões estáticas)
- Palheta vinculada a discos em suas extremidades (tensões estáticas)
- Análise no espaço da frequência de uma placa rotativa

A validação do modelo busca confirmar hipóteses para o cálculo das tensões estáticas e para a obtenção dos modos de vibração com suas respectivas frequências. Algumas hipóteses estudadas são: o uso de elementos de casca QUAD4, o uso de condições de contorno de simetria, o uso da ferramenta de carregamento inercial como modelo do carregamento de força centrífuga do impelidor, o uso de elementos RBE2 para transferir condições de contorno e acoplamento da solução estática e dinâmica na obtenção de frequências naturais do rotor.

5.1 DISCO DE ESPESSURA CONSTANTE

Ao procurar um sistema que possa fornecer uma primeira aproximação para as tensões atuantes nos discos que constituem o impelidor de um ventilador centrífugo, propõe-se o modelo de um disco rotativo com espessura constante (e) e velocidade angular (ω). A determinação do campo de tensões radiais e tangenciais no disco pode ser encontrada em (BOHL, 1988) e (TIMOSHENKO, 1951).

O modelo, representado na figura 5.1, assume a ausência de tensões axiais, sendo portanto um estado plano de tensão. O equacionamento foi realizado impondo o equilíbrio de forças de um elemento de massa infinitesimal (δm) e modelando as suas deformações elásticas.

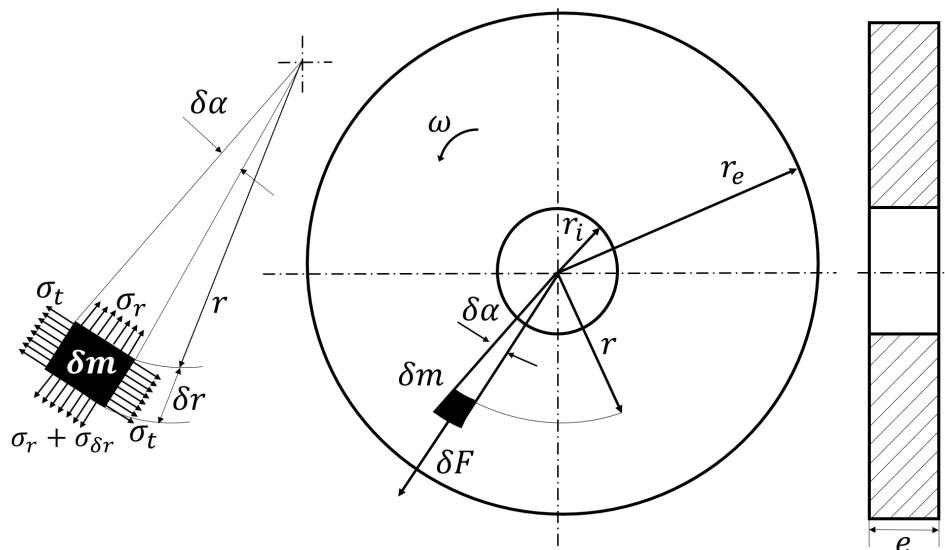


Figura 5.1: Desenho esquemático do disco rotativo modelado com o elemento de massa infinitesimal e as tensões radiais e tangenciais

Para o elemento infinitesimal (δm), a força centrífuga infinitesimal (δF) pode ser escrita como:

$$\delta F = \delta m r \omega^2 = \rho e r^2 \omega^2 \delta r \delta \alpha \quad (5.1)$$

em que: δF é a força centrífuga infinitesimal, δm é o elemento de massa infinitesimal, r é o raio interno do elemento, ω é a velocidade angular do disco, ρ é a massa específica, e é a espessura do disco, δr é o incremento radial infinitesimal do elemento e $\delta \alpha$ é o incremento angular infinitesimal.

As componentes radial (δF_R) e tangencial (δF_t) da força centrífuga (δF) atuante no elemento infinitesimal (δm) podem ser escritas como:

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta F_R = e \delta \alpha [\sigma_r r - (\sigma_r + \sigma_{\delta r})(r + \delta r)] \\ \delta F_t = \sigma_t e \delta \alpha \delta r \end{array} \right. \quad (5.2a)$$

$$(5.2b)$$

em que: δF_R é a componente infinitesimal radial da força centrífuga infinitesimal (δF), σ_r é a tensão radial atuante no elemento infinitesimal, δF_t é a componente infinitesimal tangencial da força centrífuga infinitesimal (δF) e σ_t é a tensão tangencial atuante no elemento infinitesimal.

Sabe-se que:

$$\delta F = \delta F_r + \delta F_t \quad (5.3)$$

Então, substituindo as equações (5.1), (5.2a) e (5.2b) na equação (5.3)

$$\rho r^2 \omega^2 + \sigma_r - \sigma_t + r \frac{\delta \sigma_r}{\delta r} = 0 \quad (5.4)$$

A segunda equação para a determinação das incógnitas do modelo é obtida com a deformação (u) do elemento de massa infinitesimal, como esquematizado na figura 5.2.

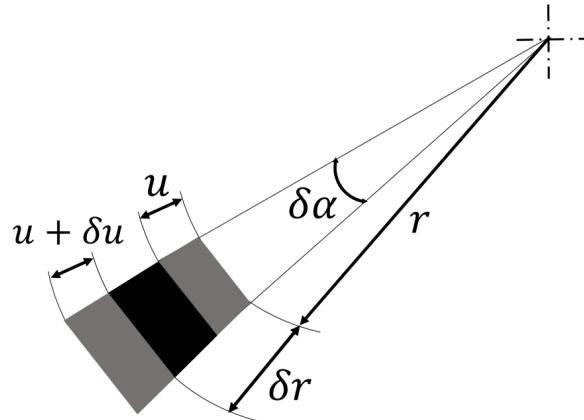


Figura 5.2: Desenho esquemático da deformação elástica do elemento de massa infinitesimal do disco rotativo

As deformações elásticas radial (ε_r) e tangencial (ε_t) podem ser escritas como:

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_r = \frac{(u + \delta u) - u}{\delta r} = \frac{\delta u}{\delta r} \\ \varepsilon_t = \frac{(u + r) \delta \alpha - r \delta \alpha}{r \delta \alpha} = \frac{u}{r} \end{array} \right. \quad (5.5a)$$

$$(5.5b)$$

em que: ε_r é a deformação elástica radial do elemento infinitesimal, u é a deformação do elemento infinitesimal, δu é o incremento infinitesimal da deformação e ε_t é a deformação elástica tangencial do elemento infinitesimal.

Assim, de posse das equações (5.5a) e (5.5b) pode-se obter a seguinte equação:

$$\frac{d\varepsilon_t}{dr} = \frac{1}{r} (\varepsilon_r - \varepsilon_t) \quad (5.6)$$

A Lei de Hooke permite relacionar as deformações com tensões e pode ser escrita como:

$$\begin{cases} \varepsilon_r = \frac{(\sigma_r - \nu \sigma_t)}{E} \\ \varepsilon_t = \frac{(\sigma_t - \nu \sigma_r)}{E} \end{cases} \quad (5.7a)$$

$$\quad (5.7b)$$

em que: E é o módulo de elasticidade do material do disco e ν é o coeficiente de Poisson do material do disco.

Substituindo as equações obtidas da lei de Hooke (5.7a) e (5.7b) na equação (5.6) obtém-se:

$$(1 + \nu) (\sigma_t - \sigma_r) + r \left(\frac{d\sigma_t}{dr} - \nu \frac{d\sigma_r}{dr} \right) = 0 \quad (5.8)$$

Finalmente, com as equações (5.4) e (5.8) é possível obter as distribuições das tensões radiais e tangenciais no disco rotativo de espessura constante:

$$\begin{cases} \sigma_r(r) = \frac{\rho \omega^2 (3 + \nu)}{8} \left(r_i^2 + r_e^2 - r^2 - \frac{r_i^2 r_e^2}{r^2} \right) \\ \sigma_t(r) = \frac{\rho \omega^2 (3 + \nu)}{8} \left(r_i^2 + r_e^2 - r^2 \frac{1 + 3\nu}{3 + \nu} + \frac{r_i^2 r_e^2}{r^2} \right) \end{cases} \quad (5.9a)$$

$$\quad (5.9b)$$

A figura 5.3 mostra graficamente o campo de tensões devido à força centrífuga de um disco rotativo com espessura constante e raio externo cinco vezes o raio interno.

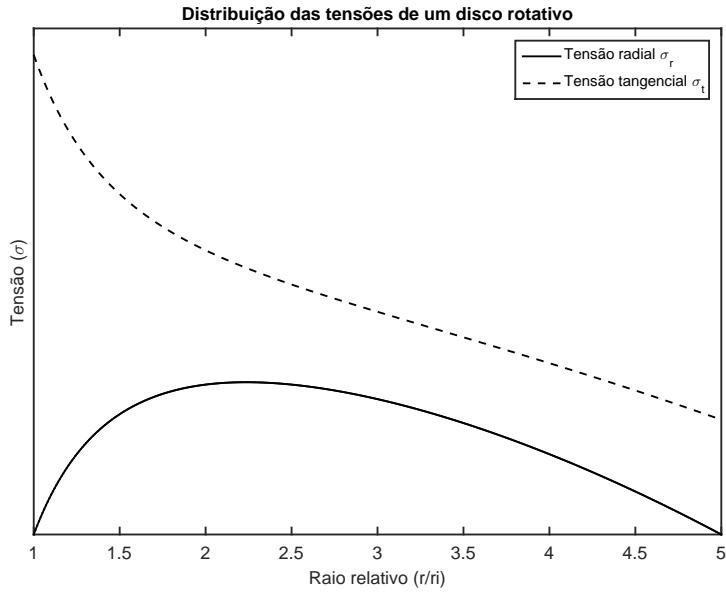


Figura 5.3: Distribuição das tensões radiais e tangenciais oriundas da força centrífuga de um disco rotativo com espessura constante e com razão $\frac{r_e}{r_i} = 5$

5.1.1 Modelagem MEF e resultados

O disco simulado foi retirado de um ventilado utilizado para despoieiramento de um processo industrial que operava a 1800 rpm (30 rps). A discretização do disco de espessura constante foi feita com elementos de placa retangulares (QUAD4) no software comercial de MEF que de acordo com (BHOPE, 2004) oferecem melhores resultados.

O modelo foi construído considerando uma seção de um quarto do disco e foram utilizadas condições de contorno de simetria para a simulação da distribuição das tensões do disco completo. Tomou-se o cuidado para que os elementos de discretização fossem o mais próximo possível a quadrados. As condições de contorno aplicadas estão representadas esquematicamente na figura 5.4.

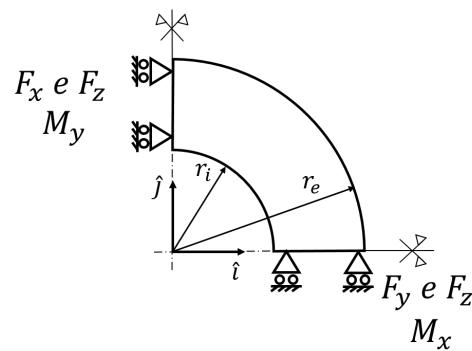


Figura 5.4: Condições de contorno e geometria utilizadas para a simulação pelo MEF de um disco de espessura constante

O carregamento de força centrífuga referente ao desbalanceamento do ventilador foi simulado com o uso de um carregamento inercial perpendicular ao plano do disco. As dimensões e propriedades do disco simulado estão apresentadas na tabela 5.1.

Tabela 5.1: Características do disco de espessura constante usado para a validação do modelo MEF

	Símbolo	Valor	Unidade
Raio Interno	r_i	484	mm
Raio Externo	r_e	940	mm
Espessura	e	12,7	mm
Massa Específica	ρ	7600	$kg\ m^{-3}$
Coeficiente de Poisson	ν	0,33	—

O estudo da convergência de malha deve ser realizado para garantir que o resultado obtido é independente da malha. Portanto, simulou-se 15 malhas entre 50 e 20.000 elementos. Os resultados obtidos para os dois extremos estão apresentados na figura 5.5 e na tabela 5.2, estão os valores máximos e seus respectivos desvios em relação ao valor analítico.

Tabela 5.2: Valores máximos obtidos pelo MEF e com o método analítico

No. de elementos	σ_r [MPa]	Desvio*	σ_t [MPa]	Desvio*	Tempo de simulação [s]
50	22,04	5,708%	211,02	0,86%	1
5.000	23,37	0,021%	209,65	0,20%	2
9.800	23,37	0,003%	209,54	0,15%	5
20.000	23,37	0,002%	209,45	0,11%	16
analítica	23,37	0,000%	209,23	0,00%	-

*Desvio calculado como $\frac{|sol_{MEF} - sol_{an}|}{sol_{an}}$

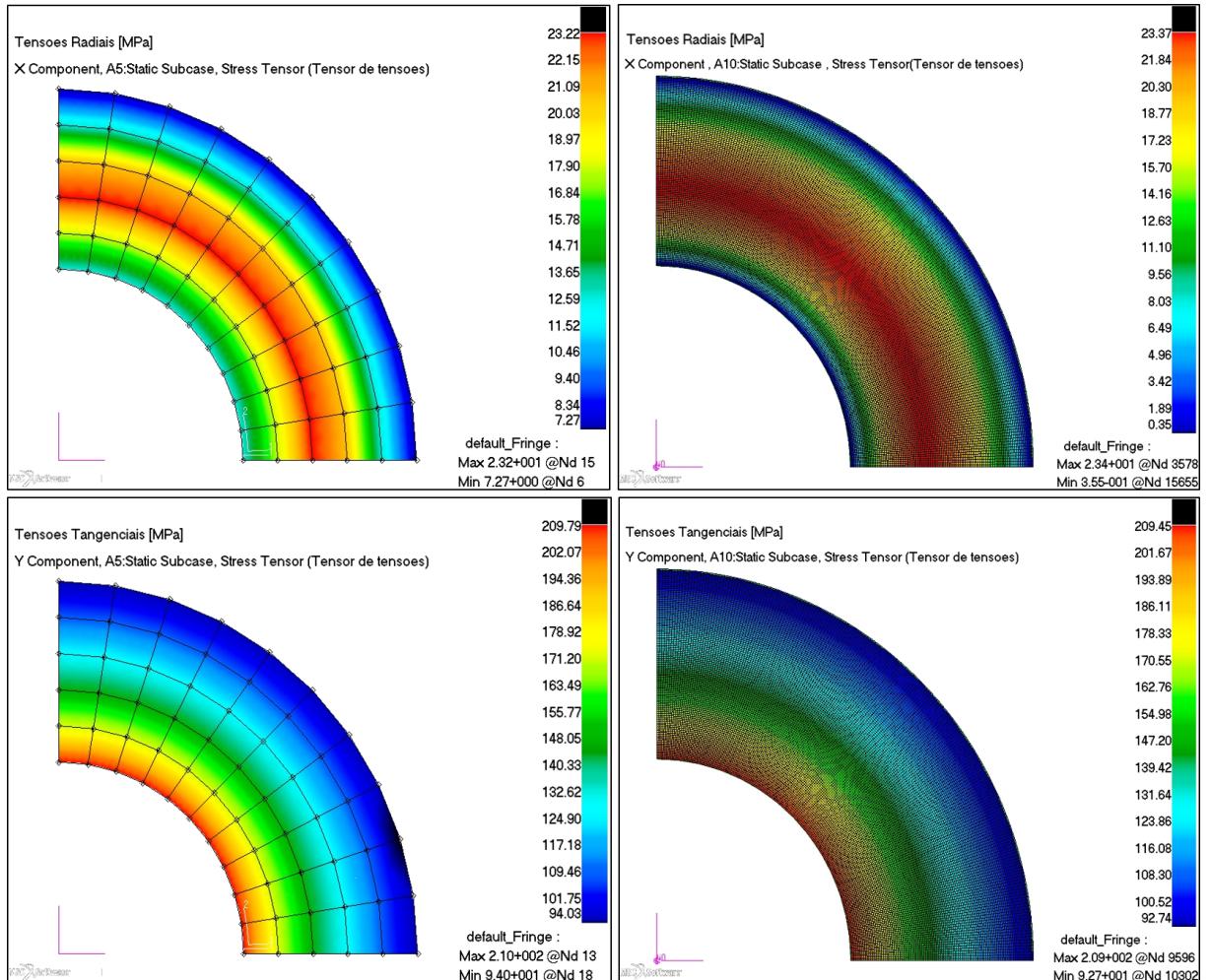


Figura 5.5: Distribuições de tensões radial e tangencial obtidas com MEF para malhas de 50 (esquerda) e 20.000 (direita) elementos

Os valores obtidos pelo MEF são próximos ao analítico, o que já era esperado, uma vez que este possui solução exata. Percebe-se que o tempo de simulação aumenta exponencialmente com o maior refino da malha. Entretanto, o desvio do valor teorico prevalece inferior a 0,2% para malhas intermediárias ao intervalo estudado. Dessa maneira, para este modelo, a solução obtida é considerada independente da malha para malhas com mais de 5.000 elementos.

Como pode ser visto na figura 5.6, as tensões radiais alcançam convergência de malha mais rapidamente do que as tangenciais.

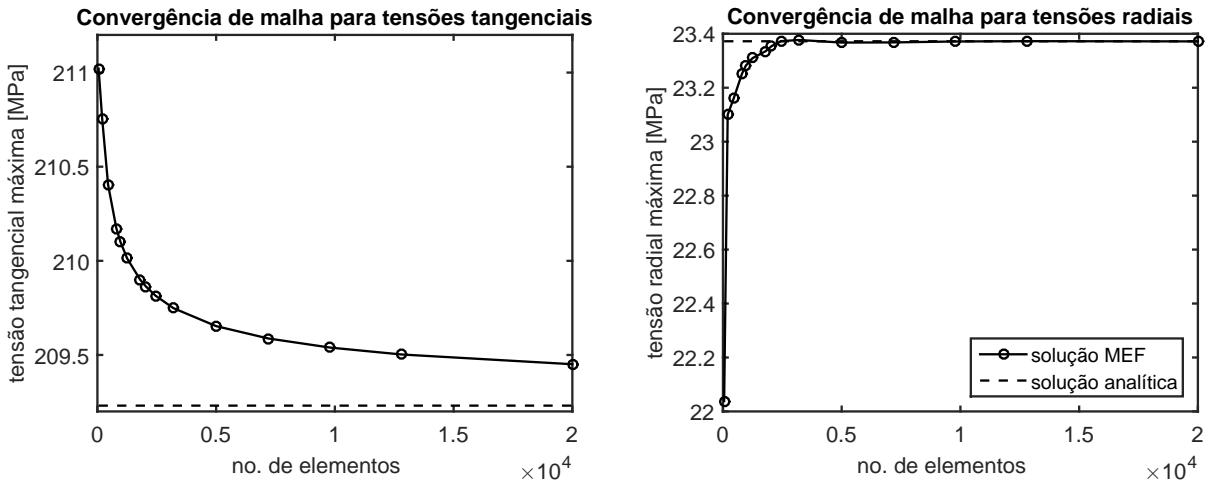


Figura 5.6: Convergência de malha para modelos de disco rotativo com elementos entre 50 e 20.000

Por fim, obteve-se o gráfico com a distribuição teórica das tensões radiais e tangenciais do disco com espessura constante em rotação também constante.

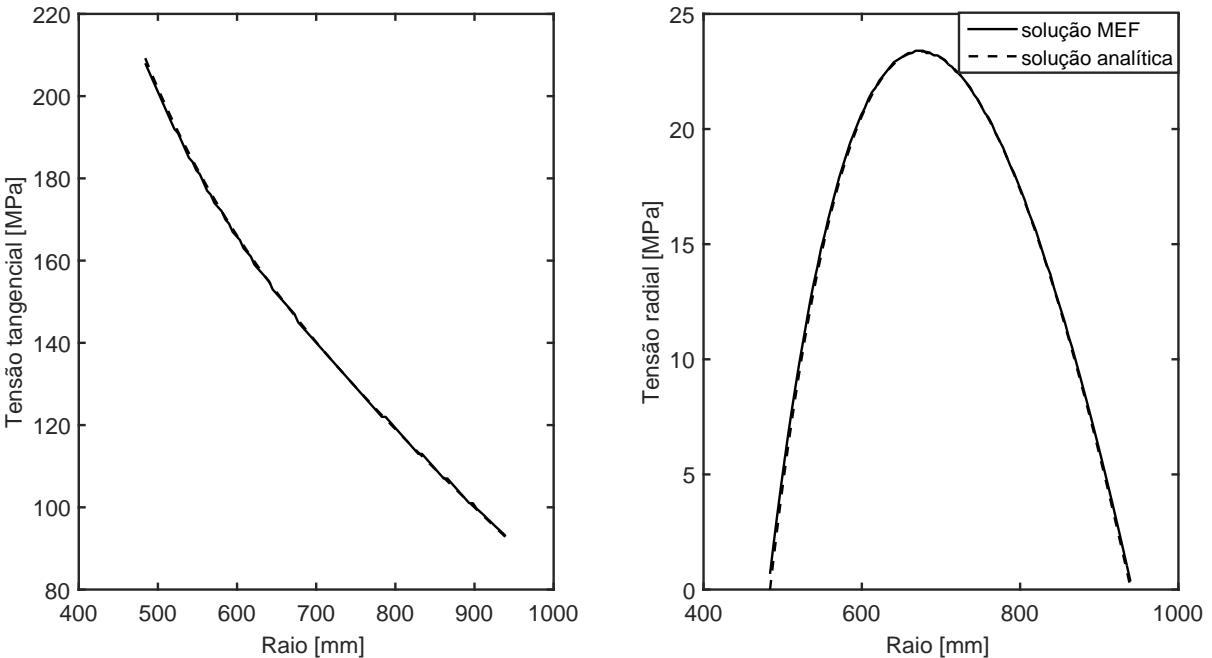


Figura 5.7: Comparação entre as distribuições de tensões radial e tangencial obtidas pelo MEF e pelo método analítico para um disco rotativo

Conclui-se que modelagem do sistema de disco do ventilador em MEF forneceram resultados próximos ao modelo teórico, ou seja, as hipóteses assumidas são apropriadas para a modelagem do impelidor.

O disco completo foi simulado como engastado no seu centro e uma análise de vibrações livres foi realizada. Foram determinados três modos de vibrações de interesse e suas respectivas frequências:

Tabela 5.3: Modos de vibração do disco de espessura constante e suas respectivas frequências críticas

Modo	Freq. (rad/s)
Primeiro modo circular nodal ("guarda-chuva")	51,12
Primeiro modo diametral nodal	52,02
Modo de duas linhas diametrais	56,81

Em ventiladores centrífugos, de acordo com (ORTIGOSA,2012), o primeiro modo circular nodal (figura 5.8) é usualmente excitado axialmente por conta do desbalanceamento do rotor associado a diferença de rigidez do suporte. O primeiro modo diametral (figura 5.9) pode ser muito sensível às forças causadas pelo desbalanceamento do rotor. Por fim, o modo de duas linhas diametrais (figura 5.10) está associado a falha do rotor por *stall*. Os modos do ventilador estudado estão apresentados na seção 6.3.1.

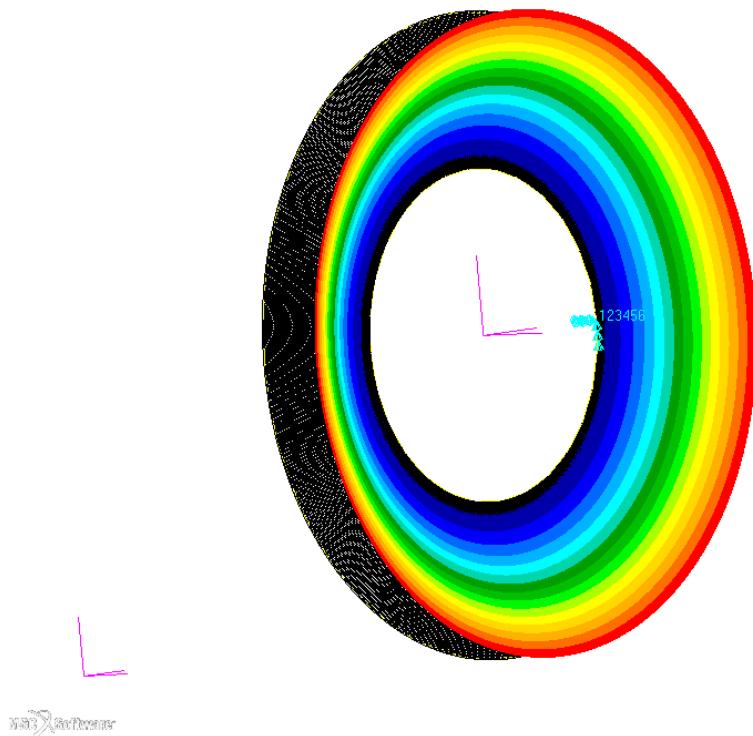


Figura 5.8: Primeiro modo circular nodal ("guarda-chuva") do disco de espessura constante

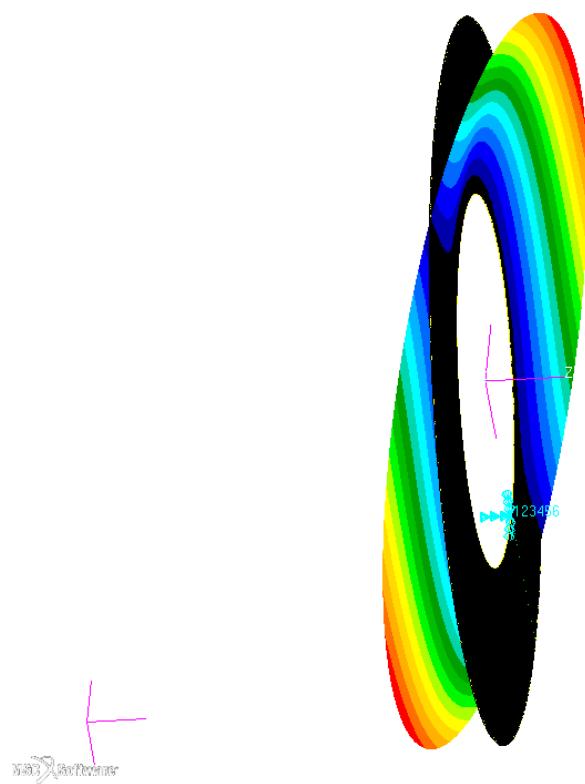


Figura 5.9: Primeiro modo diametral nodal do disco de espessura constante

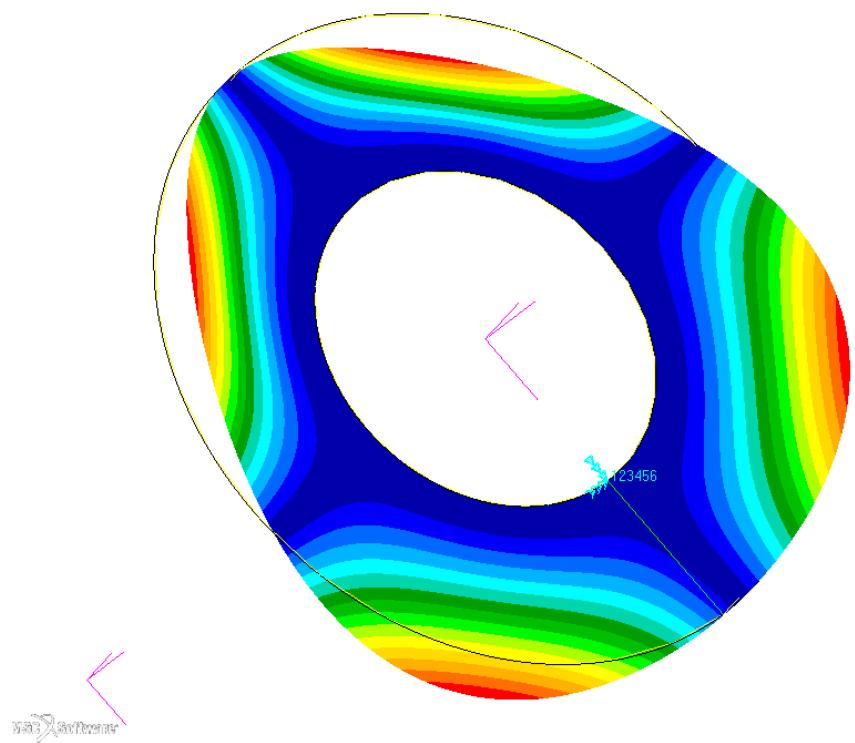


Figura 5.10: Modo de duas linhas diametrais do disco de espessura constante

Um estudo de sensibilidade de malha foi realizado para o modelo do disco completo em análise de vibrações livres. A figura 5.11 permite a visualização da densidade de malha que fornece uma solução independente da malha.

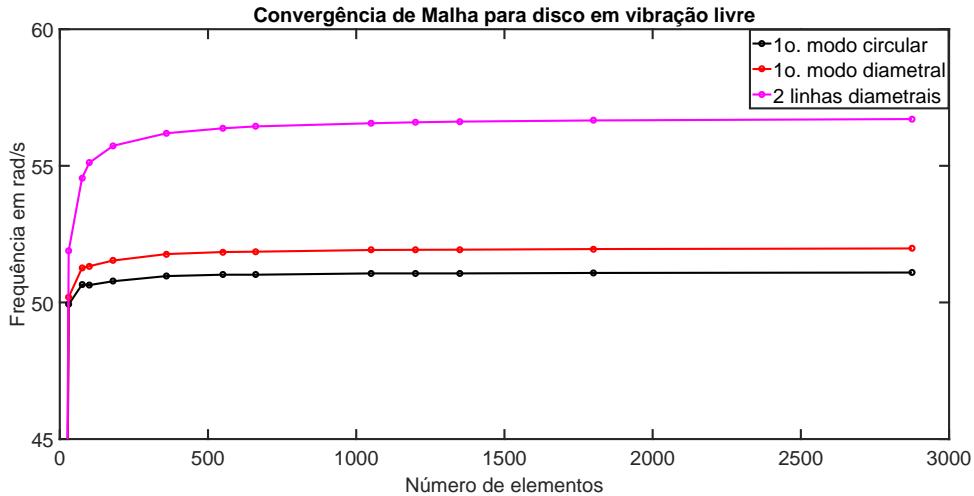


Figura 5.11: Convergência de malha para o disco de espessura constante engastado

O modo de duas linhas diametrais é mais sensível à densidade de malha (figura 5.11). Portanto, a tabela 5.4 demonstra informações para a definição da quantidade mínima de elementos que fornecem soluções independentes de malha.

Tabela 5.4: Estudo da densidade de malha para o disco de espessura constante em vibrações livres

Núm. de células	Freq. (rad/s)	Desvio
30	51,89	8,67%
100	55,12	2,97%
360	56,19	1,09%
660	56,45	0,63%
1050	56,56	0,44%
1200	56,59	0,39%
2875	56,71	0,18%
91.000 (conv)	56,81	0,00%

*Desvio calculado como $\frac{|sol_{conv} - sol_i|}{sol_{conv}}$

5.2 PALHETAS

As palhetas possuem geometrias complexas, entretanto, para uma primeira aproximação, pode-se trata-las como uma viga de seção transversal retangular sob carregamento uniforme devido à força centrífuga. De acordo com (JORGENSEN, 1982), a união entre as palhetas e os discos pode ser modelada como engastes ou articulações fixas. A união não é completamente rígida como um engaste e também não apresenta momentos nulos, portanto, espera-se que os resultados reais estejam entre estes dois modelados idealizados.

O modelo estudado está esquematicamente representado nas figuras 5.12 e 5.13. Trata-se inicialmente do equacionamento clássico de vigas para a obtenção do momento fletor máximo e em seguida, aborda-se uma modelagem com um elemento de massa infinitesimal da palheta para a obtenção do carregamento ao qual a palheta está submetida.

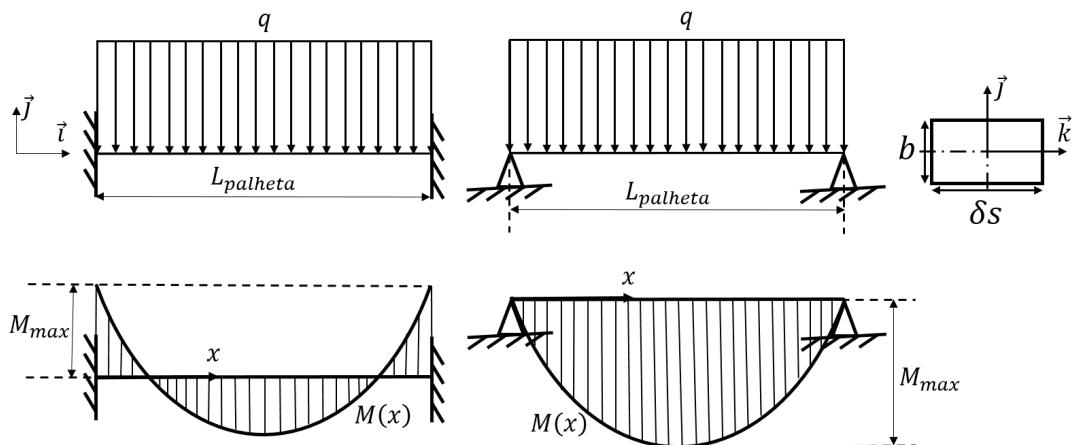


Figura 5.12: Dois modelos de vigas para cálculo das tensões atuantes em palhetas impelidores de ventiladores centrífugos

Para o modelo engastado, sabe-se que o máximo momento fletor (M_{max}) ocorre nos engastes ($x = 0$ ou $x = L_{palheta}$). Ao passo que para o caso da viga apoiada, o máximo momento fletor (M_{max}) ocorre no meio da viga ($x = \frac{L_{palheta}}{2}$). Então:

$$\begin{cases} M(x) = \frac{q}{2} \left(x - \frac{x^2}{L_{palheta}} - \frac{L_{palheta}}{6} \right) & , \text{ viga engastada} \end{cases} \quad (5.10a)$$

$$\begin{cases} M(x) = \frac{q}{2} \left(x - \frac{x^2}{L_{palheta}} \right) & , \text{ viga apoiada} \end{cases} \quad (5.10b)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{max} = M(x=0) \Rightarrow M_{max} = -\frac{q L_{palheta}}{12} \\ \end{array} \right. , \text{ viga engastada} \quad (5.11a)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{max} = M\left(x = \frac{L_{palheta}}{2}\right) \Rightarrow M_{max} = \frac{q L_{palheta}}{8} \\ \end{array} \right. , \text{ viga apoiada} \quad (5.11b)$$

A obtenção do carregamento uniforme (q) pode ser obtida de maneira análoga a desenvolvida para a equação 5.1. Dessa forma, para o modelo apresentado na figura 5.13 tem-se:

$$\delta F = \delta m r \omega^2 = \rho L_{palheta} b \omega^2 r \delta s \quad (5.12)$$

em que: δF é a força centrífuga no elemento de palheta, ω é a velocidade angular do impelidor, δm é a massa infinitesimal do elemento de palheta, ρ é a massa específica do material da palheta, r é o raio do elemento, $L_{palheta}$ é a largura da palheta (distância entre os discos), b é a espessura da palheta e δs é o incremento infinitesimal de comprimento da palheta.

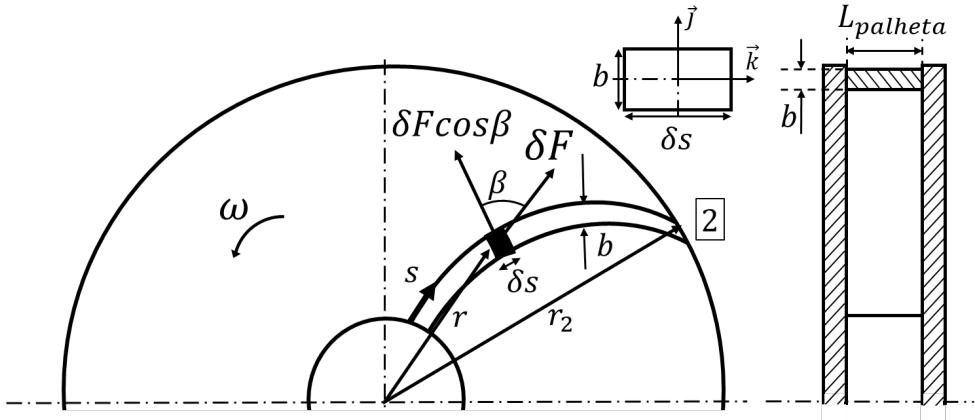


Figura 5.13: Desenho esquemático para a obtenção do carregamento do elemento de palheta (q)

Analizando a figura 5.13, pode-se decompor a força centrífuga no sentido normal ao elemento de palheta obtendo-se:

$$q = \delta F \cos(\beta) \quad (5.13)$$

em que: β é o ângulo formado entre a força centrífuga do elemento infinitesimal e seu vetor normal.

De posse das equações 5.11 e 5.13 pode-se obter os momentos fletores máximos para o modelo de vigas engastada e apoiada ocasionados pelo carregamento da

força centrífuga:

$$\left\{ \begin{array}{l} |M_{max}| = \frac{\delta F \cos(\beta) L_{palheta}}{12} \quad , \text{ viga engastada} \end{array} \right. \quad (5.14a)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} |M_{max}| = \frac{\delta F \cos(\beta) L_{palheta}}{8} \quad , \text{ viga apoiada} \end{array} \right. \quad (5.14b)$$

Sabendo que máxima tensão na palheta ocorre em sua saída ($r = r_2$) e que o módulo de resistência a flexão da seção transversal da palheta é $W_f = \frac{\delta s b^2}{6}$, tem-se, para $\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_f}$:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{max} = -\frac{\rho r_2 L_{palheta}^2 \omega^2 \cos(\beta)}{2 b_2} \quad , \text{ viga engastada} \end{array} \right. \quad (5.15a)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{max} = \frac{3 \rho r_2 L_{palheta}^2 \omega^2 \cos(\beta)}{4 b_2} \quad , \text{ viga apoiada} \end{array} \right. \quad (5.15b)$$

5.2.1 Modelagem MEF e resultados

A simulação da palheta vinculada a dois discos em suas extremidades foi feita como uma palheta reta entre dois discos como pode ser observado na figura 5.14. A palheta pertenceria ao mesmo ventilador utilizado para a simulação do disco desenvolvido na seção 5.1, ou seja, operaria a 1800 rpm (30 rps). A discretização do modelo foi feita com elementos de placas retangulares (QUAD4).

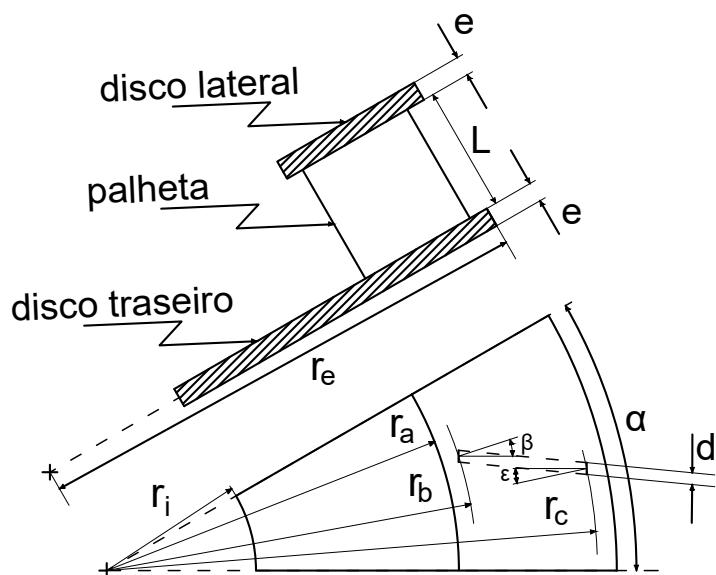


Figura 5.14: Desenho esquemático da palheta reta simulada entre discos

O carregamento de força centrífuga referente ao desbalanceamento do ventilador foi simulado com o uso de um carregamento inercial perpendicular ao plano do disco. As dimensões e propriedades do disco simulado estão apresentadas na tabela 5.5.

Tabela 5.5: Características do disco lateral, disco traseiro e da palheta utilizados para a validação do modelo MEF

	Símbolo	Valor	Unidade
Raio Interno (disco traseiro)	r_i	92,5	mm
Raio Externo (discos)	r_e	940,0	mm
Raio Interno (disco lateral)	r_a	484,0	mm
Raio Interno (palheta)	r_b	493,0	mm
Raio Externo (palheta)	r_c	933,0	mm
Espessura (discos)	e	12,7	mm
Espessura (palheta)	d	6,0	mm
Comprimento (palheta)	L	144,0	mm
Setor (discos)	α	30	graus
Ângulo na entrada (palheta)	β	18	graus
Ângulo na saída (palheta)	ε	12	graus
Módulo de elasticidade	E	290	GPa
Massa Específica	ρ	7600	$kg\ m^{-3}$
Coeficiente de Poisson	ν	0,33	—

O modelo foi construído com um setor do impelidor de 30 graus, uma vez que o ventilador possuia 12 palhetas. Utilizou-se as condições de contorno (figura 5.15) nos discos lateral e traseiro.

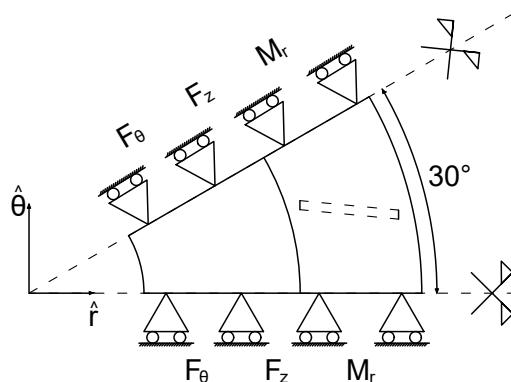


Figura 5.15: Desenho esquemático com as condições de contorno de simetria da palheta reta simulada entre discos

A simulação do sistema de palhetas forneceu o resultado analítico esperado de 272 MPa. O programa Nastran/Patran aborda a espessura de elementos de casca como representado na imagem 5.16.

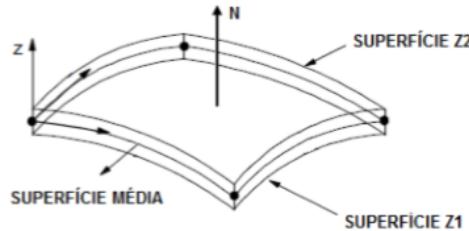


Figura 5.16: Abordagem pelo programa Nastran/Patran de elementos de casca

As tensões obtidas para as duas superfícies da palheta (Z1 e Z2) estão apresentadas nas imagens 5.17 e 5.18.

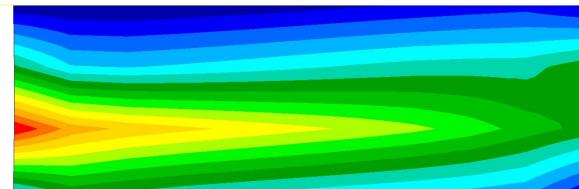


Figura 5.17: Tensões (MEF) de Von Mises na seção Z1

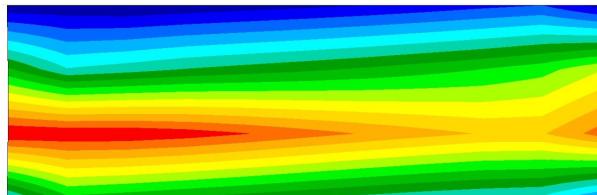


Figura 5.18: Tensões (MEF) de Von Mises na seção Z2

Os valores obtidos na solução com MEF estão entre os valores obtidos com os modelos analíticos de viga engastada e viga bi-apoiada, conforme demonstrado na tabela 5.6:

Tabela 5.6: Resultados obtidos (MEF e modelo analítico) para as tensões (em MPa) estáticas do modelo de validação das palhetas

Tensão Viga Engastada <i>Modelo analítico</i>	Tensão Z1 <i>MEF</i>	Tensão Z2 <i>MEF</i>	Tensão Viga Bi-Apoiada <i>Modelo analítico</i>
182	195	187	273

5.3 ENRIJECIMENTO CENTRÍFUGO

O Teorema de Southwell permite a compreensão dos efeitos da força centrífuga nas frequências naturais de um sistema rotativo. Quando um sistema possui energia potencial que pode ser separada em duas energias potenciais parciais independentes tem-se:

$$\omega^2 = \omega_1^2 + \omega_2^2 \quad (5.16)$$

em que: ω_1 e ω_2 são as frequências naturais parciais e independentes.

Através da aplicação do Teorema de Southwell, pode-se obter uma aproximação das frequências naturais de palhetas a partir da frequência natural do sistema estacionário:

$$\omega^2 = \omega_{est}^2 + C \Omega_2^2 \quad (5.17)$$

em que: ω é a frequência natural do sistema; ω_{est} é a frequência natural do sistema estacionário; C é a constante associada ao modo de vibração e Ω é a velocidade de rotação do sistema.

Esta dependência da frequência natural do sistema com a velocidade de rotação é por conta do enrijecimento centrífugo. Os efeitos desse fenômeno devem ser incorporados na análise dinâmica do rotor para garantir resultados mais realistas. Portanto, propõe-se um modelo de validação desses efeitos em que a velocidade de rotação em torno do eixo y seja variada e as frequências naturais do sistema, comparadas.

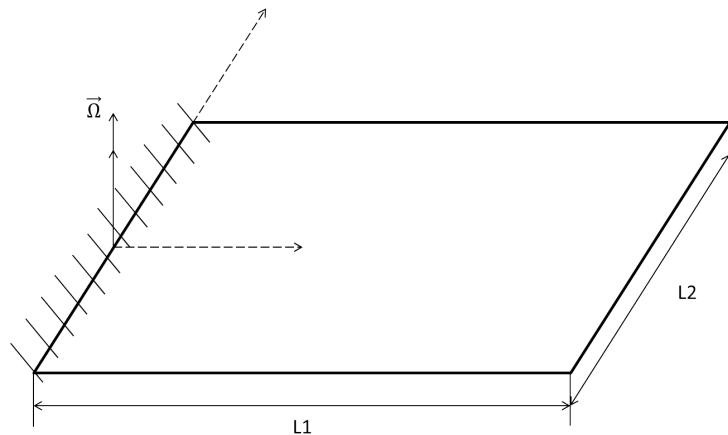


Figura 5.19: Placa parte do modelo proposto para validação do efeito de enrijecimento

As propriedades consideradas para a placa estudada apresentada na figura

5.19 estão explicitadas na tabela 5.7.

Tabela 5.7: Propriedades da placa utilizada no modelo de validação dos efeitos de enrijecimento

Propriedade	Símbolo	Unidade	Valor
Comprimento em x	L_1	mm	400
Comprimento em y	L_2	mm	5
Comprimento em z	L_3	mm	200
Massa Específica	ρ	$kg\ m^{-3}$	7800
Coeficiente de Poisson	ν	-	0,3
Módulo de Elasticidade	E	GPa	210

5.3.1 Modelagem MEF e resultados

O modelo discutido na seção anterior foi discretizado (figura 5.20) e visando facilitar a modelagem, optou-se pela utilização de elementos do tipo RBE2 que transmitem as mesmas condições de contorno entre dois nós (dependente e independente).

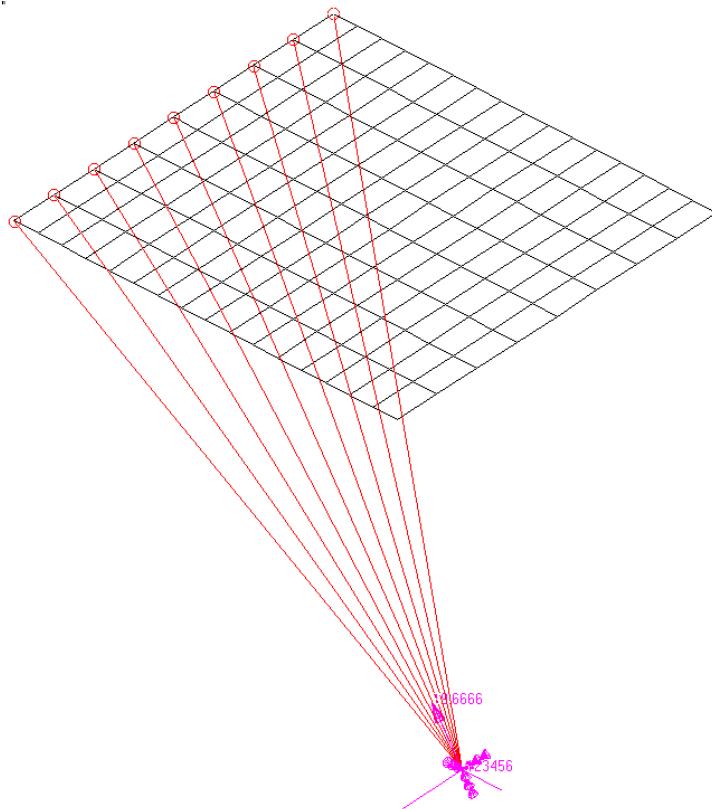


Figura 5.20: Modelo da placa em rotação para validação do enrijecimento centrífugo

Simulações foram realizadas variando as velocidades de rotação da placa entre 0 e 50 rps de maneira a obter as frequências naturais de cada sistema e perceber os

efeitos do enrijecimento centrífugo. O gráfico 5.21 apresenta uma variação exponencial das frequências, como era esperado pela equação 5.17.

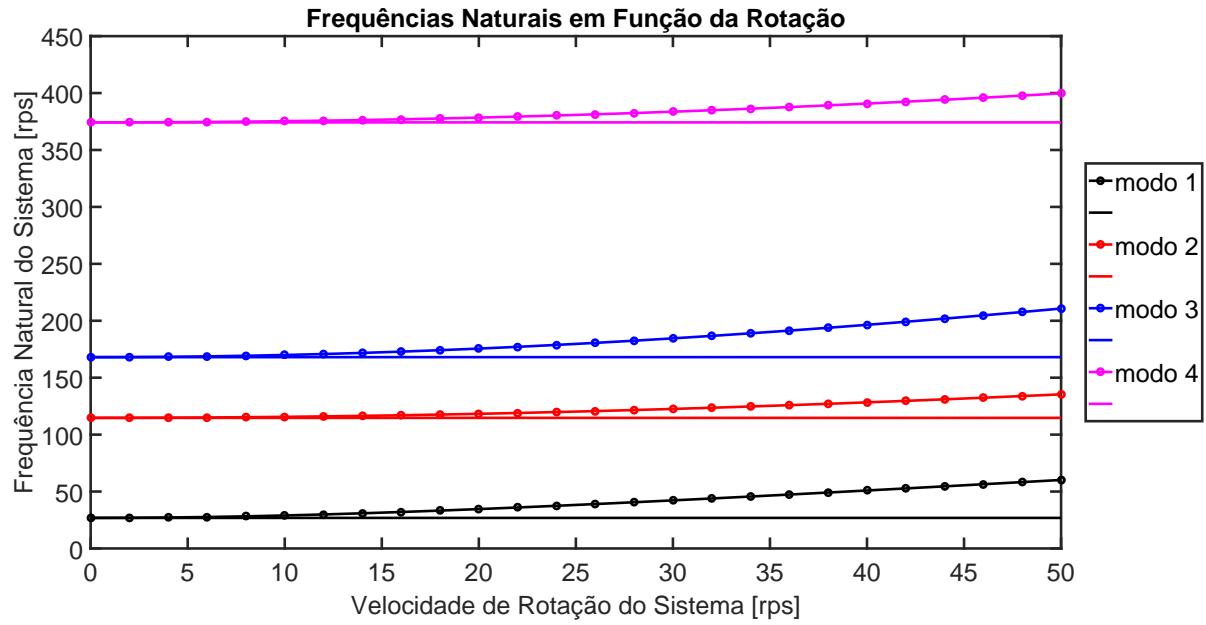


Figura 5.21: Gráfico das quatro primeiras frequências naturais da placa rotativa em função da velocidade de rotação do sistema

Os quatro modos de vibração estudados estão apresentados na figura 5.22 e são referentes aos modos de flexão e torção da placa.

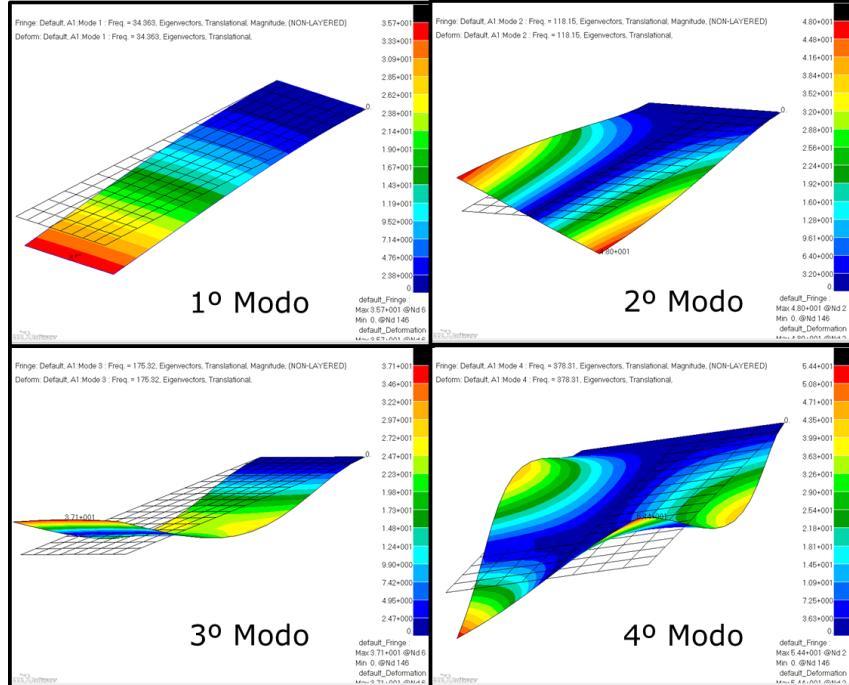


Figura 5.22: Quatro modos de vibração do modelo de placa engastada e rotacionada

Avaliando a importância de contemplar efeitos de enrijecimento centrífugo do

sistema no modelo, comparou-se a variação das primeiras quatro frequências naturais do sistema entre o sistema estático (sem enrijecimento centrífugo) e o sistema em rotação igual ao do ventilador a ser estudado (rotação de 1180 rpm = 19,67 rps). Estes resultados estão apresentados na tabela 5.8 na qual se percebe uma influência mais significativa no primeiro modo de vibração.

Tabela 5.8: Comparativo entre as frequências naturais do sistema para modelos estático ($\Omega_y = 0 \text{ rps}$) e em operação ($\Omega_y = 19,67 \text{ rps}$)

Modo	Frequência Natural em rad/s ($\Omega_y = 0 \text{ rps}$)	Frequência Natural em rad/s ($\Omega_y = 19,67 \text{ rps}$)	Desvio (%)
1	26,795	34,198	27,63
2	115,256	118,664	2,96
3	178,276	185,291	3,93
4	408,495	412,229	0,92

Com a obtenção dos resultados obtidos neste modelo, pode-se considerar que o software utilizado é capaz de considerar os efeitos de enrijecimento centrífugo ao acoplar a solução das tensões estáticas com as soluções dinâmicas no domínio da frequência.

6 ANÁLISE DINÂMICA DE UM VENTILADOR CENTRÍFUGO

Tradicionalmente a abordagem de análise dinâmica de um ventilador centrífugo pode ser realizada de duas maneiras (ORTIGOSA, 2012):

- determinação das velocidades críticas do conjunto de impelidor, eixo e suportes. Esta análise considera o eixo flexível e o impelidor rígido;
- determinação dos modos e frequências naturais do impelidor. Em seguida, determina-se possíveis fontes de excitação destes modos. Alguns movimentos vibratórios podem oferecer riscos de integridade estrutural ao ventilador. Portanto, investiga-se se esses movimentos possuem energia suficiente para excitar algum modo crítico do equipamento.

Uma terceira metodologia é proposta por Ortigosa em sua tese de mestrado. O método consiste inicialmente com a análise do sistema eixo flexível e impelidor rígido considerando condições de contorno dos mancais e efeitos giroscópicos. Esta análise define translações e rotações do eixo no cubo do impelidor. Em seguida, o método segue com uma segunda análise impondo as rotações e translações no impelidor.

Esta monografia aplicará uma análise de vibrações livres do sistema impelidor (rígido) e eixo (flexível) para definição das velocidades críticas do rotor que tradicionalmente são superiores a velocidade de operação do equipamento. Em seguida, uma análise de tensões estáticas de um setor do ventilador será realizada para, verificar a integridade estrutural do ventilador.

Além de garantir que o ventilador opere sem falhas, a obtenção das tensões efetivas no ventilador pode ser importante para definir regiões mais suscetíveis a falhas por fadiga, problema frequente em ventiladores revestidos de Titânio.

6.1 DESCRIÇÃO DO VENTILADOR ESTUDADO

O impelidor a ser simulado possui 12 palhetas e é de simples-entrada e está representado através de um modelo 3D na figura 6.1. O ventilador foi projetado para operar com temperaturas de até 200 °C e com velocidade de 1180 rpm.

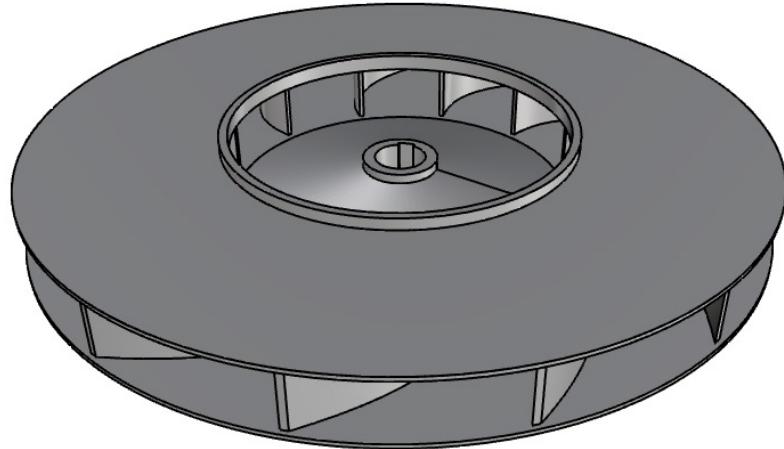


Figura 6.1: Modelo 3D do impelidor de simples-entrada estudado

Alguns desenhos esquemáticos do impelidor com as dimensões estão apresentados nas figuras 6.2 e 6.3. As propriedades do impelidor estão apresentadas na tabela a seguir (tabela 6.1):

Tabela 6.1: Propriedades do Impelidor simulado.

	Diâm. Interno (mm)	Diâm. Externo (mm)	Esp. (mm)	Altura (mm)
Discos Laterais	2120	2150	12,7	-
Cone de Rigidez	220	990	12,7	86,7
Anel	990	1040	-	48
Cubo	150	220	-	149,5
	Largura (mm)	Ângulo de Saída (°)	Esp. (mm)	qtd.
Palhetas	175	54	12,7	12

Propriedades Material em Operação:

Velocidade = 1180 rpm

Temperatura = 200°C

$\sigma_y = 680 \text{ MPa}$

$\sigma_u = 800 \text{ MPa}$

$\nu = 0,33$

$\rho = 7800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

$E = 200 \text{ GPa}$

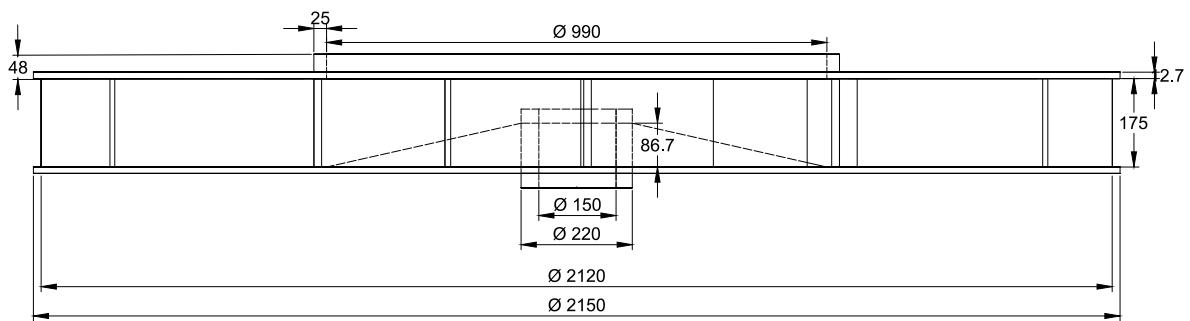


Figura 6.2: Desenho (vista frontal) com dimensões do impelidor estudado

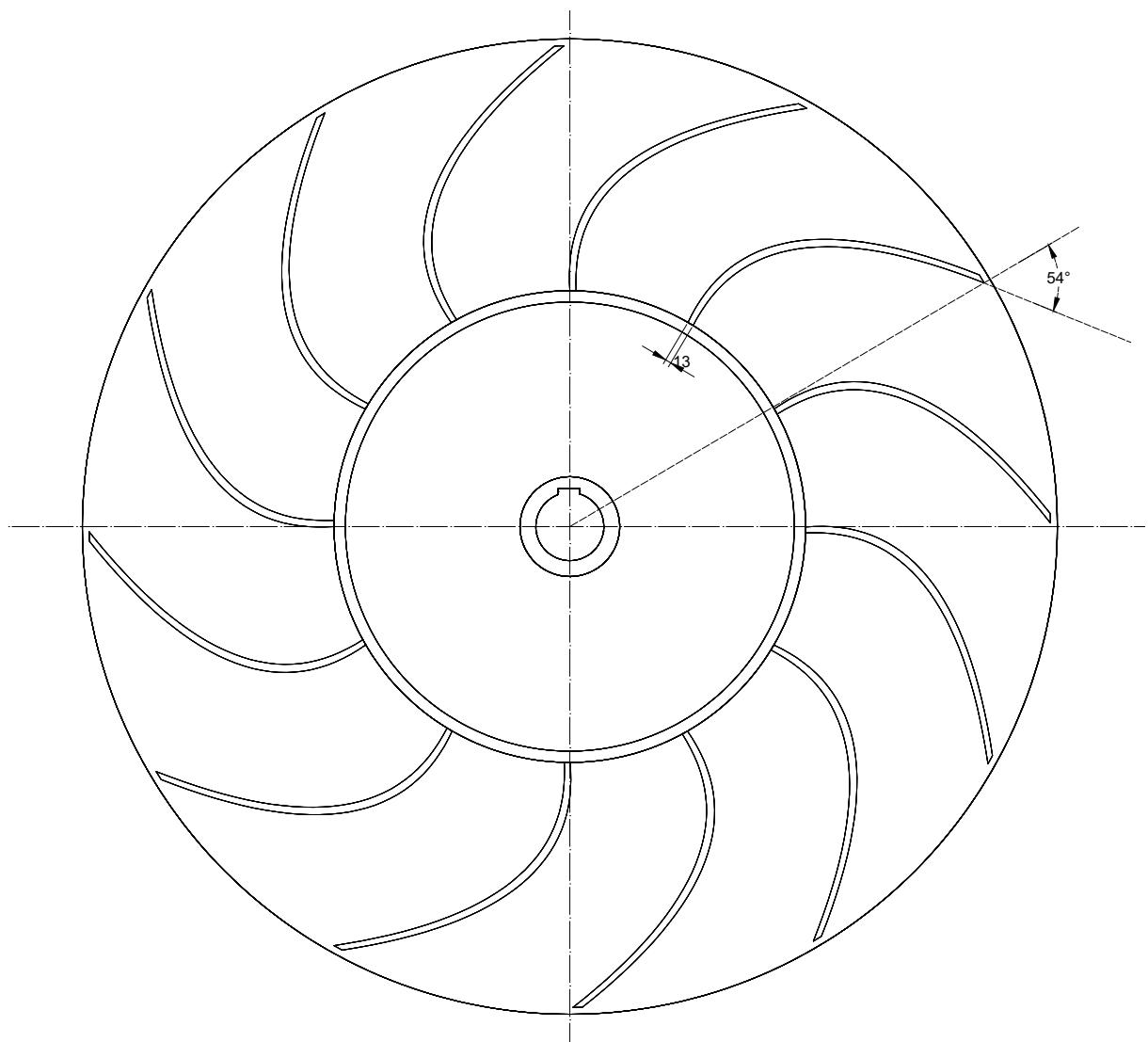


Figura 6.3: Desenho (vista superior) com dimensões do impelidor estudado

Uma maneira de economizar tempo de simulação é utilizando a propriedade de simetria do rotor. Esta propriedade foi estudada e validada no modelo de disco com espessura constante (seção 5.1). Como o impelidor estudado apresenta 12 palhetas, o setor a ser estudado é de 30° e esta representado na figura 6.4.

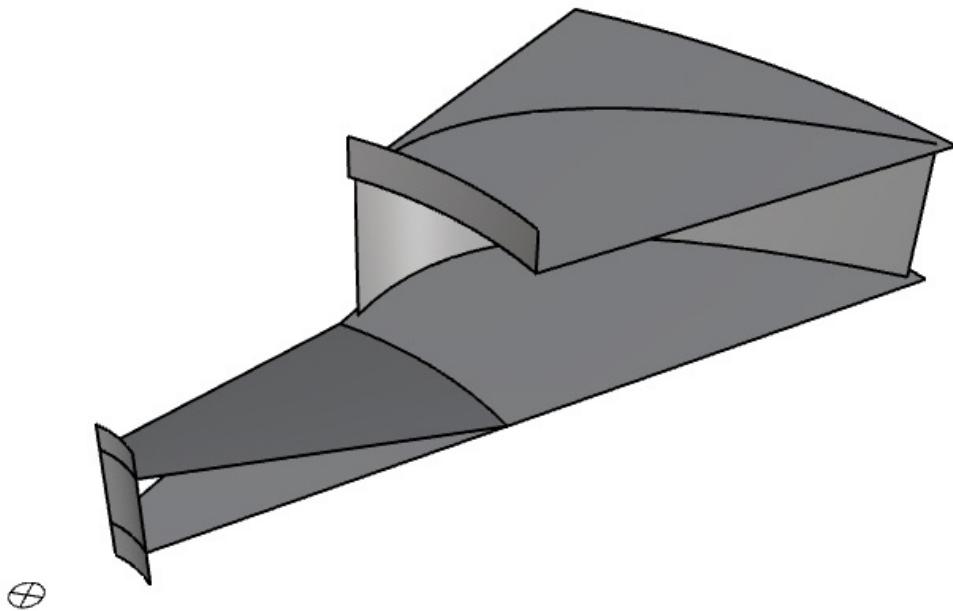


Figura 6.4: Modelo 3D do setor de 30 graus utilizado para cálculos das tensões com o programa de elementos finitos

A montagem do par eixo e impelidor é realizada através de uma chaveta. As dimensões do eixo, assim como as posições dos mancais, estão presentes na figura 6.5. Os mancais utilizados são do tipo autocompensadores de rolos e a classificação dos mancais como livre (A) e "fixo"(B) é feita baseada no arranjo físico do par que visa reduzir as tensões de montagem.

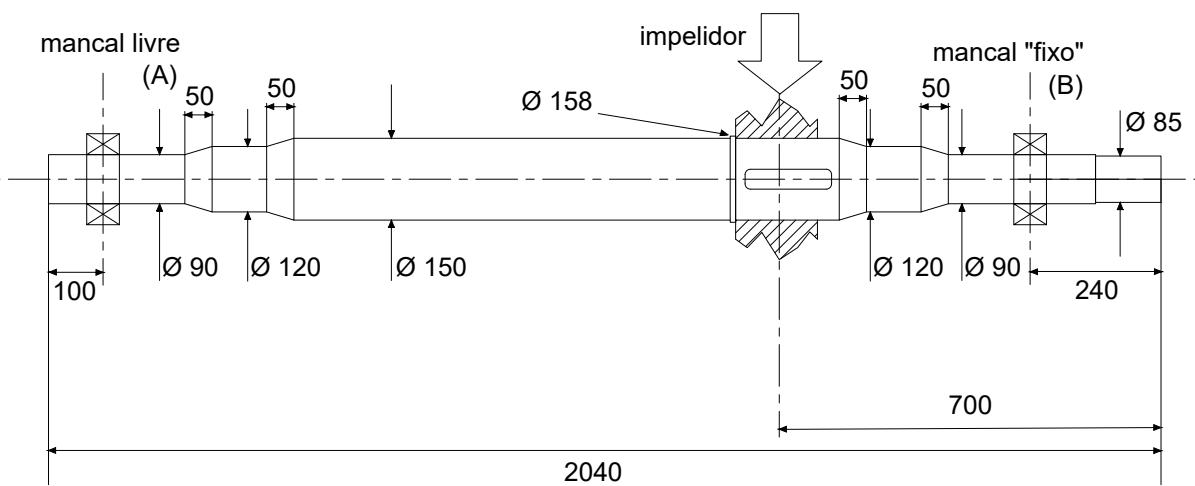


Figura 6.5: Desenho esquemático da montagem eixo/impelidor do ventilador estudado

6.2 TENSÕES ESTÁTICAS

A obtenção das tensões estáticas relativas ao desbalanceamento do impelidor foram calculadas com um modelo do setor descrito na seção 6.1. O setor de 30° foi discretizado com elementos de casca do tipo QUAD4 e houve uma preocupação em relação ao tamanho dos elementos de tal maneira que as células sejam da mesma ordem de grandeza da metade da espessura da superfície.

Condições de simetria similares ao modelo de validação 5.1.1 foram aplicadas no setor, assim como os nós pertencentes ao cubo foram engastados. Estas condições de contorno, juntamente com o carregamento da rotação de $19,67 \text{ rps}$, estão representadas na figura 6.6.

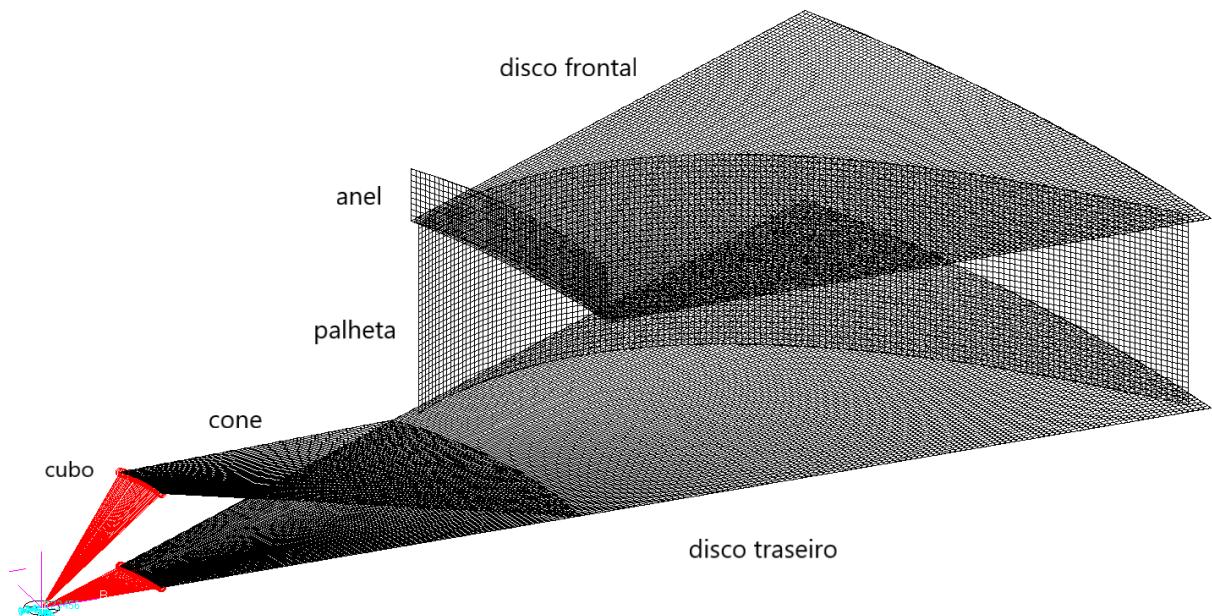


Figura 6.6: Modelo utilizado para a obtenção das tensões estáticas em um setor de 1/12 do impelidor (30°)

6.2.1 Resultados

A seguir apresenta-se as tensões em Z1 e Z2 obtidas para os componentes do impelidor: a palheta (figuras 6.7 e 6.8) e os discos traseiro (figuras 6.9 e 6.10) e frontal (figuras 6.11 e 6.12):

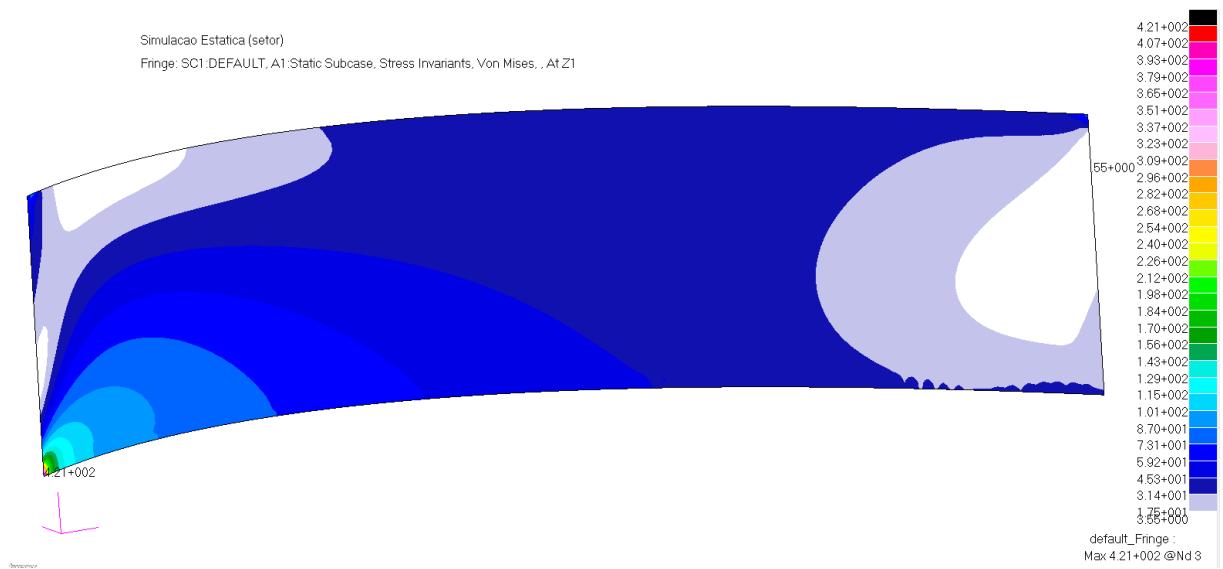


Figura 6.7: Tensões estáticas na palheta do impelidor em MPa (Z1)

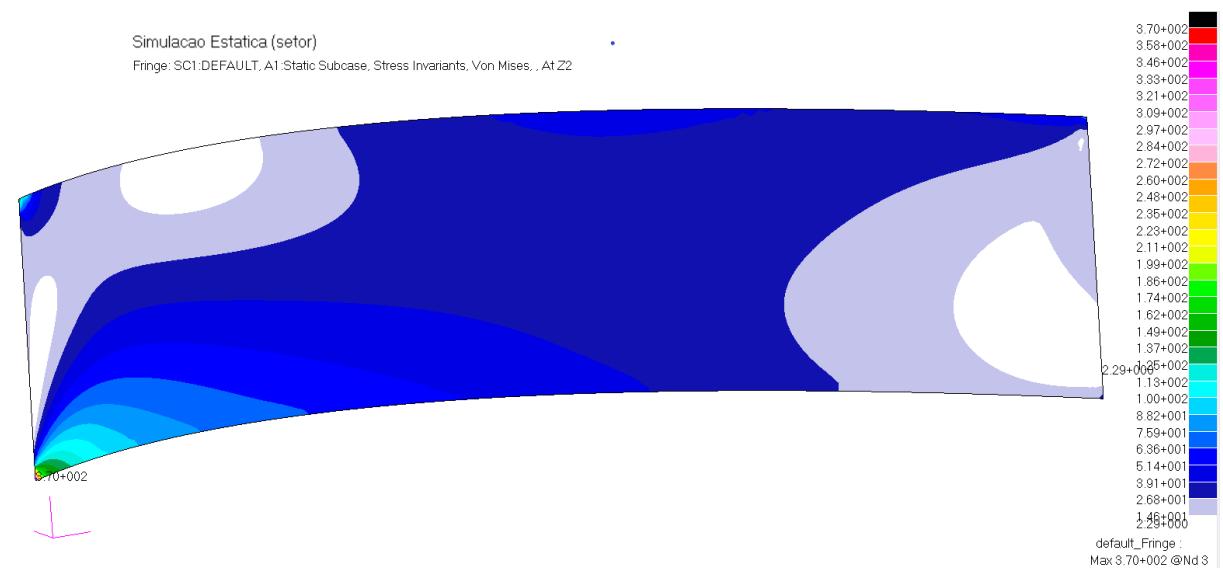


Figura 6.8: Tensões estáticas na palheta do impelidor em MPa (Z2)

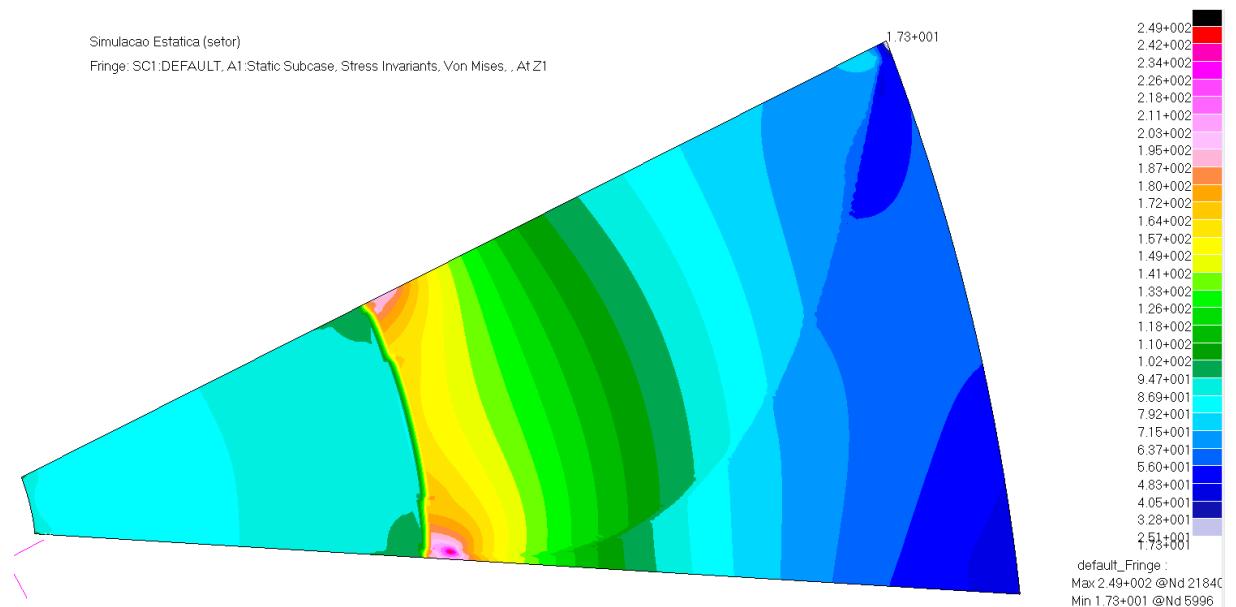


Figura 6.9: Tensões estáticas no disco traseiro do impelidor em MPa (Z1)

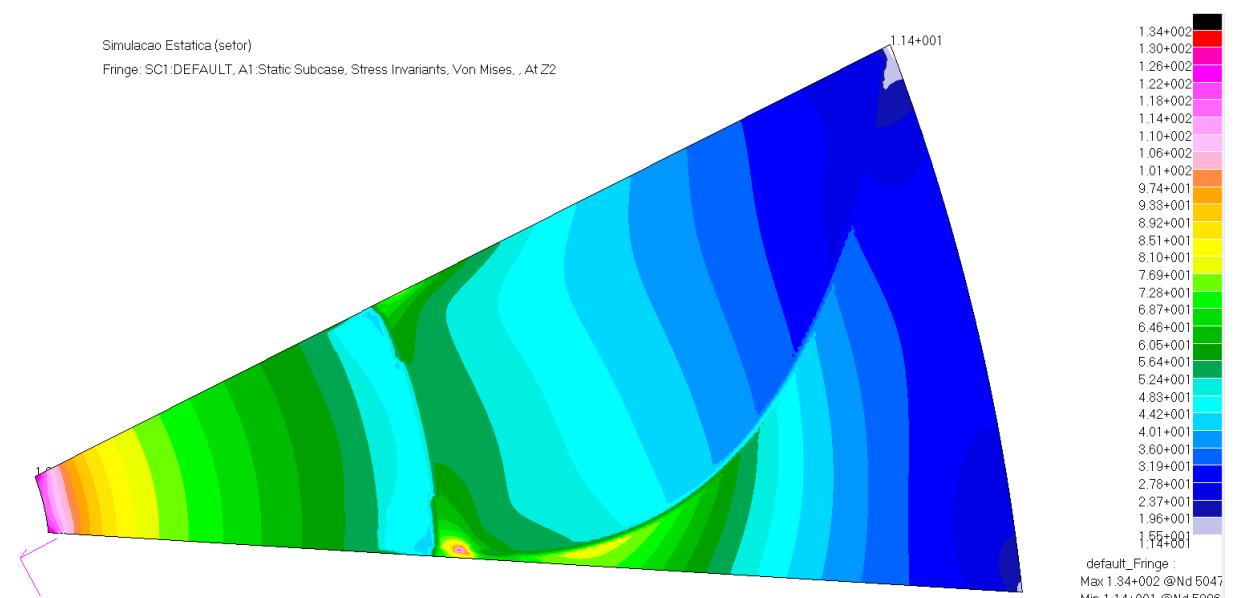


Figura 6.10: Tensões estáticas no disco traseiro do impelidor em MPa (Z2)

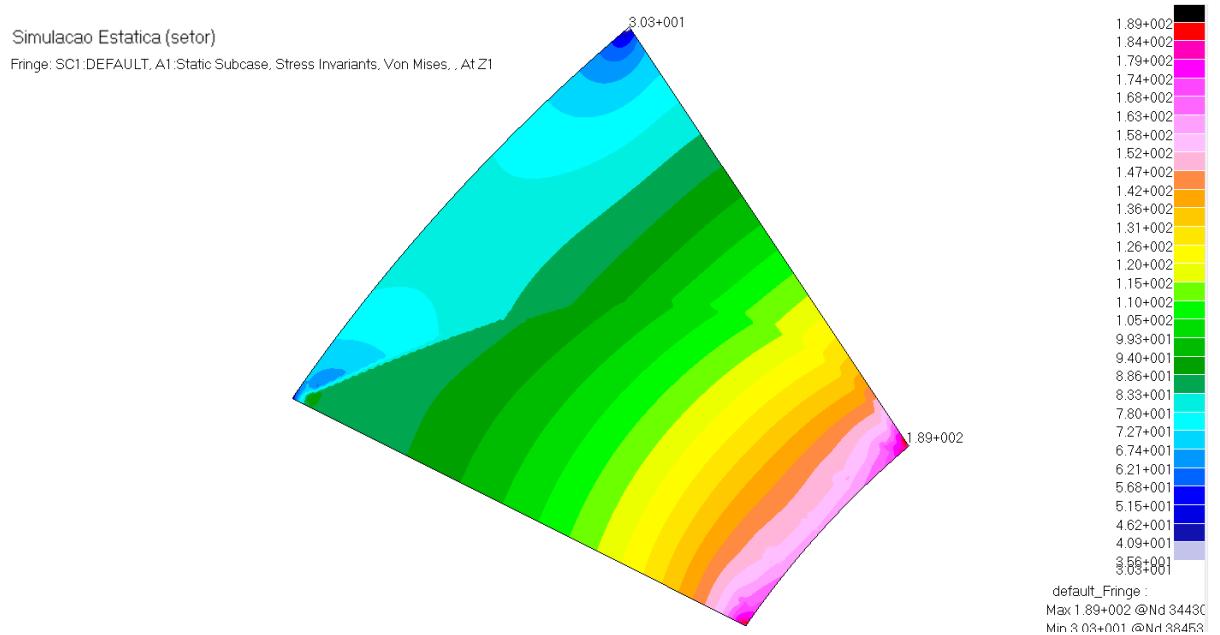


Figura 6.11: Tensões estáticas no disco frontal do impelidor em MPa (Z1)

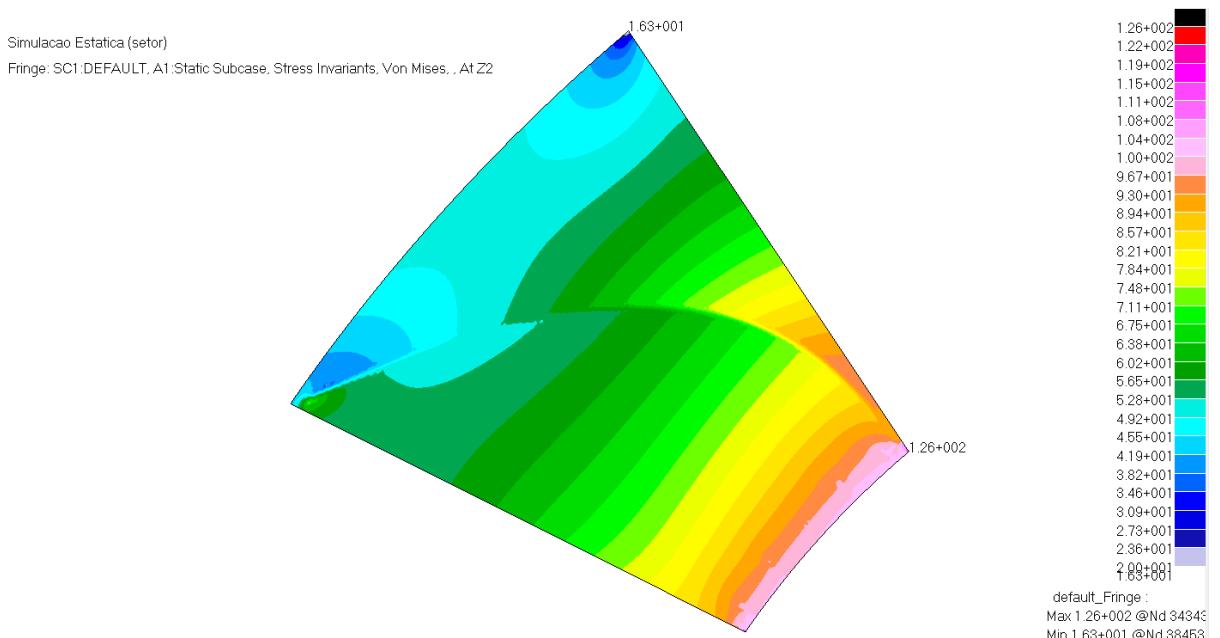


Figura 6.12: Tensões estáticas no disco frontal do impelidor em MPa (Z2)

As tensões estáticas no cone (figuras 6.13 e 6.14) e no anel (figura 6.15) estão apresentadas a seguir:

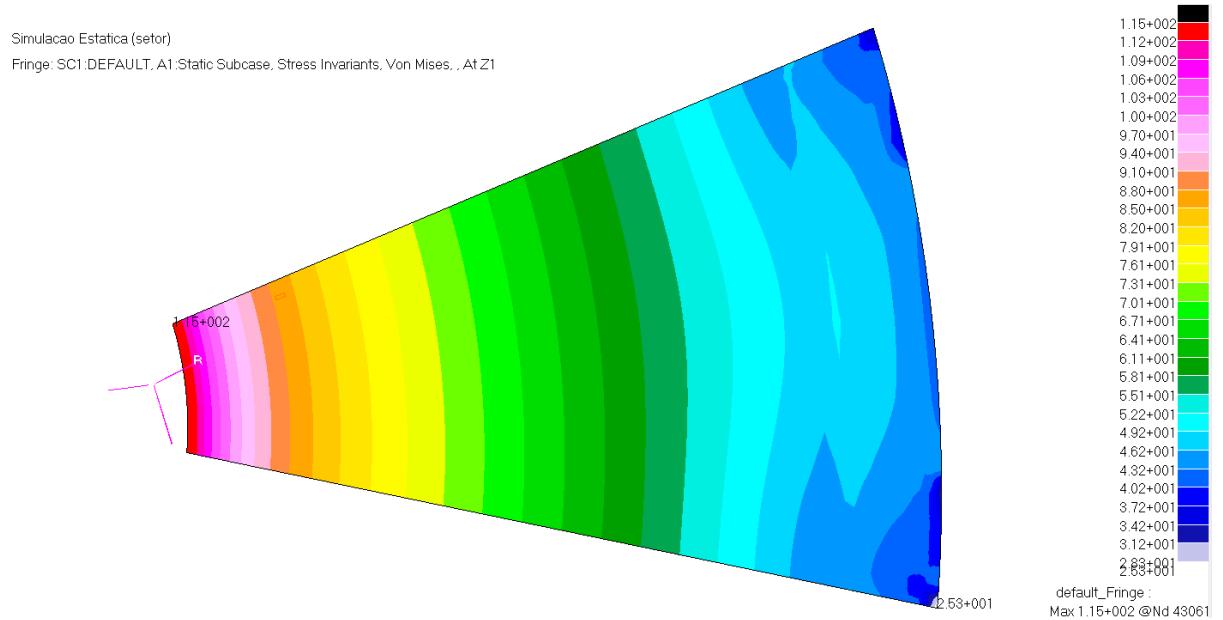


Figura 6.13: Tensões estáticas no cone do impelidor em MPa (Z1)

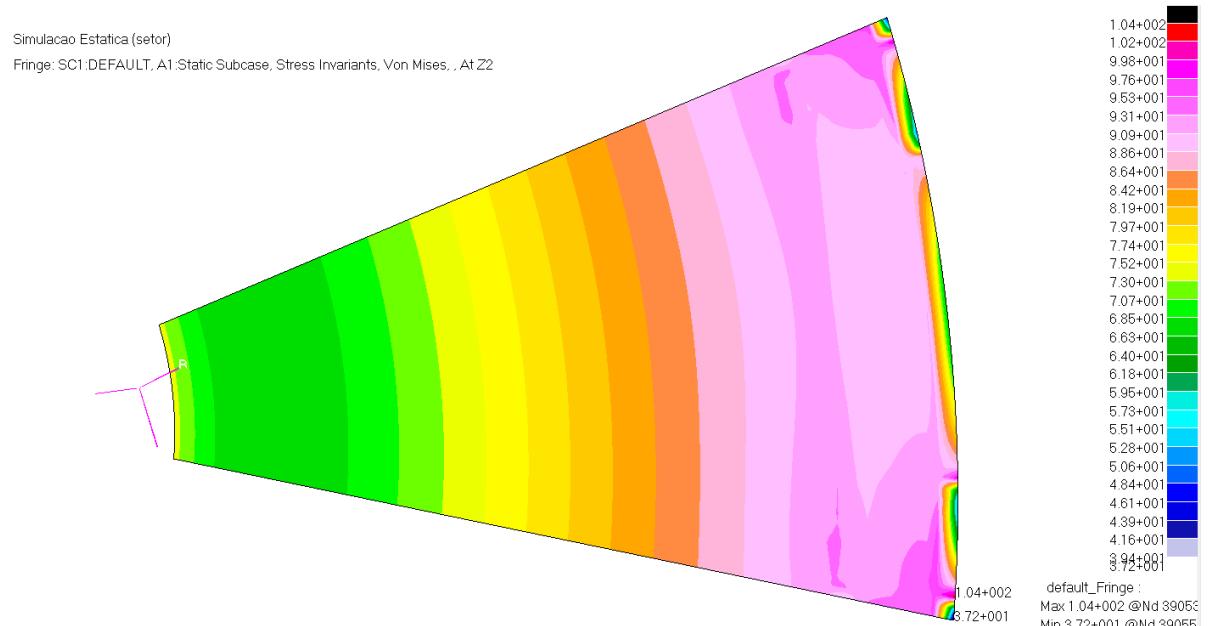


Figura 6.14: Tensões estáticas no cone do impelidor em MPa (Z2)

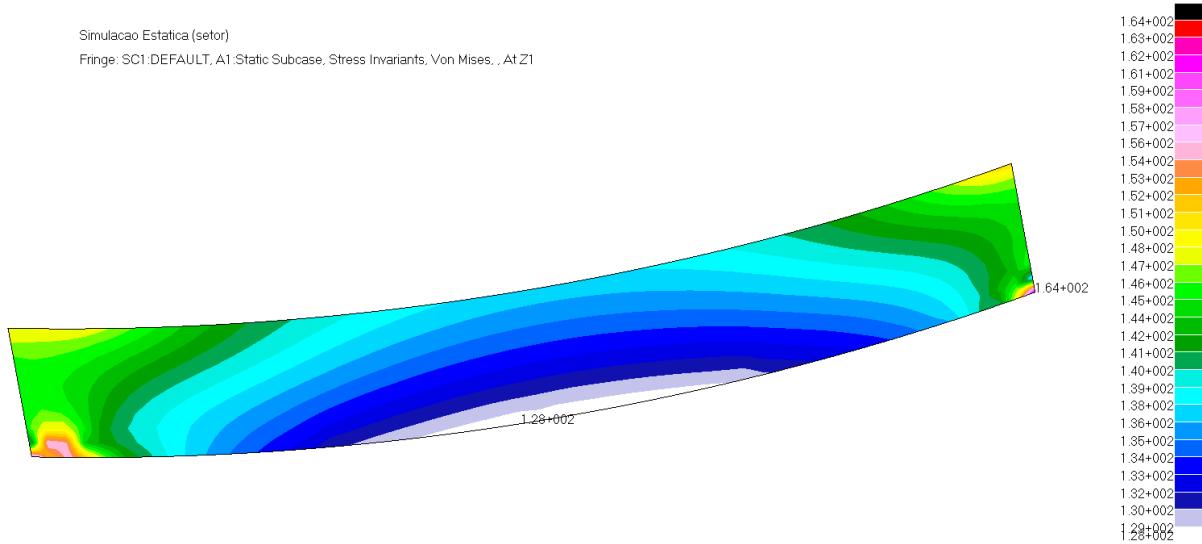


Figura 6.15: Tensões estáticas no anel do impelidor em MPa (Z1)

Um resumo das tensões obtidas é apresentado na tabela 6.2 em que é possível encontrar a tensão máxima de 421 MPa na palheta do setor. Conforme apresentado em 6.1, a tensão de escoamento do material (σ_y) para a temperatura de operação é de 680 MPa, fornecendo um fator de segurança estático de 1,6.

Tabela 6.2: Máximas tensões estáticas obtidas para o setor de 30° do impelidor

	Tensão Von Mises (Z1) em MPa	Tensão Von Mises (Z2) em MPa
Anel	164	160
Cone de Rígidez	115	104
Palheta	421	370
Disco Frontal	189	126
Disco Traseiro	249	134

Apresenta-se as deformações do setor, pode-se perceber que os maiores deslocamentos estão localizados no disco frontal e para raios maiores. Independentemente da localização, os valores obtidos são desprezíveis por serem menores do que 0,0156 mm.

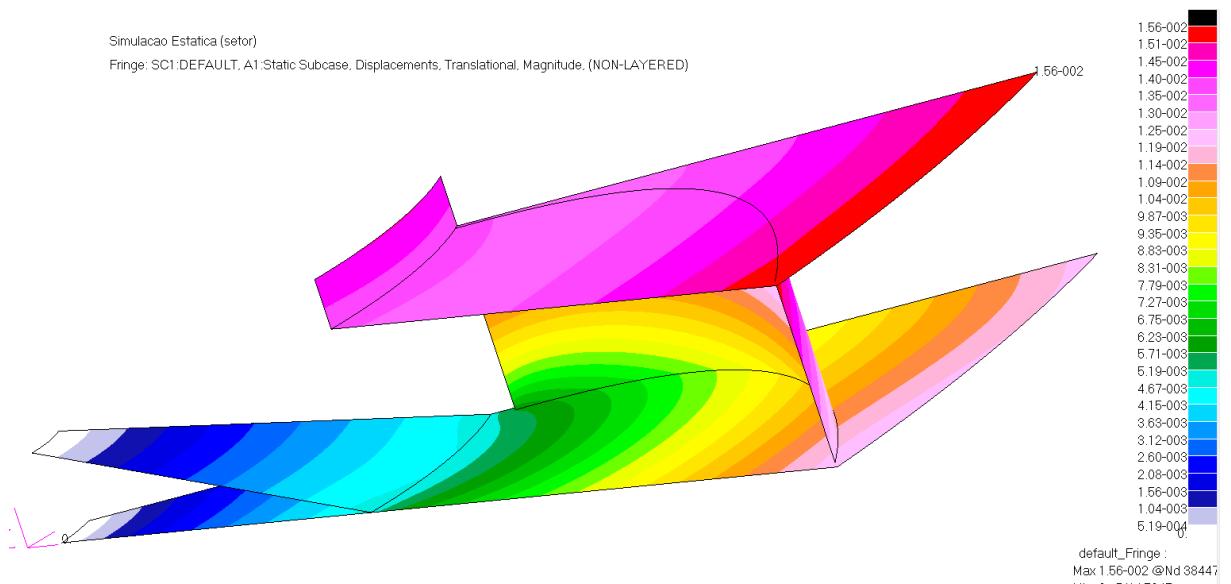


Figura 6.16: Deslocamentos dos componentes em mm

6.3 ANÁLISE DE VIBRAÇÕES LIVRES

A determinação das velocidades críticas do ventilador foram obtidas através da criação de um modelo completo do impelidor. A simulação do modelo foi realizada acoplando modelos de tensões estáticas e de vibrações livres para contemplar os efeitos de enrijecimento centrífugo.

O impelidor foi simulado como engastado no cubo enquanto gira com velocidade de $19,67 \text{ rps}$. Os elementos utilizados na discretização do impelidor foram de casca do tipo QUAD4. Para impor as condições de contorno de engaste no cubo, foram utilizados elementos rígidos do tipo RBE2 entre os nós da malha do cubo e o nó central do eixo.

A malha foi dividida em 6 grupos:

- palhetas
- disco frontal
- anel de rigidez no disco frontal
- disco traseiro
- cone de rigidez
- cubo

Para modelar a união dos elementos, a propriedade de GLUE do software utilizado de tal maneira que os momentos e deslocamentos são transferidos e a continuidade é garantida na interface entre os grupos.

Os modos de vibração e as correspondentes velocidades críticas são apresentadas a seguir. A integridade estrutural do ventilador pode ser comprometida caso a velocidade de operação seja suficientemente próxima à alguma velocidade crítica. Outra questão que pode comprometer a integridade do equipamento é caso algum modo seja excitado por conta de carregamentos aerodinâmicos. Não é o foco da monografia possíveis excitações devido carregamentos aerodinâmicos.

6.3.1 Resultados

Alguns modos de vibração do ventilador que foram discutidos na seção 5.1.1 estão apresentados a seguir com os valores das respectivas frequências. A velocidade de operação do ventilador é de $19,67 \text{ rps}$ e está 2,26 vezes abaixo da menor velocidade crítica do impelidor.

Tabela 6.3: Modos de vibração e as respectivas frequências críticas do impelidor estudado

Modo	Freq. (rad/s)
Primeiro modo circular nodal ("guarda-chuva")	63,617
Primeiro modo diametral nodal	44,517
Modo de duas linhas diametrais	96,028

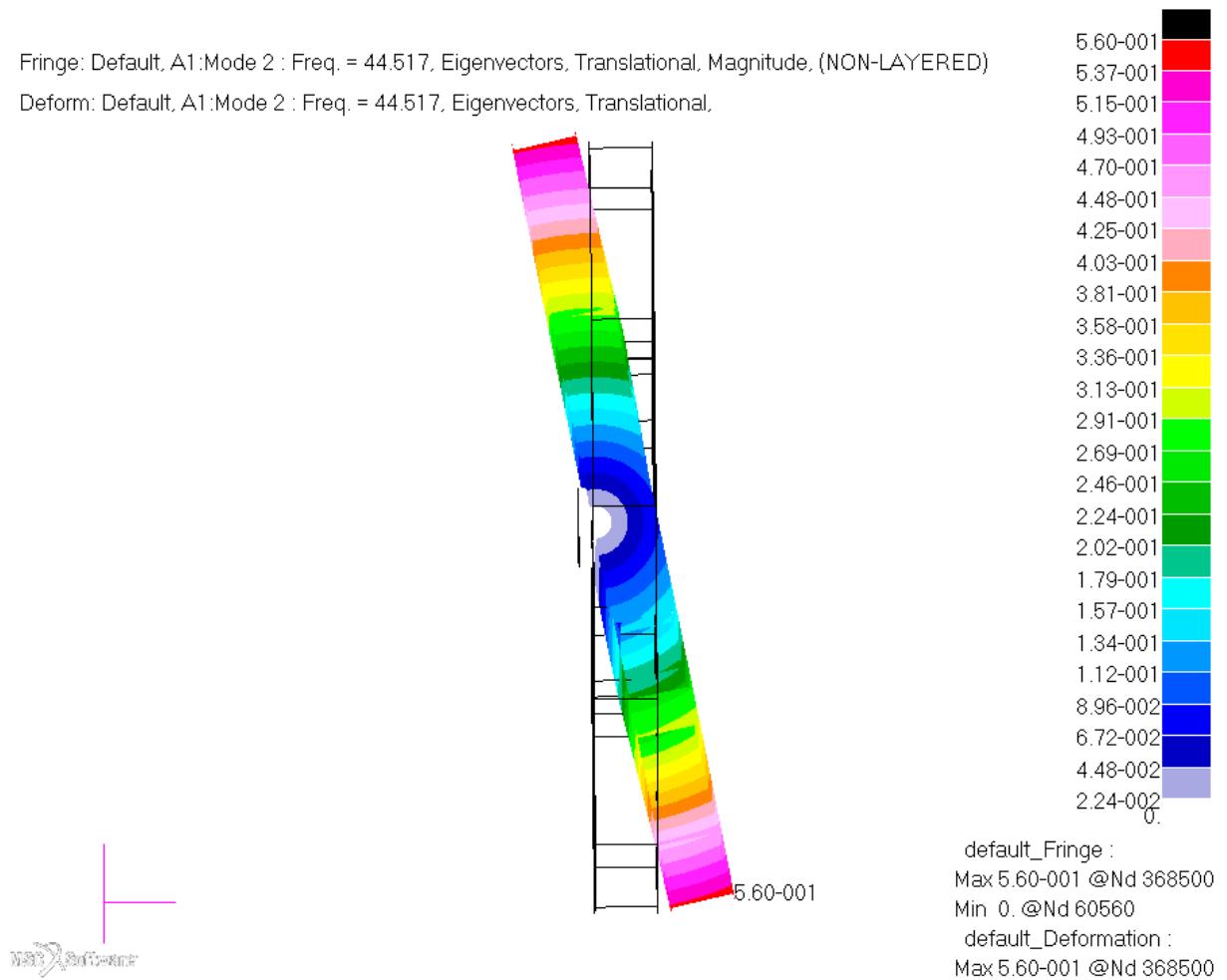


Figura 6.17: Primeiro modo diametral

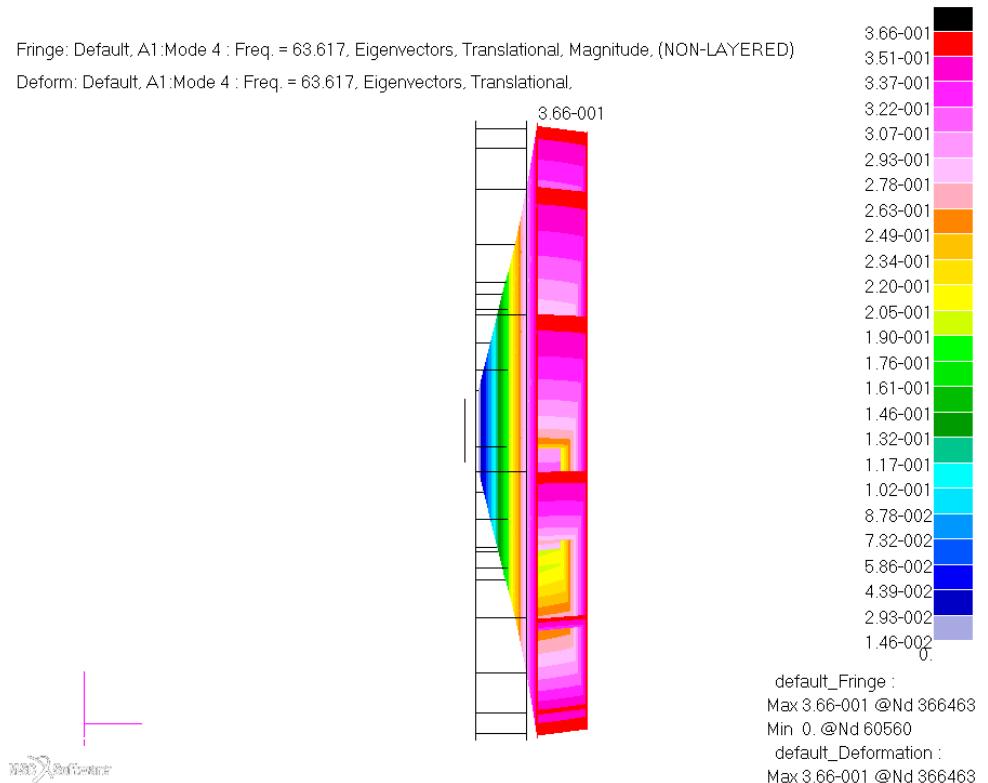


Figura 6.18: Primeiro modo circular nodal "guarda-chuva"

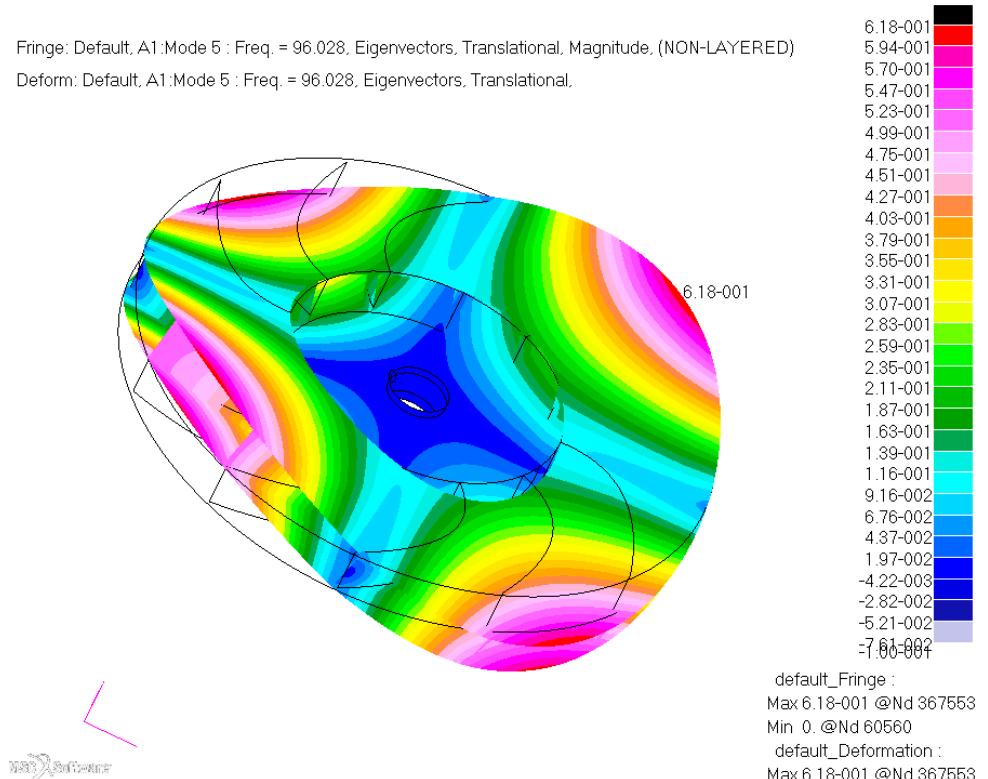


Figura 6.19: Modo de duas linhas diametrais

7 CONCLUSÃO E PRÓXIMAS ETAPAS

A motivação desta monografia foi determinar regiões mais suscetíveis à falha por fadiga em ventiladores revestidos de Titânio. Usualmente, os revestimentos utilizados são ligas de Alumínio-Vanádio-Titânio que são aplicadas através de um *coating*. Sabe-se que modelos analíticos possuem limitações devida a geometria complexa dos impelidores. Portanto, o estudo de modelos de elementos finitos é relevante para projeto de ventiladores que, visando o aumento da eficiência aerodinâmica, estão ficando maiores e com geometrias mais complexas.

O modelo de ventilador simulado não possui revestimento, de tal maneira que é possível obter regiões preliminares mais solicitadas. Entretanto, essas regiões determinadas nesta monografia não levam em consideração a interação entre o ventilador e a camada de *coating*. As descontinuidades de entrada e saída da palheta são as regiões mais solicitadas do impelidor. Assim, acredita-se que para impelidor revestidos de Titânio essas regiões sejam possíveis e prováveis pontos de nucleação de trincas.

O método utilizado para a simulação do ventilador estudado não leva em consideração carregamentos aerodinâmicos, o acoplamento do modelo estrutural e aerodinâmico pode ser realizado para obter, através de soluções transientes, resultados mais precisos e determinar condições de instabilidade como *flutter* e *stall* das palhetas. Também é importante determinar que o funcionamento do ventilador não produzirá carregamentos que excitem as frequências naturais do equipamento.

Os cordões de solda entre os componentes do impelidor não foram corretamente modelados com as propriedades de *GLUE* do programa comercial utilizado para as simulações com método de elementos finitos. Era esperado, nos resultados, áreas de concentração de tensões nas superfícies soldadas e estes expectativa não foi alcançada.

O enrijecimento centrífugo é um efeito que pode causar um aumento ou redução da frequência natural de acordo com velocidades de rotação diferentes. Em modelos de rotores com palhetas como impelidores a influência deste efeito pode ser significativa alcançando desvios próximos a 27% nas frequências naturais, conforme discutido na seção 5.3.1.

As frequências naturais do ventilador devem ser evitadas durante a operação do equipamento. De tal maneira que a velocidade de operação do ventilador usualmente é inferior à primeira velocidade crítica do sistema. Conforme resultados obtidos na seção 6.3.1, o ventilador projetado opera com rotação distante à primeira velocidade crítica, não oferecendo um risco de falha ao ventilador tendo um fator de segurança de aproximadamente 2,26.

Ao comparar as tensões obtidas pode-se afirmar que o ventilador não terá problemas de integridade estrutural, uma vez que as tensões resultantes estão abaixo da tensão de escoamento do material, possuindo um fator de segurança próximo a 1,5.

8 REFERÊNCIAS

BUREAU OF ENERGY EFFICIENCY **Fans and Blowers**, 2011. Disponível em <goo.gl/r2ik5i>. Acesso em: 10 set. 2016.

BHOPE, D.V, PADOLE, P.M. **Mechanism and machine theory**, vol 39, issue 12, Dez. 2004.

CHOWDHURY, S. Slideshare. **Fans in thermal power plants**, 2012. Disponível em <<http://www.slideshare.net/SHIVAJICHOUDHURY/fans-in-thermal-power-plants>>. Acesso em: 10 set. 2016.

COOK, R.D. **Finite element modeling for stress analysis**, John Wiley & Sons, Nova Iorque, 1995, 320 p.

ERICKSON, L.B. **NASTRAN Analysis of a Turbine Blade and Comparison with Test and Field Data**, ASME, 75-GT-77, Estados Unidos, 1975.

GENTA, G., FENG, C., TONOLI, A. **Dynamics behavior of rotating bladed discs: A finite element formulation for the study of second and higher order harmonics**, Journal of Sound and Vibration, vol 329, issue 25, Dez. 2010.

HERTZBERG, R., W. **Deformation and fracture mechanics of engineering materials**, 3rd. edition, John Wiley and Sons, Estados Unidos, 1989.

MAGILL J. AIR MOVEMENT AND CONTROL ASSOCIATION (AMCA) **Fan Selection Criteria and Efficiency**, 2009. Disponível em <www.amca.org/UserFiles/file/TechSeminar/13_pptFanselection.ppt>. Acesso em: 10 set. 2016.

MATHIAS, F. R. C. **Diagnóstico Energético e Gestão da Energia em uma Planta Petroquímica de Primeira Geração**, 2014. Dissertação (mestrado), Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP, Campinas, 2014.

MCGEE, O. **Finite Element Analysis of Flexible, Rotating Blades**, 1987. National Aeronautics and Space Administration, NASA, Estados Unidos, 1987.

ORTIGOSA, A. S. P. **Metodologia para a Análise Estática e Dinâmica de Ventiladores Centrífugos: Emprego de Métodos Analíticos e Numéricos**, 2012.

Dissertação (mestrado), Faculdade de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2012.

SEN, I., GOPINATH, K., DATTA, R., RAMAMURTY, U. **Fatigue in Ti-6Al-4V-B alloys**, Elsevier Ltd., 2010.

TIMOSHENKO, S., GOODIER, J. N. **Theory of elasticity**, 2nd. edition, McGraw-Hill Book Company, Inc., Estados Unidos, 1951.

VANCE, J. M **Rotordynamics of turbomachinery**, Wiley-Interscience, Estados Unidos, 1988.