

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS**

GUILHERME PASQUALI

**ANÁLISE, PROJETO E CONSTRUÇÃO DE VENTILADORES CENTRÍFUGOS
BASEADO EM MODOS DE VIBRAÇÃO**

**CAXIAS DO SUL
2018**

GUILHERME PASQUALI

**ANÁLISE, PROJETO E CONSTRUÇÃO DE VENTILADORES CENTRÍFUGOS
BASEADO EM MODOS DE VIBRAÇÃO**

Trabalho de conclusão de curso apresentado à
Universidade de Caxias do Sul como requisito parcial
à obtenção do título de Engenheiro Mecânico. Área
de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Supervisor: Prof. Dr. Eng. Alexandre Vieceli

**CAXIAS DO SUL
2018**

GUILHERME PASQUALI

**ANÁLISE, PROJETO E CONSTRUÇÃO DE VENTILADORES CENTRÍFUGOS
BASEADO EM MODOS DE VIBRAÇÃO**

Trabalho de conclusão de curso apresentado à
Universidade de Caxias do Sul como requisito parcial
à obtenção do título de Engenheiro Mecânico. Área
de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Aprovado em 13 / 11 / 2018

Banca examinadora

Prof. Dr. Eng. Alexandre Vieceli
Universidade de Caxias do Sul - UCS

Prof. Me. Eng. Paulo Roberto Linzmaier
Universidade de Caxias do Sul - UCS

Me. Eng. Henrique Petry

RESUMO

A falta de conhecimento sobre os esforços dinâmicos atuantes na carcaça de um ventilador centrífugo industrial, leva os fabricantes a projetarem equipamentos superdimensionados, garantindo que suportem de forma satisfatória a operação a longo prazo em situações críticas de funcionamento. O objetivo do trabalho, é projetar e desenvolver uma carcaça de ventilador centrífugo que esteja de acordo com as solicitações mecânicas as quais está imposta. Para tanto, foi selecionado um equipamento de um modelo padrão comercializado, e com base no seu modelo e nos resultados das análises modais, projetou-se outra carcaça, em um processo progressivo de análise, modelamento e nova análise, até que se obtivesse resultados satisfatórios. Com isso, foi possível obter cerca de 12% de redução de aço utilizado na construção da carcaça, e ainda, reduzir a resposta a vibração em mais de 100% em determinadas regiões do equipamento, quando em operação, na vazão nominal.

Palavras-chave: Ventilador centrífugo. Vibração. Análise modal. Método de elementos finitos.

ABSTRACT

The lack of knowledge about the dynamic efforts in the housing of an industrial centrifugal fan induces manufactures to design oversized equipment, ensuring that they satisfactorily support long-term operation in critical operating situations. The objective of the work is to design and develop a centrifugal fan housing that is in accordance with the mechanical stresses that it id imposed. In order to do so, an equipment of a commercial standard model was selected, and based on its model and the results of the modal analyzes, another casing was designed, in a progressive process of analysis, modeling and new analysis, until satisfactory results were obtained. With this, it was possible to obtain about 12% reduction of steel used in the construction of the carcass and also reduce the vibration response by more than 100% in certain regions of the equipment, when in operation, at the nominal flow rate.

Keywords: Centrifugal fan. Vibration. Modal analysis. Finite element method.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Ventilador centrífugo.....	14
Figura 2 - Sistema de aspiração.....	14
Figura 3 - Sistema de aspiração local.....	18
Figura 4 - Carcaça (a), rotor (b) e bocal (c) de ventilador centrífugo.....	18
Figura 5 - Principais tipos de acionamento.....	19
Figura 6 - Forma construtiva das pás.....	20
Figura 7 - Desenho da carcaça do ventilador.....	21
Figura 8 - Vista explodida da carcaça.....	22
Figura 9 - Diagrama de forças.....	24
Figura 10 - Sistema massa-mola com amortecedor.....	26
Figura 11 - Formas de amplitude em um movimento harmônico.....	28
Figura 12 - Resultante poli harmônica.....	29
Figura 13 - Domínio da frequência e do tempo.....	30
Figura 14 - Resposta a desbalanceamento rotativo.....	31
Figura 15 - Representação das formas de desequilíbrio.....	33
Figura 16 - Transdutor de velocidade.....	36
Figura 17 - Balanceamento estático (a) e dinâmico (b).....	37
Figura 18 - Pontos de medição.....	38
Figura 19 - Modos de vibração.....	41
Figura 20 - Regiões de máxima amplitude de deslocamento em modo de 18,68 Hz.....	42
Figura 21 - Ventilador modelo padrão Euroair.....	43
Figura 22 - Fluxograma de atividades desenvolvidas.....	44
Figura 23 - Balanceador dinâmico NK600.....	46
Figura 24 - Carcaça modelo padrão Euroair.....	47
Figura 25 - Vista aproximada frontal da malha.....	48
Figura 26 - Vista aproximada traseira da malha.....	48
Figura 27 - Diagrama de forças.....	49
Figura 28 - Primeiro modo de vibração – com pré-carga - 49,494 Hz.....	51
Figura 29 - Primeiro modo de vibração - sem pré-carga - 49,33 Hz.....	51
Figura 30 - Modelo A.....	53
Figura 31 - Primeiro modo de vibração - modelo A - 44,614 Hz.....	53
Figura 32 - Modelo B.....	54

Figura 33 - Primeiro modo de vibração - modelo B - 44,467 Hz.....	55
Figura 34 - Primeiro modo de vibração - modelo C - 45,106 Hz.....	55
Figura 35 - Modelo D.	56
Figura 36 - Primeiro modo de vibração - modelo D - 47,385 Hz.....	56
Figura 37 - Vista frontal modelo D.	57
Figura 38 - Vista traseira do modelo D.	58
Figura 39 - Montagem final.....	58
Figura 40 - Pontos de medição.	59
Figura 41 - Conceito do soprador.	62
Figura 42 - Modelo final - soprador	62

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Dados de entrada.	49
Tabela 2 - Dados calculados.	50
Tabela 3 - Forças atuantes.	50
Tabela 4 - Modos de vibração - modelo padrão - pré-carga.....	51
Tabela 5 - Modos de vibração - modelo padrão – sem pré-carga.....	52
Tabela 6 - Modos de vibração - modelo A.	52
Tabela 7 - Modos de vibração - modelo B.	54
Tabela 8 - Modos de vibração - modelo D.	57
Tabela 9 - Medidas de vibração para o modelo D.....	60
Tabela 10 - Medidas de vibração para o modelo padrão.....	60
Tabela 11 - Espessuras utilizadas.	60
Tabela 12 - Medição de pontos críticos – Soprador.	63
Tabela 13 - Medições dos pontos operando a 2900 RPM.	63

LISTA DE SÍMBOLOS

e_p	Espessura da chapa lateral do ventilador [m]
D	Diâmetro externo do rotor [m]
e_v	Espessura da chapa da espiral soldada [m]
C_p	Fator de conversão de pressão [9,790 Pa/mmH ₂ O]
κ	Constante de proporcionalidade [adimensional]
p	Pressão total do ventilador. [mmH ₂ O]
\dot{m}	Vazão mássica [kg/s]
$V_{a'}$	Velocidade axial do fluído [m/s]
g	Aceleração da gravidade [m/s ²]
F_r	Força de empuxo radial [N]
ρ	Massa específica do fluído [kg/m ³]
Y	Salto energético do ventilador [J/kg]
b_5	Largura de saída do rotor [m]
K_f	Coefficiente de variação de vazão [adimensional]
Q	Vazão do ventilador [m ³ /s]
Q_n	Vazão nominal de projeto [m ³ /s]
$F_{(t)}$	Força harmônica de excitação [N]
F_0	Amplitude de força [N]
ω_f	Frequência forçada de um sistema [rad/s]
t	Instante de análise [s]
m	Massa do sistema [kg]
c	Coefficiente de amortecimento [Ns/m]
k	Rigidez da mola/corpo [N/m]
\ddot{x}	Aceleração do corpo na direção "x" [m/s ²]
\dot{x}	Velocidade na direção "x" [m/s]
x	Posição do conjunto no instante "t" [m]
ω_n	Frequência natural [rad/s]
E	Módulo de elasticidade do material [MPa]
I	Momento de inércia [m ⁴]
w	Peso específico da peça [kg/m]
r	Raio da pá do rotor [m]

N_{cr}	Velocidade crítica de rotação [RPS]
y	Deflexão média [m]
F_c	Força centrífuga [N]
m_e	Massa excêntrica [kg]
e	Excentricidade da massa [m]
ω	Rotação do rotor [rad/s]
ω_A	Frequência gerada pela passagem de fluido nas pás [RPM]
Np	Número de pás do rotor [adimensional]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	JUSTIFICATIVA	15
1.2	OBJETIVOS DO TRABALHO.....	16
1.2.1	Objetivo Geral.....	16
1.2.2	Objetivos Específicos	16
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	17
2.1	SISTEMAS DE VENTILAÇÃO E ASPIRAÇÃO INDUSTRIAL	17
2.2	VENTILADORES CENTRÍFUGOS INDUSTRIAIS	18
2.3	PROJETO DE VENTILADORES INDUSTRIAIS.....	20
2.4	FUNDAMENTOS DE VIBRAÇÕES MECÂNICAS.....	24
2.4.1	Graus de liberdade e sistemas mecânicos equivalentes	25
2.4.2	Classificação de vibrações	26
2.4.3	Equação de movimento.....	26
2.4.4	Amplitude e frequência	28
2.5	ANÁLISE DE VIBRAÇÕES MECÂNICAS	30
2.5.1	Vibração por desbalanceamento do rotor	30
2.5.2	Vibração por eixo empenado	33
2.5.3	Vibração por folgas e desaperto	34
2.5.4	Vibração por ruído em motores elétricos	34
2.5.5	Vibração por mecanismos aerodinâmicos	34
2.6	TRANSDUTORES DE VIBRAÇÃO	35
2.6.1	Transdutor de velocidade.....	35
2.7	BALANCEAMENTO E NORMATIVA DE VIBRAÇÃO	37
2.7.1	Balanceamento Estático.....	37
2.7.2	Balanceamento Dinâmico	37
2.7.3	Norma NBR 10082:2011	38
2.8	ANÁLISE MODAL PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	39
2.8.1	Modos de vibração	40
2.8.2	Elementos Finitos	40
3	MATERIAIS E MÉTODOS	43
3.1	DESCRIÇÃO DO PRODUTO	43

3.2	ETAPAS DE DESENVOLVIMENTO.....	44
3.2.1	Simplificação de modelo padrão Euroair	44
3.2.2	Geração de malha e simulação.....	45
3.2.3	Otimização e projeto de novo modelo	45
3.2.4	Fabricação dos dois modelos.....	45
3.2.5	Instrumentação	45
3.2.6	Equipamento de medição	46
4	RESULTADOS.....	47
4.1	DEFINIÇÃO DE MODELO.....	47
4.2	MALHA E CONDIÇÕES DE CONTORNO	48
4.3	ANÁLISE MODAL.....	50
4.4	PROJETO E MELHORAMENTO DE UM NOVO MODELO.....	52
4.5	DETALHAMENTO E FABRICAÇÃO	57
4.6	INSTRUMENTAÇÃO	59
4.7	ANÁLISE DE RESULTADOS	60
4.8	ESTUDO DE CASO: PROJETO DE SOPRADOR DE ALTA PRESSÃO	61
5	CONCLUSÃO	64
	REFERÊNCIAS	65
	APÊNDICE A – MODOS 2 E 3 DE VIBRAÇÃO - MODELO PADRÃO.....	67
	APÊNDICE B – MODOS 2 E 3 DE VIBRAÇÃO DO MODELO A	68
	APÊNDICE C – MODOS 2 E 3 DE VIBRAÇÃO DO MODELO B	69
	APÊNDICE D – DETALHAMENTO DO MODELO D.	70
	APÊNDICE E – MODELO PADRÃO.	71
	APÊNDICE F – TOMADA DE MEDIDAS.	72
	APÊNDICE G – TABELAS DE DADOS DO SOPRADOR	73
	APÊNDICE H – MODOS DE VIBRAÇÃO DO SOPRADOR	74
	APÊNDICE I – SOPRADOR	75
	ANEXO A – CLASSIFICAÇÃO DE VELOCIDADE DE VIBRAÇÃO.....	77
	ANEXO B – NÍVEIS DE VIBRAÇÃO POR CLASSE DE MÁQUINA	78
	ANEXO C – AMPLITUDE DE PICO, FREQUÊNCIA E VELOCIDADE	79

1 INTRODUÇÃO

Atualmente, a necessidade de maior qualidade, confiabilidade e performance dos produtos com preços dentro da expectativa do mercado, faz com que as indústrias foquem o desenvolvimento de novos equipamentos na otimização dos projetos, avaliando-se as necessidades funcionais de cada componente envolvido na construção destes itens. Sabe-se que muitos equipamentos são produzidos e melhorados apenas pela intuição e experiência do projetista, frente às situações práticas ocorridas no dia a dia. Henn (2006) destaca que:

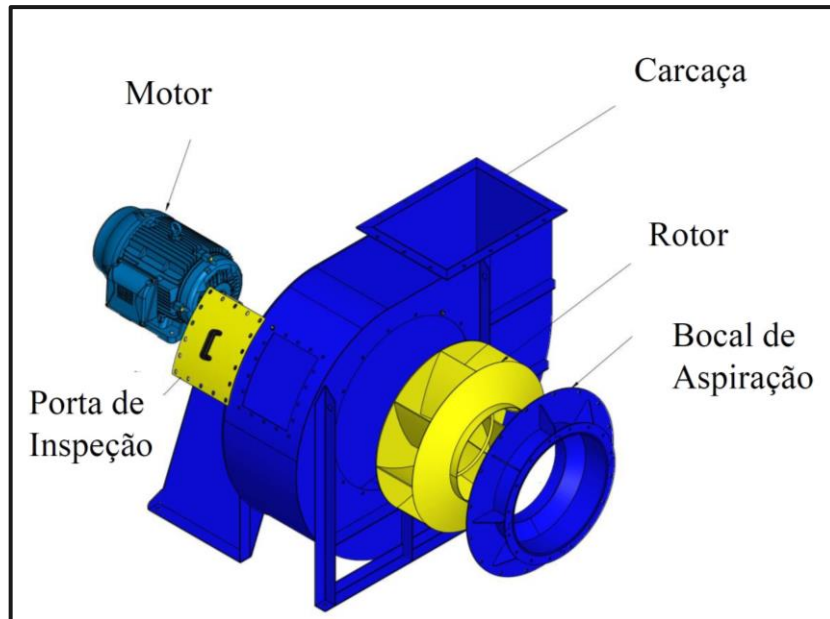
Embora seja notório que muitas destas máquinas evoluíram empiricamente e conseguiram desempenho altamente satisfatório com um mínimo de entendimento analítico, não é menos verdade que a análise das operações básicas e um profundo conhecimento dos princípios comuns que regem o seu funcionamento são necessários para uma melhor performance e, certamente, teriam economizado uma grande quantidade de tempo, esforço e recursos financeiros se estivessem presentes desde o início.

A busca por maior entendimento analítico, induz ao uso da simulação computacional por elementos finitos, seja para análise de escoamento de fluidos, cargas estáticas ou análise modal, que é cada vez mais presente na vida do profissional de engenharia, visto a maior acessibilidade a estes recursos. Segundo Henn (2006), as máquinas de fluido tiveram significativo desenvolvimento tecnológico a partir do século XIX, em virtude de melhores materiais, conhecimentos em aerodinâmica e pela difusão do uso de simuladores virtuais.

Ainda segundo o autor, as máquinas de fluido são empregadas no transporte de gases, líquidos, sólidos; geração e acumulação de energia e em processos que demandam altas pressões como a compressão de gases. Fox, Pritchard e McDonald (2010) citam que tais máquinas estão presentes nas mais distintas tarefas das nossas rotinas, seja para água pressurizada na torneira, secador de cabelos, sistemas de bombeamento, até ventiladores industriais, conforme Figura 1.

Os ventiladores industriais são máquinas rotativas que disponibilizam energia continuamente a um fluido. Aspiram o ar na direção axial, através do bocal, que ao interagir com elemento rotativo é impelido para direção radial, sendo direcionado conforme formato da carcaça do equipamento, para a posição da boca de saída. Segundo Fox, Pritchard e McDonald (2010) o elemento rotativo, também chamado de impulsor ou rotor, é acoplado a um motor elétrico ou a um sistema de mancais, eixo e polias, que transmitem a energia mecânica elementar para a execução do processo.

Figura 1: Ventilador centrífugo.



Fonte: Euroair Brasil (2018).

A Euroair Brasil, local de realização deste trabalho, tem um vasto acervo intelectual formado na experiência de longa data de fabricação de equipamentos para sistemas de retenção e exaustão de substâncias poluentes e ventiladores industriais radiais e axiais. Em geral, os ventiladores industriais centrífugos Euroair são utilizados nos sistemas de aspiração, Figura 2, onde são os responsáveis por movimentar o ar através dos filtros em direção à chaminé.

Figura 2: Sistema de aspiração.



Fonte: Euroair Brasil (2018).

Basicamente, os sistemas de aspiração são aplicados para succionar resíduos e fumos oriundos de processos de solda, fundições, caldeiras, fumaças geradas em centros de usinagem, corte a laser, cabines de pintura, galvânicas entre outros, conforme Macintyre (1990).

O pleno funcionamento do sistema, com o passar do tempo, acarreta no acúmulo de materiais e resquícios aspirados no rotor, ou mesmo a erosão, quando materiais abrasivos, ocasionando o desbalanceamento do mesmo. O rotor desbalanceado, transmite vibração diretamente aos rolamentos do motor elétrico e a base de apoio deste, demandando reparo e ajuste dinâmico ou mesmo a troca em caso de desgaste abrasivo.

No projeto de ventiladores centrífugos, as cargas estáticas envolvidas são as menores determinantes na definição da estrutura mecânica do equipamento, enquanto que as vibrações mecânicas produzidas pela rotação do rotor, devem ser analisadas com atenção a fim de garantir a integridade estrutural do equipamento. Segundo Bell e Benham (1978), ainda que as tensões no ventilador sejam ocasionadas pela temperatura, forças aerodinâmicas e rotação do rotor, o efeito deste último é muito mais impactante do que as outras, no que tange a análise de tensões.

Neste contexto, o trabalho busca identificar e definir os níveis de vibração impelidos à estrutura metálica, estabelecer os pontos críticos no conjunto soldado e, com base nisto, analisar as possibilidades de melhorias de projeto.

1.1 JUSTIFICATIVA

Este trabalho possibilitará maior conhecimento dos esforços sofridos pelas carcaças dos ventiladores quando em funcionamento, tornando a definição de especificações de projeto condizente com as reais necessidades. Tais especificações, devem contemplar menores espessuras e número de peças, menos processos de solda e conseqüentemente menor peso do equipamento, sem afetar de forma relevante o seu desempenho. Tudo isso deve reverter-se em um aumento da margem de lucro dos produtos ou mesmo abrir precedentes para a criação de uma nova linha de equipamentos.

1.2 OBJETIVOS DO TRABALHO

1.2.1 Objetivo Geral

Projetar e construir uma nova carcaça de ventilador industrial, considerando restrições de níveis máximos de vibração, embasado nas análises modais.

1.2.2 Objetivos Específicos

Estão definidos os seguintes tópicos como objetivos específicos para este trabalho:

- a) Modelar via software CAD um ventilador em modelo padrão.
- b) Realizar análise modal do conjunto.
- c) Projetar um novo modelo de estrutura mecânica, com base na análise anterior, mantendo motor e rotor iguais.
- d) Realizar análise modal deste novo projeto.
- e) Fabricar os dois conjuntos mecânicos, rotor e bocal; instrumentá-los quando em funcionamento.
- f) Comparar resultados dos ensaios com as análises simuladas por computador.
- g) Avaliar a metodologia proposta, replicando-a no desenvolvimento de um novo produto.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Com o crescente desenvolvimento urbano e aumento dos padrões de consumo pessoal, as atividades industriais têm registrado ascendência elevada, principalmente a partir do século XX. Sabe-se que as atividades manufatureiras têm, por consequência, o aumento de emissões de resíduos poluentes, os quais devem ser devidamente aspirados e retidos a fim de atender a Resolução nº05 do Programa Nacional de Controle de Qualidade do Ar (PRONAR), gerenciado pelo IBAMA e que estabelece níveis de emissão de poluentes para fontes fixas industriais.

2.1 SISTEMAS DE VENTILAÇÃO E ASPIRAÇÃO INDUSTRIAL

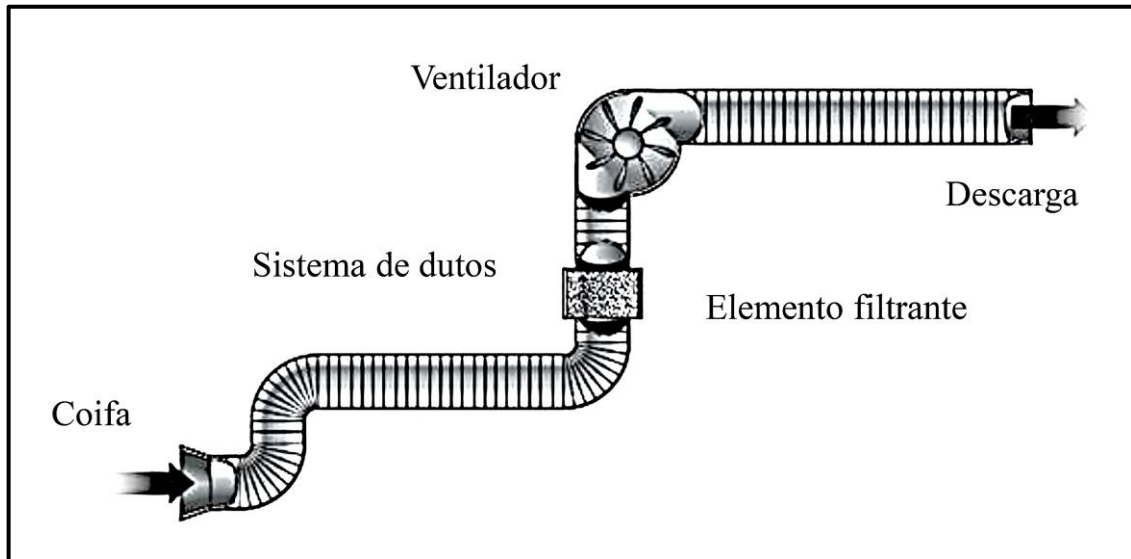
O controle de poluentes em fontes fixas é feito através dos sistemas de aspiração industrial, que segundo Macintyre (1990) são equipamentos que realizam, por meios mecânicos, o controle de temperatura, umidade e eliminam agentes poluidores do ambiente, como gases, fumos, poeiras, névoas. Segundo o autor, elementos que ao ultrapassar níveis estabelecidos, oferecem riscos à saúde daqueles que estão expostos à tais.

Além do controle da poluição no interior das fábricas, Macintyre (1990) cita que a ventilação industrial é responsável também por controlar o lançamento dos poluentes na atmosfera, através das chaminés nas plantas fabris.

Segundo Niosh *et al.* (1998), os sistemas estão divididos em dois grupos: de ventilação geral e de exaustão local. O objetivo é basicamente o mesmo, porém, no primeiro caso, a aspiração é feita de forma ampla, em ambiente de grande quantidade de ar. Já o sistema de ventilação por exaustão local opera pelo princípio de captura dos agentes poluentes próximo à fonte geradora, onde é possível obter maior eficiência.

Niosh *et al.* (1998) citam que, a exaustão local é composta fundamentalmente por quatro itens: coifa aspiradora, sistema de dutos, dispositivo de limpeza/ filtro e o ventilador, conforme Figura 3. O propósito da coifa é coletar os contaminantes e direcioná-los ao sistema de dutos, onde serão transportados até os elementos filtrantes (pré-determinados pelo projetista conforme o tipo de material a ser removido do fluido) e purificados; o ventilador gera o diferencial de pressão necessário para produzir o fluxo desejado capaz de transportar particulados e elementos poluentes e direciona o ar filtrado para a exaustão.

Figura 3: Sistema de aspiração local.



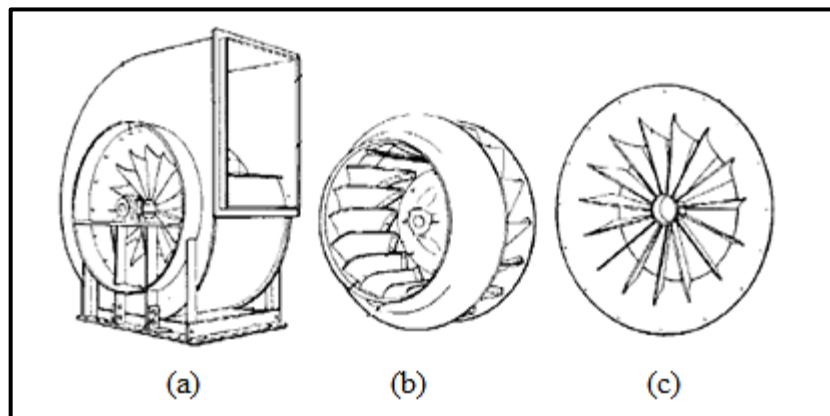
Fonte: Adaptado de Controlling the airborne at work (2017).

2.2 VENTILADORES CENTRÍFUGOS INDUSTRIAIS

Um ventilador é uma turbo máquina responsável por produzir diferencial de pressão em gases. Segundo Henn (2006), é um equipamento que propicia a troca de energia entre um sistema mecânico e um fluido.

Para Jorgensen (1999), ventilador é um dispositivo que gera uma corrente de ar constante pelo movimento rotativo de um impelidor montado sob uma carcaça estacionária, Figura 4. Tem um ponto ótimo para funcionamento, atendendo a uma faixa operacional com vazão e pressão pré-definidas a uma rotação específica do rotor, onde seu rendimento será o maior possível.

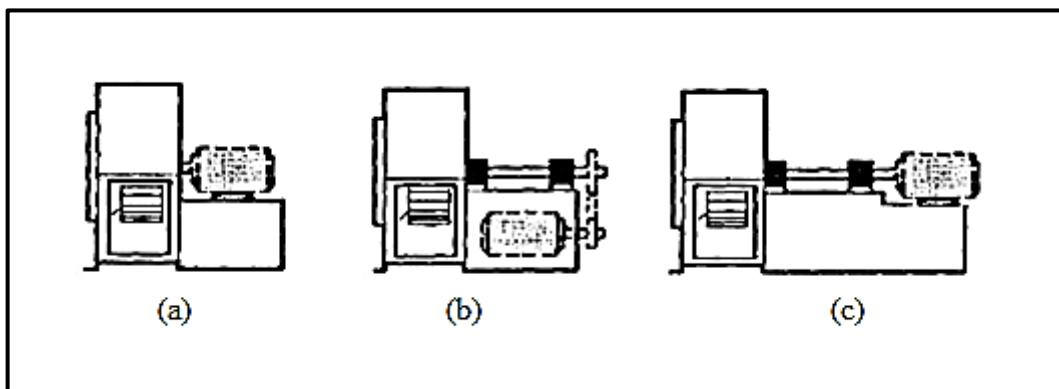
Figura 4: Carcaça (a), rotor (b) e bocal (c) de ventilador centrífugo.



Fonte: Adaptado de Jorgensen (1999).

Conforme Niosh *et al.* (1998), Figura 5, geralmente são acionados por um motor elétrico, o qual pode ser acoplado diretamente ao rotor (a), garantindo uma montagem mais compacta e rotação constante; ou quando necessário, o acionamento por correias, polias e eixo de transmissão (b), dando flexibilidade para a troca de rotação do impelidor, sendo essa necessária, e ainda garantindo que o motor não tenha contato com o fluido transportado ou mesmo com a propagação de calor oriunda do sistema de aspiração. Para estes casos, também pode ser utilizado acionamento por acoplamento flexível (c).

Figura 5: Principais tipos de acionamento.

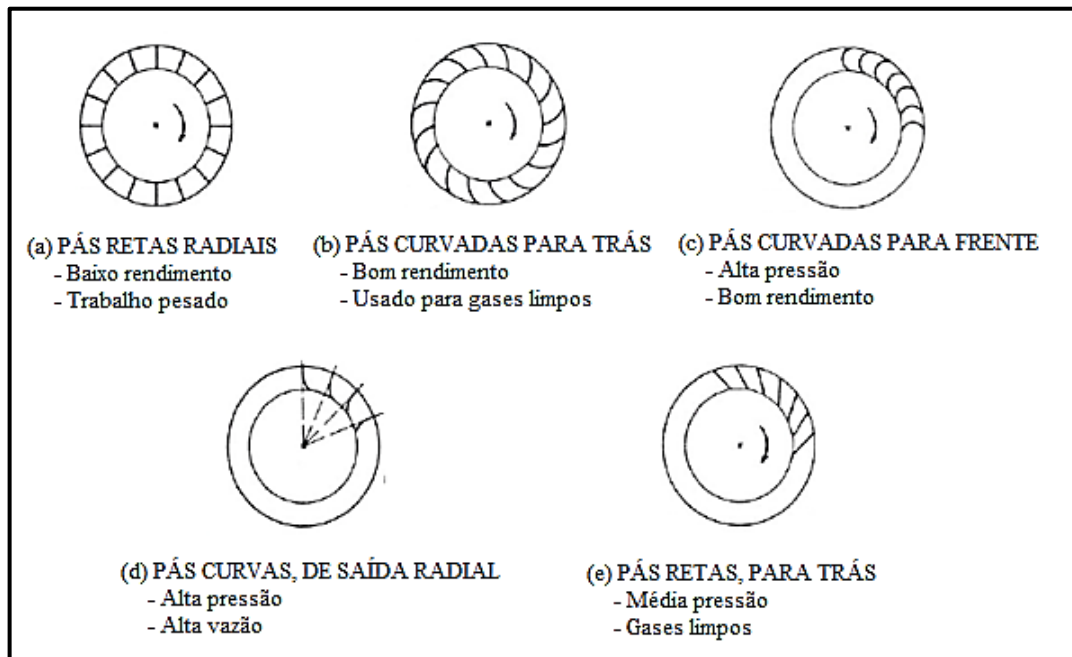


Fonte: Adaptado de Niosh *et al.* (1998).

Podemos classificar os ventiladores centrífugos, segundo Macintye (1990), a partir de diversos critérios, sendo os principais:

- a) Conforme nível energético de pressão: sendo baixa pressão, equipamentos que atingem até 200 mmH₂O (1961 Pa); média pressão quando estes valores ficam entre 200 e 800 mmH₂O (1961 e 7848 Pa) e ventiladores que vão de 800 mmH₂O (7848 Pa) até 2500 mmH₂O (24525 Pa) são considerados de alta pressão.
- b) Segundo número de entradas de aspiração e o de rotores: equipamentos podem ser de dupla aspiração e/ou ter mais de um estágio, para casos onde objetiva-se maiores diferenciais de pressão, dispondo de dois rotores.
- c) Conforme forma construtiva das pás: pás radiais retas, inclinadas para frente, inclinadas para trás, pás curvas de saída radial e pás retas para trás. (Figura 6.)

Figura 6: Forma construtiva das pás.



Fonte: Adaptado de Macintyre (1990).

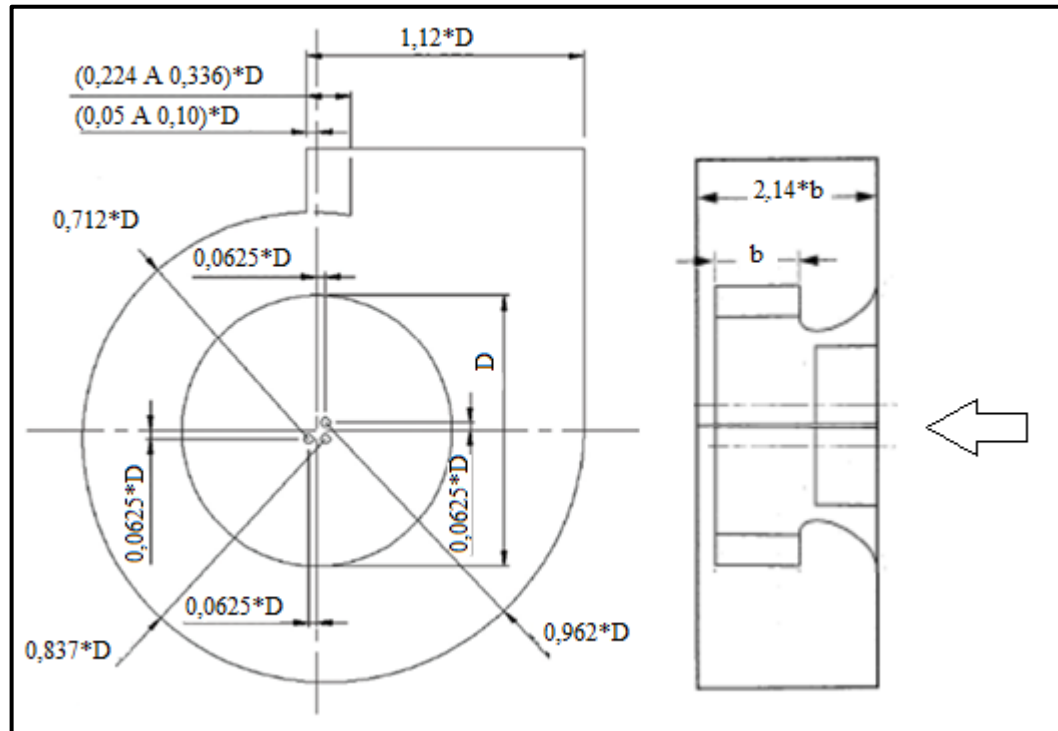
Bleier (1997) cita que, em ventiladores centrífugos, o princípio de operação é a combinação de dois efeitos: força centrífuga e a deflexão do fluxo de ar pelas pás do rotor para direção radial do disco. Aspira o fluido na direção axial e ao passo que este é direcionado à periferia do impelidor, vai ganhando energia cinética e pressão dinâmica, até ser despejado radialmente em direção às paredes da carcaça.

2.3 PROJETO DE VENTILADORES INDUSTRIAIS

Para Jorgensen (1999), a carcaça do ventilador tem duas funções: coletar o ar da periferia do rotor e descarregá-lo na direção desejada e converter parte da velocidade do ar em pressão estática, para gerar o gradiente necessário para deslocamento de massa. Bleier (1997) cita que uma carcaça dimensionada corretamente evita tanto refluxo de ar para o impelidor, quanto a possibilidade de turbilhonamento interno.

Em suma, se a largura da carcaça for muito maior que a altura total do rotor, ocorre refluxo, também, se a área pela qual o fluido irá passar, não aumentar gradativamente, juntamente com o raio, para manter a velocidade constante, é provável que este escoamento deixe de ser laminar antes mesmo de sair pela boca premente. Estas considerações podem ser notadas na Figura 7, onde a largura deve ser 2,14 vezes a largura “b” e os raios variam de 71,2% do diâmetro para 96,2%.

Figura 7: Desenho da carcaça do ventilador.



Fonte: Adaptado de Bleier (1997).

Tedeschi (1977) comenta que, para a definição de aspectos gerais de ventiladores centrífugos, pode-se adotar alguns procedimentos utilizados no dimensionamento de bombas, visto suas semelhanças nos princípios de funcionamento.

Para Tedeschi (1977), quando se trata da espessura das paredes das carcaças de bombas, têm-se um caso de impossibilidade de dedução de cálculo estrutural, pois salvas situações em que a pressão de trabalho é altíssima, a espessura que resultaria desses cálculos seria tão pequena que sequer conseguiria fazer a fundição.

Para os casos de altos valores de pressão, aplica-se a fórmula:

$$e_p = 0,5 \sqrt{\frac{D}{2}} \quad (1)$$

onde: e_p é a espessura da chapa da lateral [m];

D é o diâmetro externo do rotor [m].

Para o autor, nos casos onde não há alta pressão, o fator determinante das espessuras das laterais dos ventiladores são os processos produtivos, visto que as magnitudes dessa pressão

passam por valores de cerca de 1000 mmH₂O (9,810 Pa), a qual qualquer chapa soldável pode resistir, tendo soldados adequadamente os reforços nas laterais.

Quanto a espiral soldada, pode-se reduzir ao máximo sua espessura considerando a seguinte fórmula, segundo Tedeschi (1977):

$$e_v = 0,11\sqrt{D} \quad (2)$$

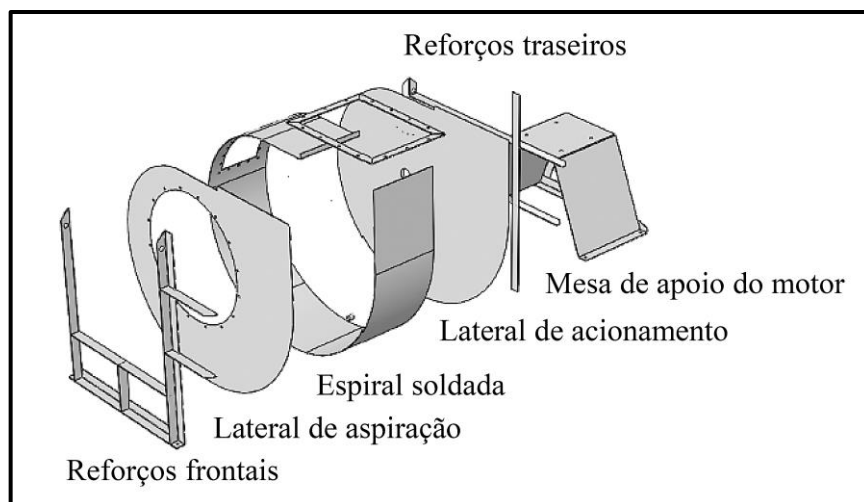
onde: e_v é a espessura da chapa da espiral soldada [m];

D é o diâmetro externo do rotor [m].

Esta espessura calculada a partir do diâmetro do rotor, segundo Tedeschi (1977), também pode ser aplicada aos reforços soldados nas laterais aspirante e de acionamento, conforme ilustrados na Figura 8; já as especificações mecânicas para a mesa de apoio do motor, dependem de outras variáveis.

Para Henn (2006), no projeto de um ventilador, deve-se considerar os esforços normalmente presentes como peso do motor e rotor, desbalanceamento de massa rotativa e também a ação de forças provenientes do desequilíbrio de pressões, geradas pelo escoamento do fluido através da carcaça.

Figura 8: Vista explodida da carcaça.



Fonte: Euroair (2018).

Segundo Henn (2006) estas forças são: empuxo axial, gerado pela diferença de pressão entre a saída e entrada do rotor; e o empuxo radial, gerado pelo gradiente de pressão sofrido

pelo fluido em escoamento através da carcaça, que é nulo para o ponto ótimo de operação, porém pode assumir valores consideráveis operando divergente a sua nominal.

Jorgensen (1999) cita que para ventiladores de aspiração simples, o cálculo da força axial pode ser expresso conforme Equação 3:

$$F_a = \frac{\pi C_p K p D^2}{4} \quad (3)$$

onde: C_p é o fator de conversão 9,790 [Pa/mmH₂O];

K é a constante de proporcionalidade e pode ser considerado 1, quando a pressão é positiva internamente a carcaça;

p é a pressão total do ventilador [mmH₂O];

D é o diâmetro externo do rotor [m].

Para Jorgensen (1999), a mudança de direção do fluido de axial para radial, também gera força de empuxo axial, Equação 4, e deve-se somar ao valor encontrado na Equação 3.

$$F_a' = \frac{\dot{m} V_a'}{g} \quad (4)$$

onde: \dot{m} é a vazão mássica [kg/s];

V_a' é a velocidade axial do fluido [m/s];

g é a aceleração da gravidade 9,81 [m/s²].

Para Henn (2006), o empuxo radial gerado pela operação fora do ponto de projeto do ventilador, deve ser calculado pela seguinte fórmula:

$$F_r = K_f \rho Y D b_5 \quad (5)$$

onde: ρ é a massa específica do fluido de trabalho [kg/m³];

Y é o salto energético [J/kg];

D é o diâmetro externo do rotor [m];

b_5 é a largura de saída do rotor [m];

K_f é o coeficiente adimensional que varia conforme a vazão impelida e pode ser calculado pela Fórmula 6.

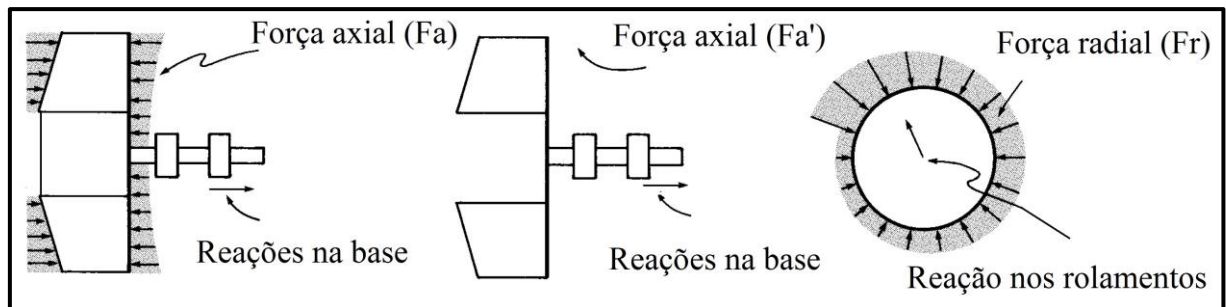
$$K_f = 0,36 \left[1 - \left(\frac{Q}{Q_n} \right)^2 \right] \quad (6)$$

onde: Q é a vazão impelida pela máquina [m³/s];

Q_n é a vazão nominal do projeto [m³/s].

Segundo Jorgensen (1999), estas forças estimadas serão transmitidas à estrutura do ventilador, conforme Figura 9.

Figura 9: Diagrama de forças.



Fonte: Adaptado de Jorgensen (1999).

Ainda segundo Jorgensen (1999), quando se tem um corpo rotativo em velocidade angular constante sobre um eixo, este terá uma aceleração radial em direção ao centro de giro. Multiplicando a massa desbalanceada deste corpo rotativo pela aceleração radial, o resultado será a força que age neste sistema.

A distribuição de forças centrífugas, conforme o funcionamento do ventilador, gera o desbalanceamento do rotor devido à excentricidade das massas distribuídas ao longo do raio do impelidor. Esse desbalanceamento da massa rotativa, resulta nas vibrações mecânicas sofridas pela estrutura.

2.4 FUNDAMENTOS DE VIBRAÇÕES MECÂNICAS

Basicamente, um movimento que se repete após um determinado intervalo de tempo pode ser denominado de vibração, segundo Rao (2009). Em geral, possui um meio para

acumular energia potencial “k” (mola ou elasticidade), um componente para energia cinética “m” (massa) e um meio de dissipar esta energia “c” (amortecedor).

Para Groehs (2001), as vibrações acontecem em sistemas elásticos formados por uma ou mais massas interligadas entre si ou a um elemento fixo por meio de molas. Este arranjo é sujeito a forças variáveis ao longo do tempo “F(t)” ou a movimentos exigidos do elemento fixo resultando em movimentos que podem ou não serem repetidos sistematicamente.

Segundo Rao (2009), boa parte dos motores de acionamento têm problemas de vibração inerentes ao desbalanceamento imposto, seja por defeitos de fabricação do componente acoplado ou por falta de manutenção. Segundo ele, as estruturas desenhadas para suportar máquinas centrífugas também estão sujeitas a esta vibração e podem falhar por fadiga.

Para Sotelo Jr. e França (2006) a vibração provoca o desgaste precoce de áreas em contato, como é o caso de mancais que suportam elementos girantes e, em casos mais graves, pode levar à ruptura dos elementos de fixação, danificar os rolamentos ou mesmo gerar deformações plásticas no eixo. Para tanto, Sotelo Jr. e França (2006) citam a importância da compreensão das vibrações mecânicas, para identificar e eliminar suas possíveis fontes de dissipação e, através disso, evitar falhas precoces de equipamentos.

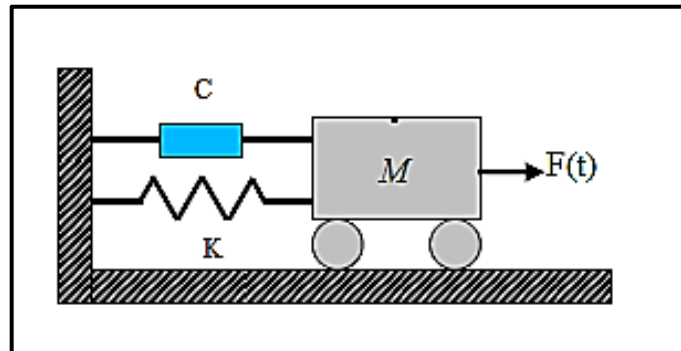
2.4.1 Graus de liberdade e sistemas mecânicos equivalentes

“O número mínimo de coordenadas independentes requeridas para determinar completamente as posições de todas as partes de um sistema a qualquer instante define o grau de liberdade do sistema.”(RAO, 2009).

Segundo Rao (2009), quando têm-se sistemas mecânicos passíveis de deformações, o número de graus de liberdade é considerado infinito. Grande parte dos conjuntos estruturais tem elementos deformáveis e conseqüentemente um número infinito de graus de liberdade, o que torna a solução de problemas relativos a vibração, uma tarefa de alta dificuldade.

Groehs (2001) comenta que, mesmo os sistemas que têm somente um grau de liberdade, podem ter alta complexidade e necessitam ser reduzidos a um modelo equivalente para que se possa analisá-los de forma mais objetiva. Com o uso dessas reduções, é possível transformá-los em arranjos que envolvam apenas uma mola “k”, uma massa “m” e um coeficiente de amortecimento “C”, conforme Figura 10.

Figura 10: Sistema massa-mola com amortecedor.



Fonte: Adaptado de Groehs (2001).

2.4.2 Classificação de vibrações

Segundo Jorgensen (1999) existem dois tipos de vibração: a forçada e a livre. Um corpo elástico irá vibrar em uma ou mais de suas frequências naturais se momentaneamente for aplicada uma força externa que retira o sistema do equilíbrio. O movimento vai decrescer gradualmente conforme a força é absorvida. Se essa força for aplicada diversas vezes no sistema, o corpo vai vibrar de acordo com a frequência de aplicação deste estímulo.

Jorgensen (1999) indica que a ocorrência da ressonância se dá quando a frequência imposta pela aplicação de forças cíclicas coincide com a frequência natural do componente elástico. Segundo Rao (2009), o fenômeno de ressonância impele ao sistema grandes oscilações, às quais estão associadas a falhas catastróficas de conjuntos mecânicos.

Para Jorgensen (1999), altas amplitudes de vibração precedem este fenômeno, a menos que haja um bom sistema de amortecimento e ainda assim, são passíveis de acontecer.

2.4.3 Equação de movimento

Para Rao (2009), pode-se considerar que um equipamento rotativo desbalanceado é um sistema de um grau de liberdade excitado harmonicamente por uma força $F(t)$:

$$F(t) = F_0 \sin(\omega_f t) \quad (7)$$

onde: $F(t)$ é a força externa sobre a massa em função do tempo.

F_0 é a amplitude da força [N];

ω_f é a frequência forçada [rad/s];

t é o tempo [s].

Considerando esse, um sistema massa-mola amortecido, a equação diferencial para o movimento pode ser descrita por:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (8)$$

onde: m é a massa de todo sistema [kg];
 c é o coeficiente de amortecimento [Ns/m];
 k é a rigidez da mola/ corpo [N/m];
 \ddot{x} é a aceleração na direção “x” [m/s²];
 \dot{x} é a velocidade na direção “x” [m/s];
 x é a posição do conjunto no instante “t”[m].

O cálculo da frequência natural para um corpo simples pode ser estimado através da seguinte fórmula:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (9)$$

onde: ω_n é a frequência natural do sistema [rad/s];
 k é a rigidez da mola/ corpo [N/m];
 m é a massa de todo sistema [kg].

Para Jorgensen (1999), é possível estimar a menor frequência natural de alguns componentes de um ventilador centrífugo, como as pás, utilizando uma fórmula genérica para cálculo de vibração em peças, com formato anelar, como exemplo.

$$\omega_n = 2,68 \sqrt{\frac{g E I}{w r}} \quad (10)$$

onde: ω_n é a frequência natural do componente [rad/s];
 g é a aceleração da gravidade [m/s²];
 E é o módulo de elasticidade do material [MPa];
 I é o momento de inércia do componente [m⁴];

w é o peso específico do componente [kg/m];

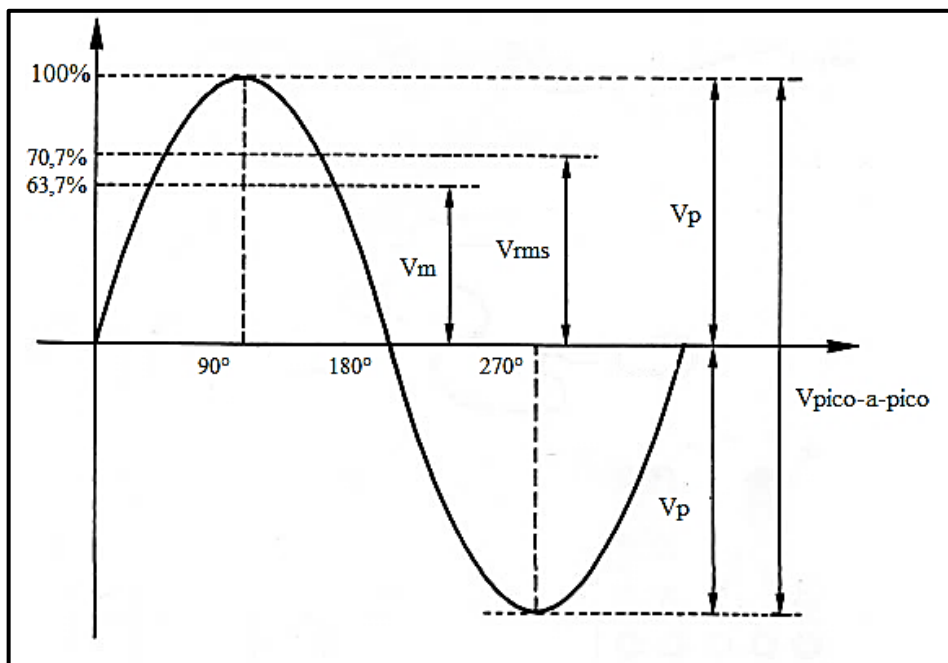
r é o raio da pá [m].

Porém, quanto maior o número de componentes e complexidade da estrutura em questão, a dificuldade de mensurar a sua frequência natural aumenta, o que, segundo Jorgensen (1999), torna necessária a análise pelo método dos elementos finitos (MEF), descrita posteriormente, para obtenção de valores de melhor precisão.

2.4.4 Amplitude e frequência

Segundo Guimarães (2011), a melhor maneira para verificar o estado vibratório de uma máquina rotativa é avaliar o seu nível global de vibração. Isso consiste na aferição da amplitude de vibração produzida pelo arranjo de mecanismos de excitação presentes no equipamento. Esta avaliação, indica valores de referência, os quais são comparáveis a valores normativos presentes em documentos que padronizam procedimentos de controle vibratório.

Figura 11: Formas de amplitude em um movimento harmônico.



Fonte: Adaptado de Marçal (2000).

onde: V_p é o valor da amplitude do movimento;

$V_{pico-a-pico}$ é a diferença entre os valores máximos positivo e negativo;

V_m é o valor médio;

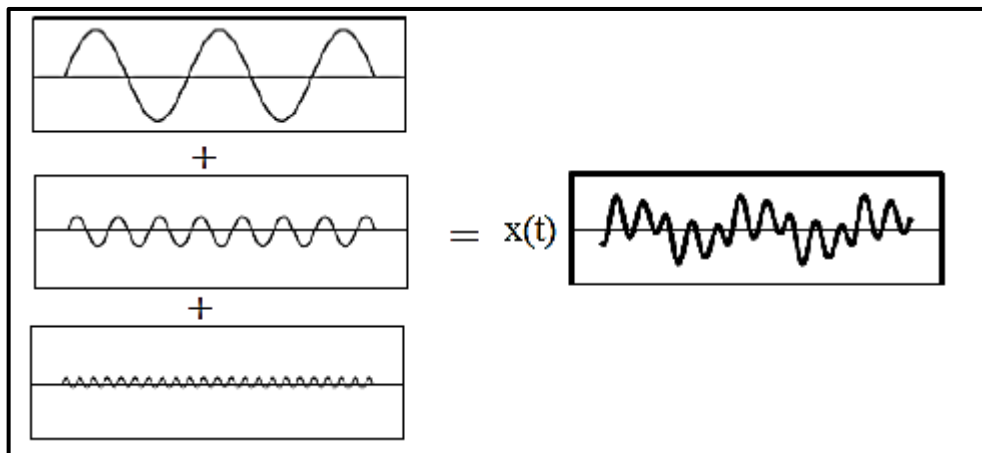
Vrms é o valor eficaz (*Root mean square*).

Para Marçal (2000), a amplitude de vibração caracteriza a severidade da ocorrência em questão e a análise gráfica do sinal ilustra diversos valores que devem ser corretamente interpretados. A Figura 11 explicita as diversas maneiras de medir um sinal senoidal.

Segundo Marçal (2000), os valores representados neste sinal senoidal, são dependentes da amplitude e podem ser determinados um a partir do outro. Porém, quando se trata da análise de vibrações de uma máquina rotativa, dificilmente este será puramente harmônico, sendo encontradas combinações de diversos movimentos com diferentes amplitudes, frequências e posições, conforme Figura 12.

Segundo Marçal (2000), o valor eficaz (rms) demonstra uma estimativa de energia contida na vibração e por isso é largamente utilizado para mensurar sua magnitude em carcaças de máquinas rotativas. Outros dados, como valor de pico e o valor de pico-a-pico, sinalizam choques sofridos pela estrutura e deflexão máxima, respectivamente.

Figura 12: Resultante poli harmônica.

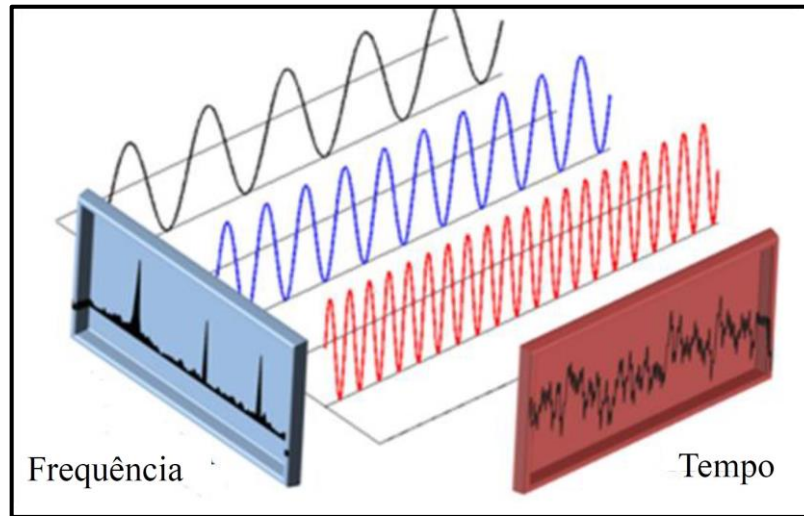


Fonte: Adaptado de Guimarães (2000).

O sinal de vibração medido em algum ponto aleatório da máquina, será o somatório das respostas relativas a cada uma das fontes de excitação. Marçal (2000) cita que as vibrações podem ser analisadas através do domínio do tempo e no domínio da frequência, conforme Figura 13.

O domínio do tempo é composto pela amplitude de vibração no eixo “y” e o tempo no eixo “x”, enquanto no domínio da frequência o eixo “x” representa valores de frequência.

Figura 13: Domínio da frequência e do tempo.



Fonte: Adaptado de Marçal (2000).

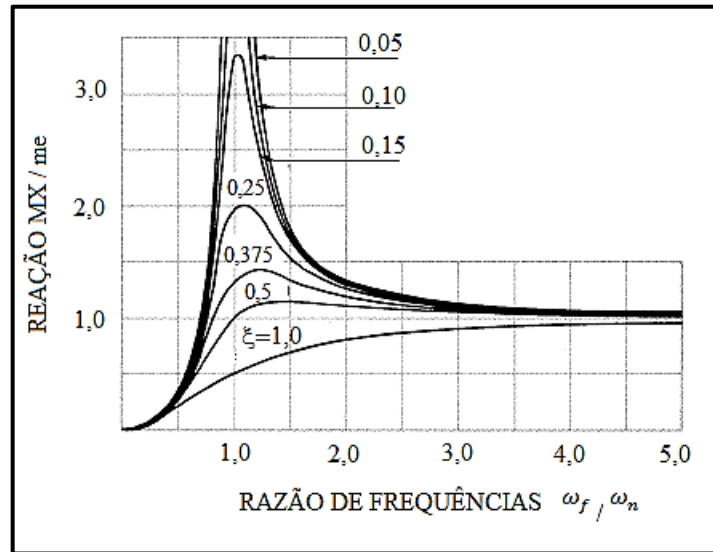
2.5 ANÁLISE DE VIBRAÇÕES MECÂNICAS

Máquinas rotativas são compostas por diversos sistemas mecânicos, os quais sofrem excitação e transmitem oscilação através das juntas articuladas aos demais elementos acoplados. Marçal (2000) cita, que ao passo que uma peça altera suas características mecânicas por desgaste ou falha, uma nova frequência é criada e outros sinais alterados. Defeitos de rolamentos e mancais, folgas, desbalanceamento de rotor influem diretamente no sinal global de vibração. Tais fenômenos serão abordados e descritos no presente capítulo.

2.5.1 Vibração por desbalanceamento do rotor

A impossibilidade de balancear um rotor perfeitamente, indica que sempre haverá forças de excitação com uma frequência correspondente a velocidade de rotação de operação do ventilador. Para Jorgensen (1999), a Figura 14 indica que a resposta à vibração adimensional “MX / me”, aumenta conforme o valor de ω_n converge para ω_f , principalmente em baixos valores do fator de amortecimento ξ .

Figura 14: Resposta a desbalanceamento rotativo.



Fonte: Adaptado de Jorgensen (1999).

A resposta à vibração sofrida pela carcaça, é um valor adimensional representado por “MX/me”, onde “M” é a massa total do conjunto [kg], “m” é a massa rotativa [kg] em um ponto de excentricidade “e” [m] e “X” é a amplitude do sistema [m].

Os valores de frequência forçada " ω_f " dependem da velocidade de rotação do rotor e quando esta frequência é igual a " ω_n ", diz-se que o mesmo atingiu sua velocidade crítica.

Segundo Jorgensen (1999), podem-se obter valores aproximados para esta velocidade crítica de operação de maneira objetiva, adotando para o conjunto estrutural do ventilador, o modelo de viga em balanço, engastada em uma extremidade. No caso do ventilador, engastado na parte inferior da base e conhecendo a deflexão média para o ponto de maior altura, quando em funcionamento em rotação nominal, utiliza-se a Equação 11.

$$N_{cr} = \frac{0,4984}{\sqrt{y}} \quad (11)$$

onde: N_{cr} é a velocidade crítica de rotação [RPS];

0,4984 é a constante de velocidade;

y é o valor de deflexão média [m].

Este modelo serve para casos onde a massa pode ser considerada concentrada em um único ponto. Para calcular a velocidade crítica com precisão, Jorgensen (1999) cita a necessidade de uso de programas computacionais através do método do elementos finitos

(MEF), que levem em consideração as características mecânicas de todo o conjunto carcaça, mancal, rolamento, motor e rotor.

A efeito prático, estimado o valor de frequência natural do conjunto, é possível analisar o ponto nominal de operação do equipamento e verificar se na rampa de acionamento do ventilador, o valor de rotação convertido para “rad/s” passa pelo valor de frequência natural.

Segundo Guimarães (2011), o desequilíbrio gerado pela força centrípeta de um rotor desbalanceado é a maior fonte de vibração em uma máquina rotativa. Esta força, é dada pela Equação 12.

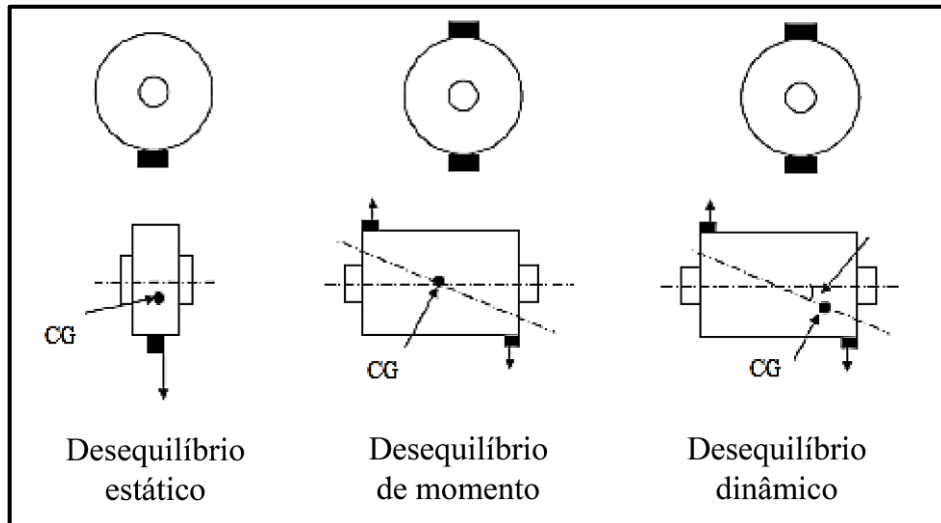
$$F_c = m_e e \omega^2 \quad (12)$$

onde: m_e é a massa excêntrica [kg];
 e é a excentricidade da massa [m];
 ω é a rotação do rotor [rad/s].

Pode-se dizer que, este fenômeno ocorre porque o eixo de rotação da massa em desequilíbrio não corresponde com o eixo de inércia. Guimarães (2011), cita que se a distribuição de peso de um componente rotativo for totalmente uniforme ao redor do seu eixo de rotação, a força centrífuga será nula. O desequilíbrio é dividido em três categorias:

- a) Desequilíbrio estático: segundo Guimarães (2011), ocasionado por uma massa em desequilíbrio a um determinado raio do centro de rotação. A massa fica situada no plano ortogonal ao eixo e a correção pode ser feita pela colocação de uma massa de correção no mesmo plano e que equipare, em teoria, à força centrífuga gerada pela massa desbalanceada.
- b) Desequilíbrio de Momento: Guimarães (2011) cita que este ocorre quando o corpo tem diferença de massa ao longo do eixo.
- c) Desequilíbrio dinâmico: basicamente é a sobreposição das resultantes dos dois modelos de desequilíbrio já citados. Segundo Guimarães (2011), além de o eixo de rotação não ser concêntrico com o eixo de inércia, o centro de gravidade também está fora do eixo de rotação, conforme ilustra a Figura 15.

Figura 15: Representação das formas de desequilíbrio.



Fonte: Adaptado de Guimarães (2011).

Segundo Guimarães (2011), o diagnóstico é feito através da análise gráfica de espectro amplitude por frequência. Para rotores centrífugos, espera-se que a magnitude de vibração no sentido axial, seja consideravelmente menor que para os sentidos radiais vertical e horizontal.

As causas para a ocorrência de desequilíbrios que geram desbalanceamento mais comuns são: adesão de impurezas no rotor, corrosão, erosão por impacto de partículas presentes no fluido, fadiga de componentes, desaperto de fixadores e tensões residuais geradas por diferenciais térmicos.

2.5.2 Vibração por eixo empenado

O empenamento de eixos, geralmente ocorre por diferenciais térmicos sofridos pelo equipamento em funcionamento ou por longos períodos de inatividade. Para Arco-Verde (2008), o empenamento de eixo causa forte vibração axial, geralmente na mesma frequência de rotação do motor.

Segundo Guimarães (2011), o indicativo da existência da vibração por empenamento de eixo, pode ser a grande diferença de valor de velocidade de vibração, entre as componentes radial horizontal e radial vertical.

2.5.3 Vibração por folgas e desaperto

As folgas e desapertos, não constituem um mecanismo de excitação, porém são considerados amplificadores de vibração. Guimarães (2011) cita, que um sistema folgado não apresenta comportamento vibratório caso não exista uma força harmônica de desequilíbrio ou desalinhamento.

Arco-Verde (2008) cita, que existe dois tipos de folgas: a rotacional e a estrutural. Sendo a rotacional causada pelo desgaste dos componentes rotacionais e estruturais do equipamento, e a folga estrutural causada pelo afrouxar de dois componentes estacionários, no caso, os pés do motor e a base do ventilador.

2.5.4 Vibração por ruído em motores elétricos

Segundo Guimarães (2011), as excitações causadas por perturbações elétricas, geralmente são resultado das forças magnéticas desequilibradas que agem sobre o estator.

Segundo Arco-Verde (2008), um problema elétrico em um estator irá gerar um sinal de vibração que é o dobro da frequência da linha de alimentação (100 – 120 Hz). Geralmente serão perceptíveis em motores com carga. Para Arco-Verde (2008), as maiores causas de desequilíbrio eletromagnético são: excentricidade do estator, rotor desalinhado dentro do estator, barras da gaiola e carcaça trincadas e ventoinha danificada.

A identificação para este tipo de avaria é feita, conforme cita Guimarães (2011), desligando o sinal de corrente e verificando se o nível global de vibração desaparece.

2.5.5 Vibração por mecanismos aerodinâmicos

Segundo Guimarães (2011), todas máquinas de fluxo apresentam em seu espectro uma frequência relativa a passagem de fluido pelas pás e carcaça. Esta frequência é devida a variação de pressão na passagem do fluido do rotor para a descarga e é estimada pela Equação 13.

$$\omega_A = Np \text{ RPM} \quad (13)$$

onde: ω_A é a frequência gerada pela passagem de fluxo [RPM];

Np é o número de pás do rotor;

RPM é a rotação do ventilador.

As vibrações provenientes da interação fluido-rotor, ocorrem em altas frequências e são causadas por pequenos valores de força, que somados podem excitar ressonância na máquina.

Guimarães (2011), cita ainda, que há a recirculação do fluxo internamente à carcaça, que é um problema comum o qual gera vibrações aleatórias com amplitudes e frequências instáveis. Isto acontece quando, no projeto do ventilador a folga radial entre o bocal e a entrada do rotor fica super dimensionada, ou quando, na tentativa de mover uma quantidade excessiva de fluido, uma porção deste retorna.

2.6 TRANSDUTORES DE VIBRAÇÃO

A análise de frequências, embasada no Teorema de Fourier, define que qualquer função periódica pode ser decomposta por uma sequência de ondas senoidais com frequências características e diversas harmônicas.

Para Marçal (2000), estas ondas constituem o espectro de frequência de vibração, que pode ser gerado a partir dos transdutores de vibração. O sinal coletado, é direcionando para um filtro passa-banda, o qual varre uma faixa de frequência e analisa amplitude de picos a fim de comparar com documentos normativos.

A definição do parâmetro de medição depende das características de vibração e o objetivo da medida. Segundo Marçal (2000), o deslocamento é preferido para aferição de vibrações em baixa frequência, já a aceleração para medir choques e vibrações de alta frequência, onde usualmente os sinais de fadiga aparecem no equipamento; a velocidade é o parâmetro mais utilizado para monitoração de máquinas rotativas, como ventiladores, visto a detecção de aspectos como falta de rigidez da base, folgas mecânicas, desbalanceamento entre outros.

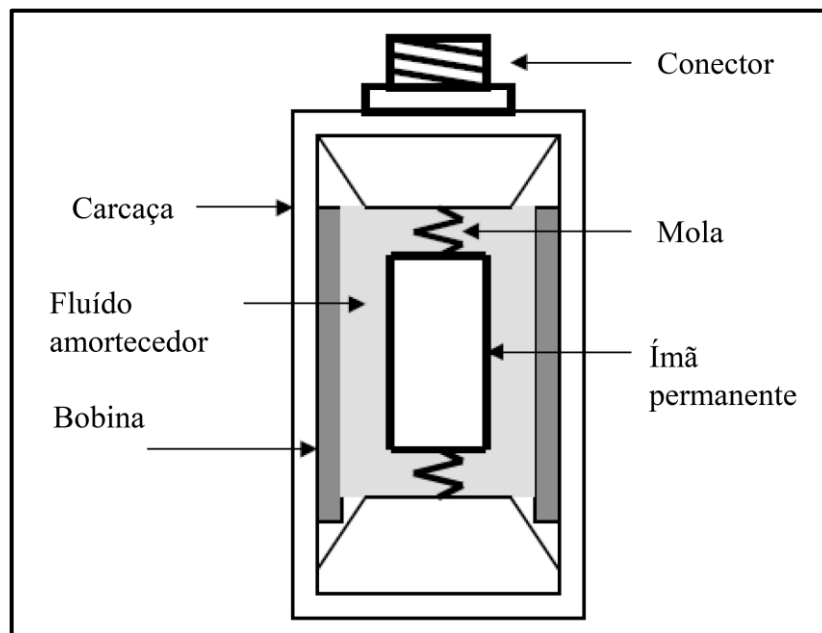
2.6.1 Transdutor de velocidade

Segundo Marçal (2000), o sensor de velocidade eletromecânico é constituído de um ímã permanente e um bobina de cobre. Basicamente, no interior do sensor, fixada no seu corpo, uma bobina cilíndrica envolve um ímã permanente suspenso por molas, conforme Figura 16. O conjunto de molas é desenvolvido para uma frequência natural baixa e o óleo presente em sua

carcaça é destinado a amortecer e reduzir a resposta do ímã permanente para valores inferiores a 10 Hz.

Para Guimarães (2011), quando a superfície onde o sensor está montado vibra, provoca o movimento da bobina em relação ao ímã permanente. Esta oscilação gera um diferencial de tensão proporcional a quantidade de movimento. O sinal gerado tem alta amplitude e baixa impedância, podendo ser lido diretamente. Cabe ressaltar que este tipo de sensor é sensível a altas temperaturas, visto alterações na viscosidade do fluido amortecedor e também pode ser sensível à ruídos magnéticos, que podem causar problemas nas medições.

Figura 16: Transdutor de velocidade.



Fonte: Adaptado de Marçal (2010).

Segundo Marçal (2011), características importantes a serem consideradas para os transdutores de velocidade são: a faixa de operação deste dispositivo, que está na ordem de 10 Hz a 1500 Hz; a redução da precisão das medidas, conforme o desgaste mecânicos dos seus componentes; a falta de sensibilidade para análise de máquinas que operam com menos de 600 rpm (10 Hz) e principalmente a necessidade de posicionar corretamente os sensores nos planos de orientação, horizontal ou vertical, conforme necessidade vigente de medição.

2.7 BALANCEAMENTO E NORMATIVA DE VIBRAÇÃO

Todos elementos rotativos necessitam ser balanceados. Para Jorgensen (1999), o balanceamento é a redistribuição de massa nestes elementos, de modo que o eixo principal de inércia se torne coincidente ao eixo de rotação. O fato de não ser possível fazer com que este tenha uma distribuição ótima de massa, faz necessário que dados normativos regulamentem as vibrações permissíveis para o bom funcionamento das máquinas rotativas.

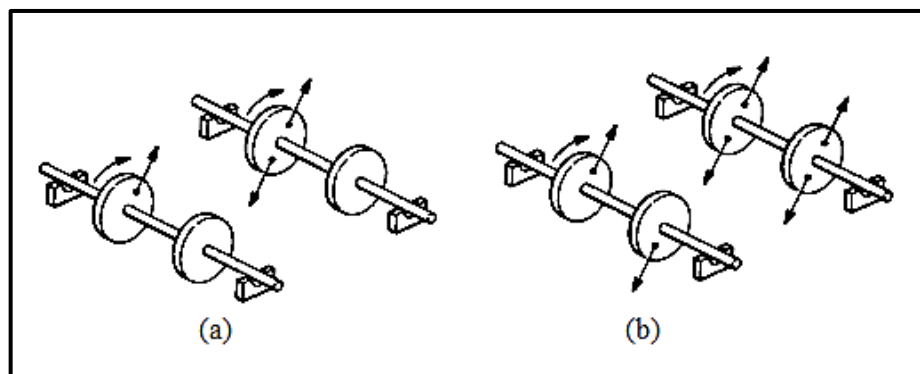
2.7.1 Balanceamento Estático

O balanceamento estático consiste em deixar o rotor livre para girar e analisar a posição a qual se dará o equilíbrio, sendo a parte mais pesada, posicionada para baixo. Para Jorgensen (1999), adiciona-se uma massa de correção na parte oposta à mais pesada, em um processo iterativo, até que a peça rotativa disponha equilíbrio indiferente. Na Figura 17, um rotor é representado por dois discos separados, as forças centrífugas estão representadas pelas setas e ilustram um caso de desequilíbrio e, ao lado, o caso com as massas de correção.

2.7.2 Balanceamento Dinâmico

O desbalanceamento dinâmico é a não distribuição de massa uniforme ao longo do eixo. Segundo Jorgensen (1999), é necessário adicionar massas de correção, de modo que fiquem equivalentes aos dois pontos de desequilíbrio conforme Figura 17. É necessário realizar um processo iterativo, de adição de massa e análise da velocidade de vibração nos mancais, com o equipamento rodando em sua rotação nominal, até que os níveis estejam de acordo com a norma relativa.

Figura 17: Balanceamento estático (a) e dinâmico (b).



Fonte: Adaptado de Jorgensen (1999).

2.7.3 Norma NBR 10082:2011

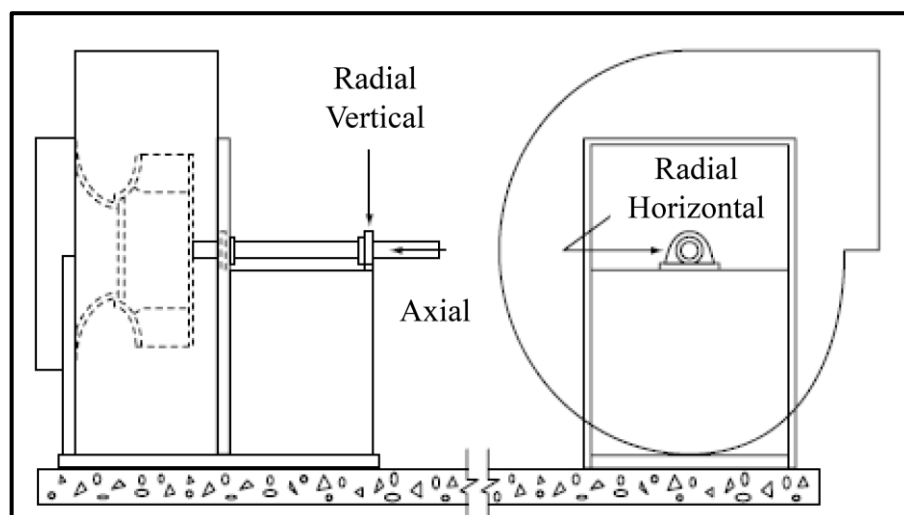
A Norma NBR 10082 estabelece parâmetros usados para avaliar o funcionamento de máquinas rotativas que funcionam entre 600 e 15.000 rpm, com potência de até 300 kW e uma faixa de frequência de vibração que varia de 10 a 1000 Hz, através de medições realizadas em pontos definidos nos pés do motor ou carcaça dos mancais.

De acordo com a Norma NBR 10082, as máquinas rotativas são classificadas da seguinte maneira:

- a) Classe I: equipamentos com potência inferior até 15kW.
- b) Classe II: máquinas de porte médio com potência entre 15 e 75 kW sem fundações especiais ou equipamentos de até 300 kW montados sobre fundações especiais.
- c) Classe III: equipamentos de grande porte com massas rotativas montadas sobre fundações rígidas e pesadas, grandes máquinas motrizes.
- d) Classe IV: máquinas motrizes de grande porte montadas sobre fundações relativamente flexíveis.

Para o monitoramento e adequação do equipamento conforme os níveis estabelecidos pela Norma, devem ser feitas medições dos níveis de vibração em um ventilador, nos pontos indicados na Figura 18.

Figura 18: Pontos de medição.



Fonte: Adaptado de ANSI/AMCA 204-05.

Os valores obtidos na medição do equipamento, são classificados conforme tabela do Anexo A, onde a faixa média de valores medidos é balizada por somente um valor, chamado de faixa de classificação.

Com o valor de classificação definido na primeira tabela, verifica-se a magnitude dos valores aceitáveis de vibração na tabela do Anexo B, de acordo a classe da máquina em análise.

onde: A é bom;

B é satisfatório;

C é pouco satisfatório;

D é ruim ou não satisfatório.

É desejável que, o equipamento em análise se enquadre ao menos em valores satisfatórios (B), conforme tabela do Anexo B, para que o mesmo mantenha a vida útil de acordo com especificações de fabricante.

Segundo a Norma NBR 10082, pode-se obter valores de deslocamento de pico de uma determinada região do equipamento utilizando o ábaco do Anexo C, sendo os valores de entrada neste caso, a frequência e a velocidade *rms* de vibração.

2.8 ANÁLISE MODAL PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

A análise modal é um estudo para compreensão das propriedades dinâmicas de uma estrutura sob influência de vibrações, que busca mensurar as frequências naturais, os modos de vibração e o amortecimento de dado conjunto em análise. Estes parâmetros modais, podem ser definidos de diversas maneiras, sendo a análise em questão, por Método dos Elementos Finitos (MEF).

Para Xie e Steven (1997), também é parte do projeto, a otimização do equipamento, buscando evitar que este tenha seus primeiros modos de vibração próximos a excitação produzida pelas cargas de trabalho. Xie e Steven (1997) ressaltam, que é possível diminuir a resposta a vibração em um conjunto estrutural sem que seja necessário o aumento de massa, sendo possível até mesmo reduzir peso. Conhecer a frequência gerada pela operação do equipamento e os primeiros modos de vibração (ressonâncias) da estrutura, para que, em um processo iterativo de análise por elementos finitos e alteração de geometria se obtenha a melhor estrutura possível.

2.8.1 Modos de vibração

Segundo Schwarz e Richardson (1999), modos (ressonâncias) são propriedades inerentes à estrutura e dependem da massa do conjunto, espessuras utilizadas, características de amortecimento e também das condições de contorno impostas pela estrutura do projeto. Sendo assim, em uma carcaça de uma bomba centrífuga, a adição de massa ao longo da lateral, fará com que esta responda de forma diferente à vibração, quando em funcionamento, visto a mudança de parâmetros modais.

Em outras palavras, um modo de vibração é quando um determinado objeto de estudo, atinge alguma de suas frequências naturais e entra em ressonância. Há um modo de vibração para cada grau de liberdade do sistema e em cada um deles, o corpo terá uma característica específica e um padrão de movimento para as amplitudes geradas.

Para Schwarz e Richardson (1999), os modos de vibração podem ser definidos como de corpos rígido ou modos de corpos flexíveis. Uma estrutura pode vibrar em diversos modos e geralmente, os modos de baixa frequência, são os causadores da maioria dos problemas. A utilização adequada de molas de suporte para uma estrutura, pode fazer com que ela vibre somente em um modo de corpo rígido, que são os de maior frequência e mais improváveis de se atingir.

2.8.2 Elementos Finitos

O método dos elementos finitos (MEF) é uma ferramenta imprescindível para o desenvolvimento coeso de ventiladores centrífugos. Equipamentos como esse, envolvem cálculos complexos para definições de questões dinâmicas e estruturais e o uso do MEF permite um meio de solução iterativa para tais.

“O Método dos Elementos Finitos, MEF, é utilizado correntemente para a resolução de problemas da mecânica do contínuo, obtendo uma ótima precisão na solução de problemas de engenharia.” (SILVA *et al.*, 2001).

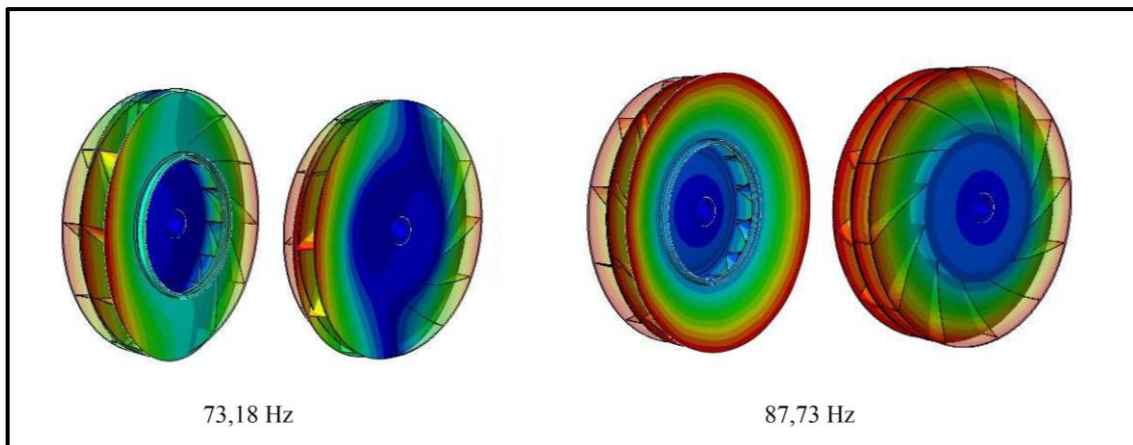
Segundo Silva *et al* (2001), o método baseia-se na discretização do meio contínuo, dividindo o domínio, sistema estrutural em análise, em regiões menores de geometria simples. Com isso, é possível estudar o comportamento de cada extensão da peça e sintetizar todos os resultados em uma única solução para o sistema.

Dhanapal e Baskaran (2014) utilizaram MEF para analisar as tensões e deformações em um rotor de ventilador centrífugo. Negligenciaram a força exercida pelo fluido e

consideraram as forças centrífugas geradas pelo desbalanceamento de rotor as principais causas de deformação das pás, o que deve converter-se em uma nova fonte de vibração. Obtiveram significativa redução da tensão sofrida pelo elemento rotativo, fazendo o uso de reforços transversais na parte de trás do rotor.

Souza (2011), cita a importância do uso de MEF para determinação dos parâmetros modais em um rotor centrífugo, buscando adequar o superdimensionamento estrutural executado por fabricantes por desconhecer as forças dinâmicas atuantes. Através dos resultados, verificou os dois primeiros modos de vibração, Figura 19, os quais não se aproximam da frequência nominal de operação; além de identificar, como maior causa de deformação as forças centrífugas sofridas pelo rotor.

Figura 19: Modos de vibração.

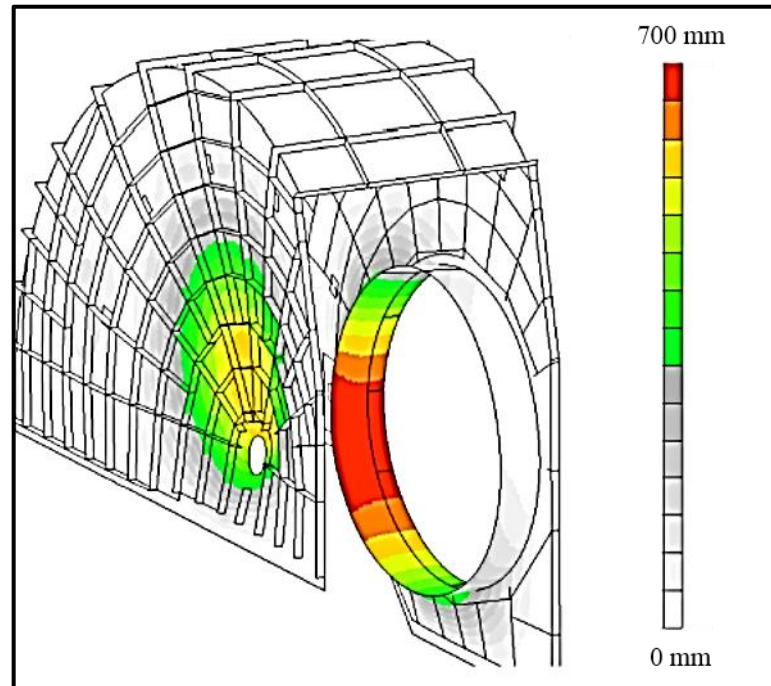


Fonte: Adaptado de Souza (2011).

Bhope e Padole (2004), verificaram através da simulação computacional, que as tensões dinâmicas sofridas por um rotor de ventilador centrífugo, são reduzidas em até 50% apenas pela adição de um anel de pequena espessura como reforço para as pás. Reforços de baixa espessura, podem ser aplicados a uma carcaça de ventilador a fim de melhorar a sua resposta a vibração, alterando suas componentes modais.

Odyjas *et al.* (2013), analisaram numérica e experimentalmente a carcaça de um ventilador centrífugo a fim de definir seus modos de vibração. Assumindo os pontos de fixação engastados e considerando o modelo de carcaça como sem amortecimento, obtiveram seis modos de vibração críticos, dos quais, utilizaram o mapa de deslocamentos dos dois piores casos como base para sequência do estudo, conforme Figura 20.

Figura 20: Regiões de máxima amplitude de deslocamento em modo de 18,68 Hz.



Fonte: Adaptado de Odyjas *et al.* (2013).

Odyjas *et al.* (2013), citam, que a localização dos pontos de maior deslocamento na carcaça, através do método numérico (MEF) para a análise modal, indica quais regiões do ventilador devem ser instrumentadas e quais as direções para montar o transdutor de vibração. Com isto, é possível verificar a convergência das análises numérica e experimental, a fim de definir qual o nível de confiabilidade da simulação computacional e implementar iterativamente melhorias de projeto efetivas em campo, conforme Xie e Steven (1997).

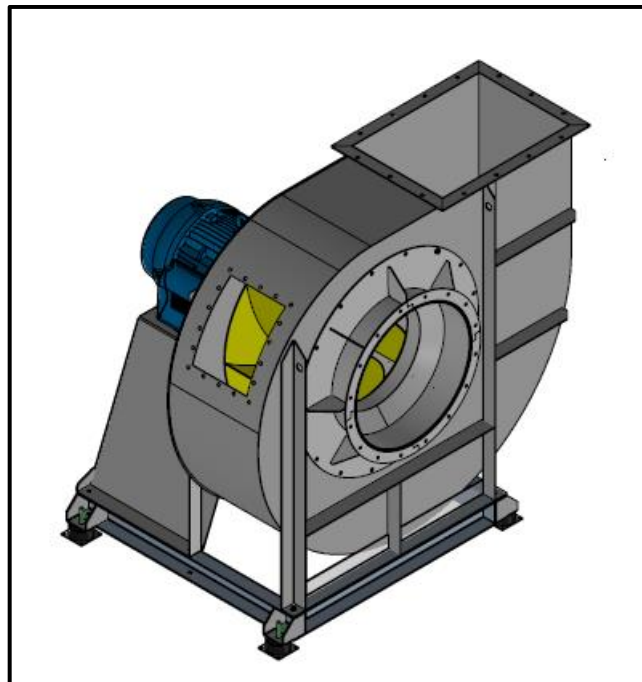
3 MATERIAIS E MÉTODOS

Para validar e executar a proposta de alteração de projeto e alcançar o objetivo geral, algumas etapas devem ser cumpridas e serão descritas no item 3.2.

3.1 DESCRIÇÃO DO PRODUTO

O produto avaliado neste trabalho é um ventilador centrífugo industrial modelo EUROAIR OMTRD 901 50cv 4 polos de média pressão, Figura 21. A referência 901, é o diâmetro externo do rotor, de pás curvadas para trás e o tipo de acionamento é direto. O equipamento foi projetado para fornecer uma vazão de 24.270 m³/h a uma perda de carga de 320 mmH₂O em uma rotação 1770 RPM.

Figura 21: Ventilador modelo padrão Euroair.

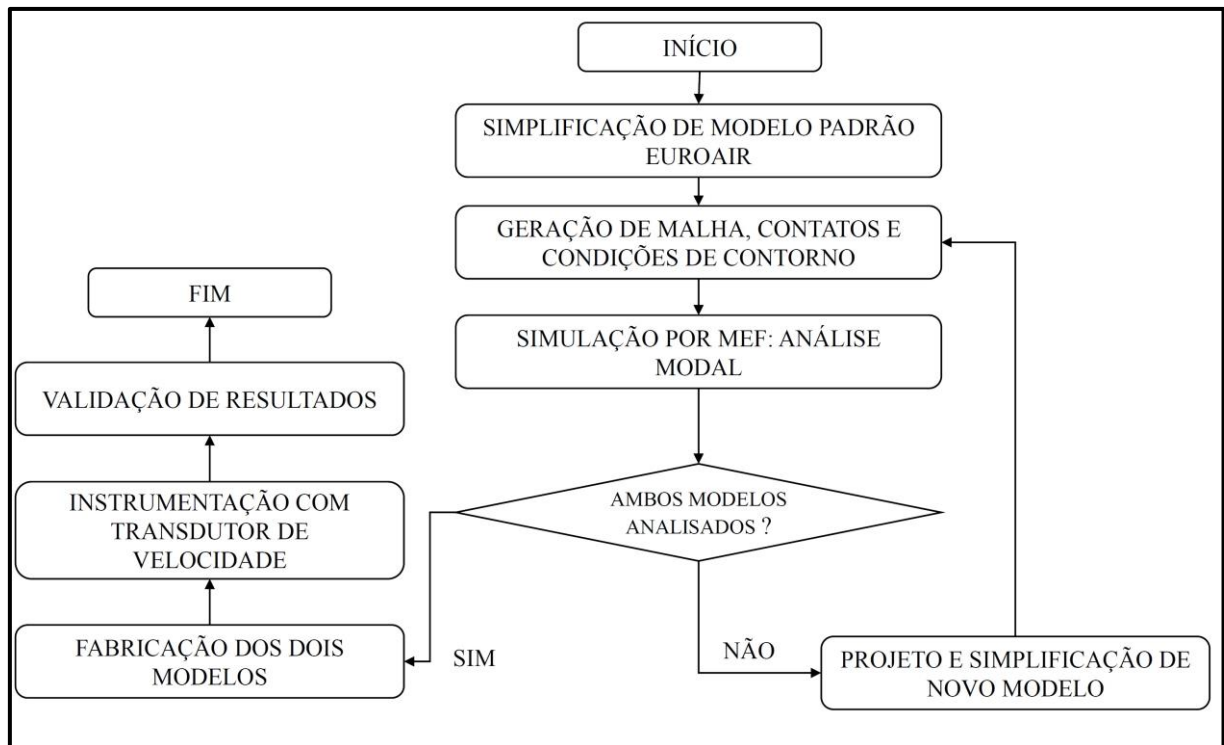


Fonte: O autor (2018).

3.2 ETAPAS DE DESENVOLVIMENTO

A execução do estudo foi dividida em algumas etapas, mostradas na Figura 22, que serão sucintamente descritas a seguir, de forma a ilustrar como podem-se obter os melhores resultados para os objetivos propostos inicialmente.

Figura 22: Fluxograma de atividades desenvolvidas.



Fonte: O autor (2018).

3.2.1 Simplificação de modelo padrão Euroair

A primeira etapa do trabalho, foi a definição do modelo padrão de ventilador a ser estudado: este precisava ter um volume relativamente alto de vendas, para que a análise seja de interesse da empresa, e uma potência elevada em relação ao seu tamanho, para que configurasse uma situação crítica de operação, quando comparado a outros modelos industrializados.

Dispondo do projeto detalhado do acervo Euroair, foi necessário executar uma simplificação do modelo através do software CAD *Solid Edge*. Tal simplificação, consiste em modelar o conjunto estrutural do ventilador como se fosse uma única peça, em formato *.par*, o que irá facilitar a geração de malha e alterações para realizar melhorias de projeto.

3.2.2 Geração de malha e simulação

Modelado o conjunto estrutural de forma simplificada, utilizou-se o software CAE *Ansys* para geração da malha e das condições de contorno do projeto. Também realizou-se no mesmo software a análise modal por método dos elementos finitos, para definição dos parâmetros modais da peça e localização das regiões de maior e menor deslocamento quando este entra em ressonância. Foram simulados os seis primeiros modos de vibração, porém foram analisados os três primeiros que resultam em frequências naturais diferentes.

3.2.3 Otimização e projeto de novo modelo

As informações obtidas na simulação permitiram a otimização do conjunto. Com isto, foram projetados outros modelos de estrutura soldada para o ventilador, considerando que para as regiões de grandes deslocamentos, sejam feitos os devidos reforços estruturais e para regiões de menor deslocamento, avaliar possibilidade de simplificação. Realizou-se um processo de simplificação intuitiva, modelando de acordo com os resultados das simulações, buscando um equilíbrio entre redução de peso, simplicidade de projeto e altos valores de frequência natural.

Após definido o conjunto de melhor resultado, este é projetado e detalhado de acordo com os padrões de engenharia da empresa.

3.2.4 Fabricação dos dois modelos

Com os resultados das duas análises foi possível mensurar os ganhos em rigidez e avaliar a redução de material do segundo modelo em relação ao primeiro. Para corroborar as análises, após detalhamento dos projetos, inicia-se a fabricação dos dois equipamentos. Os processos produtivos relativos aos dois modelos seguem os mesmos padrões adotados pela Euroair nos equipamentos fabricados em sua rotina fabril. Serão produzidas as duas carcaças, um rotor e um bocal.

3.2.5 Instrumentação

O rotor de diâmetro de 900 mm, devidamente balanceado estática e dinamicamente, a fim de atender os níveis de vibração máximos na base do motor, indicados para máquinas de Classe II, conforme a Norma NBR 10082.

Deve-se instrumentar e medir os níveis de velocidade de vibração (mm/s) em alguns pontos definidos com base nos resultados da simulação por elementos finitos, nas regiões de maior deslocamento. Ambos os modelos foram configurados e ajustados para operar em sua vazão nominal, simulando trabalho de campo.

Através da carta de conversão de velocidade de vibração para amplitude de deslocamento do Anexo C, foram definidos os valores de deslocamento de cada uma das carcaças em suas regiões críticas, na rotação nominal de operação.

3.2.6 Equipamento de medição

A tomada de medidas foi executada por um balanceador dinâmico TEKNIKAO NK600, Figura 23, o qual indica rotação de até 20.000 RPM de magnitude, nível global de vibração conforme NBR 10082 de até 200 mm/s (rms).

É importante ressaltar que a magnitude dos valores encontrados em condições normais de operação, nas medições, leva em consideração fatores como amplificadores de vibração, mecanismos aerodinâmicos e turbulências dentro da carcaça, ruído do motor elétrico e a vibração produzida pelo rotor, dentro dos limites da Norma citada.

Figura 23: Balanceador dinâmico NK600.



Fonte: Teknikao Industria e comércio (2018).

4 RESULTADOS

Neste capítulo, serão apresentados os resultados obtidos através da metodologia descrita anteriormente, para projeto, simulação e instrumentação das carcaças de ventilador.

4.1 DEFINIÇÃO DE MODELO

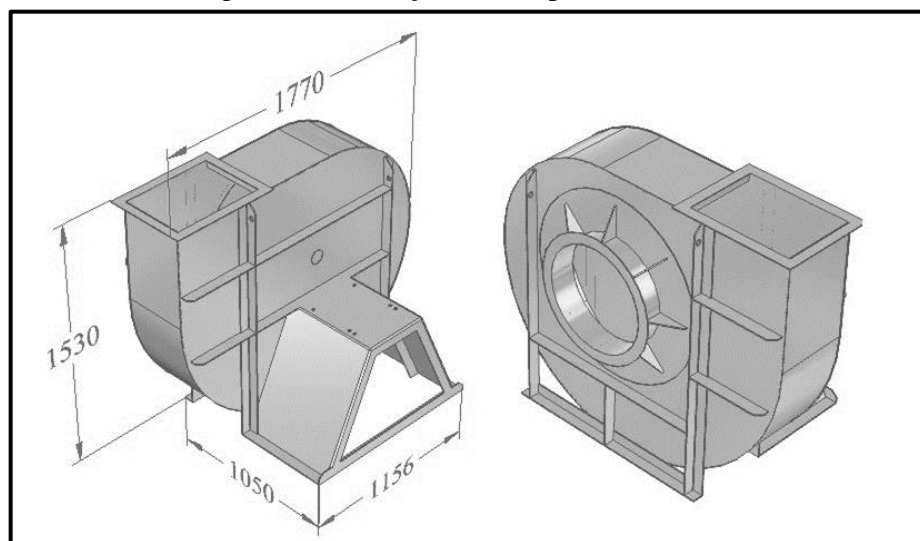
Após acordado com a empresa o modelo para prosseguir com o estudo, considerando que este já dispunha de projeto, foi necessário adotar algumas simplificações buscando aprimorar os resultados.

A primeira simplificação adotada, é não considerar na análise, a base do ventilador e os vibra-stops, conforme constam na Figura 21; a segunda medida é manter o bocal como parte do estudo, mesmo que este não passe por mudanças de projeto, pois estas são as condições em que o equipamento é balanceado e é nesta etapa que são feitas as medidas de vibração.

Ainda, este conjunto foi modelado em *software* CAD como uma peça única, visando facilitar a geração de malha e ter maior agilidade no processo iterativo de projeto, simulação e melhoramento. Vale ressaltar, que não foi utilizado o método de traçado proposto por Bleier (1997), indicado no Capítulo 2, sendo mantidos os do projeto original.

A Figura 24, ilustra a carcaça do ventilador modelo padrão Euroair OMTRD 901, de acordo com as características acima citadas. Pesa aproximadamente 267,5 kg; as laterais e a voluta tem espessura de 3,00 mm, enquanto as demais peças são de 6,35 mm de espessura, todos em aço SAE 1020.

Figura 24: Carcaça modelo padrão Euroair.

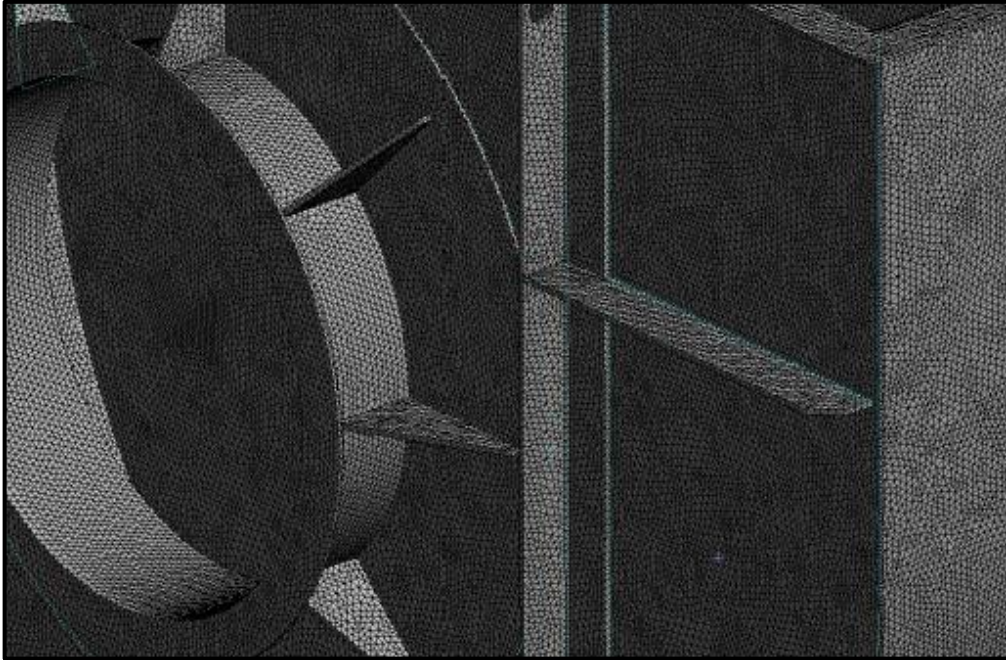


Fonte: O autor (2018).

4.2 MALHA E CONDIÇÕES DE CONTORNO

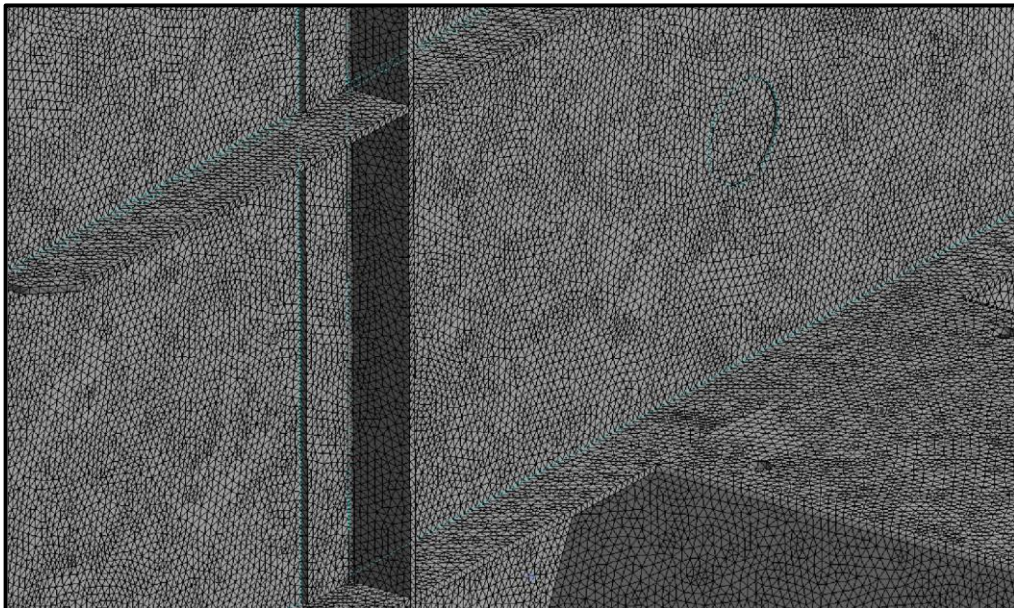
A malha de elementos finitos foi gerada através do *software Ansys*, do tipo tetraédrico, visto a complexidade do conjunto. Resultou em 1.062.042 elementos, 2.104.761 nodos e está representada nas Figuras 25 e 26, com vistas aproximadas.

Figura 25: Vista aproximada frontal da malha.



Fonte: O autor (2018).

Figura 26: Vista aproximada traseira da malha.

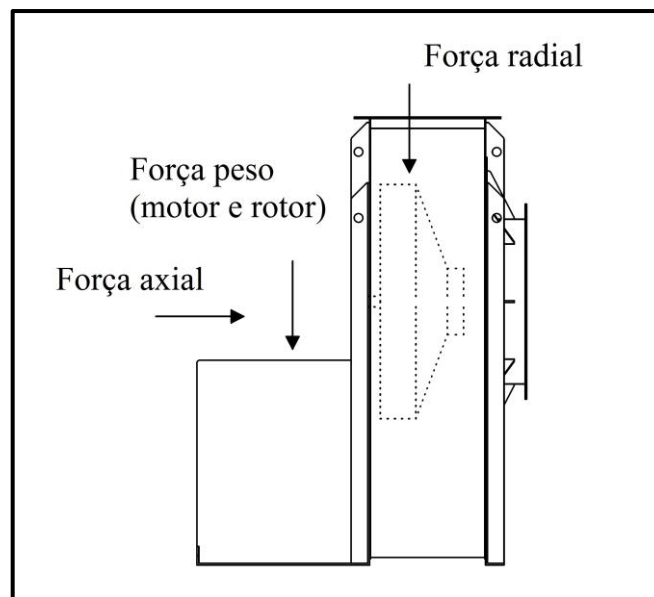


Fonte: O autor (2018).

A execução de uma análise modal com pré-stress por método dos elementos finitos, consiste em realizar uma análise de carregamento estática e adicioná-la como condição de contorno para análise modal.

Para isso, é necessário a identificação e cálculo das forças atuantes na carcaça do ventilador (Figura 27). As forças axiais sofridas pelo rotor, com reação na base do ventilador são calculadas pelas Equações 3 e 4, e a força radial que gera momento na base, imposta pelo fluxo de ar no rotor, pela Equação 5.

Figura 27: Digrama de forças.



Fonte: O autor (2018).

Os dados de entrada para o cálculo das forças citadas são:

Tabela 1: Dados de entrada.

Dados de entrada	valores
Diâmetro de entrada (m ²)	0,577
Largura rotor (m)	0,155
Vazão ventilador (m ³ /h)	24270
Pressão do ventilador (mmH ₂ O)	322
Diâmetro do rotor (m)	0,901
Massa específica do fluido (kg/m ³)	1,2
Massa do motor (kg)	227,0
Massa do rotor (kg)	70,0

Fonte: O autor (2018).

Com esses dados, pode-se facilmente estimar valores como a vazão mássica, velocidade axial de fluido, a vazão nominal do ventilador em m³/s, a área de entrada e o salto

energético (Y), que para ventiladores é a pressão do ventilador em *Pascal* dividida pela massa específica do fluido, conforme Henn (2006).

É necessário ainda, considerar que o ventilador disponibilize uma vazão real de até 10% menos que a vazão nominal, para fins de cálculo do K_f , conforme Equação 6.

Tabela 2: Dados calculados.

Dados calculados	Valores
Vazão mássica (kg/s)	8,09
Vel. Axial fluido (m/s)	25,779
Vazão nominal (m ³ /s)	6,741
Vazão real (m ³ /s)	6,067
Área de entrada (m ²)	0,2615
Y (J/kg)	2632,35
K_f	0,0684

Fonte: O autor (2018).

A partir disto, os valores das forças são calculados. Jorgensen (1999) cita que, os valores de força radial podem ser desconsiderados, quando tiverem baixa magnitude e pouca influência no projeto.

Tabela 3: Forças atuantes.

Forças	valores
Fa (N)	2010
Fa' (N)	21,6
Fr (N)	30,2
Fpeso (N)	2912,6

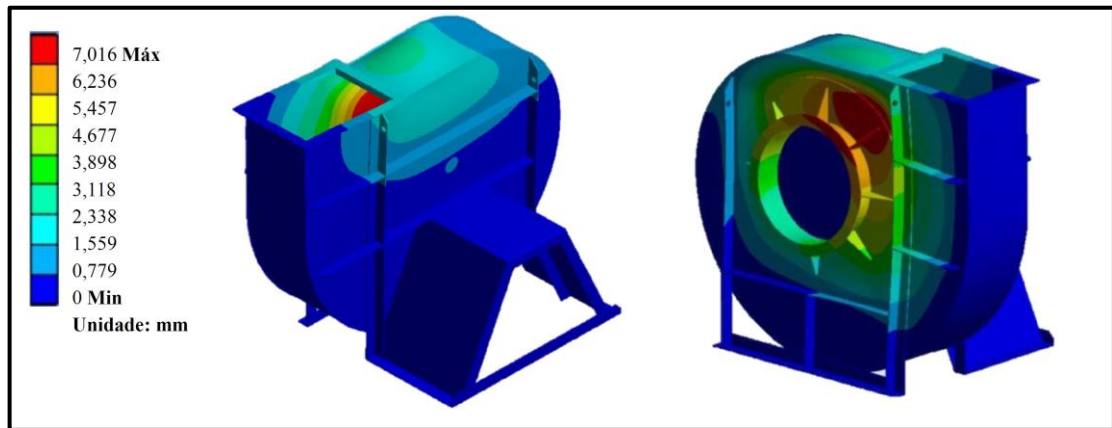
Fonte: O autor (2018).

Baseado nos resultados, optou-se por considerar para simulação uma força axial de 2050 N e uma força peso na base de 3000 N; para fixação do conjunto foram consideradas as partes que têm contato com o solo.

4.3 ANÁLISE MODAL

A Figura 28 ilustra o primeiro modo de vibrar em 49,494 Hz da carcaça modelo padrão Euroair, considerando pré-cargas na estrutura. A Tabela 4, identifica quais são os valores de frequência dos primeiros seis modos de vibrar, com estas condições de contorno.

Figura 28: Primeiro modo de vibração – com pré-carga - 49,494 Hz.



Fonte: O autor (2018).

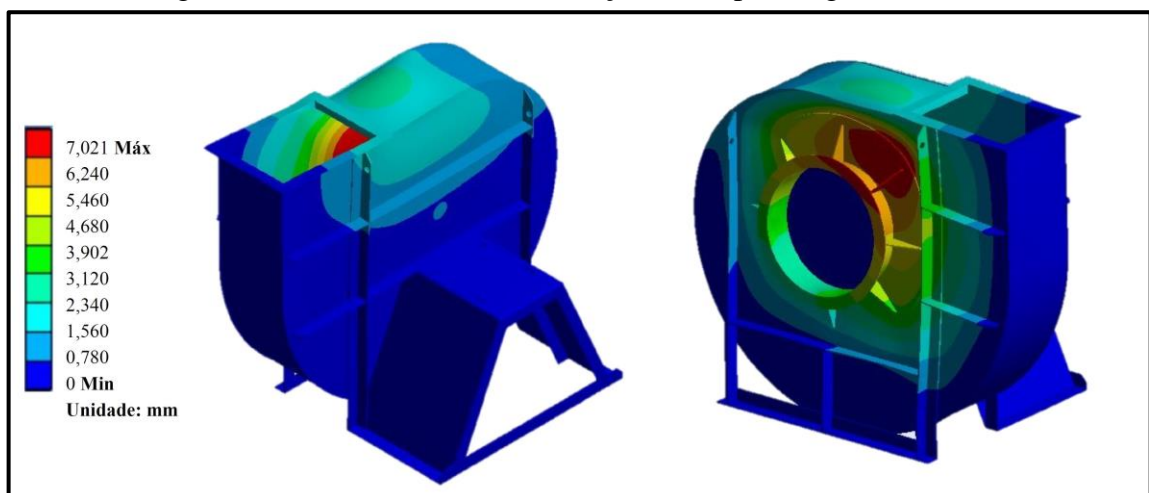
Tabela 4: Modos de vibração - modelo padrão - pré-carga

Modo	Frequência (Hz)
1	49,494
2	60,567
3	76,249
4	77,1
5	78,368
6	86,304

Fonte: O autor (2018).

A modo de comparação, uma nova análise foi feita, sem o uso de pré-carga, a fim de comparar valores e verificar se os mesmos ficam próximos sem esta condição de contorno. A Figura 29 ilustra o primeiro modo de vibrar da carcaça de modelo padrão sem pré-carga. E a Tabela 5, os seis primeiros modos.

Figura 29: Primeiro modo de vibração - sem pré-carga - 49,33 Hz.



Fonte: O autor (2018).

Tabela 5: Modos de vibração - modelo padrão – sem pré-carga

Modo	Frequência (Hz)
1	49,33
2	60,383
3	75,974
4	76,858
5	78,095
6	85,858

Fonte: O autor (2018).

É possível notar, que a diferença de resultados é irrisória, enquanto que o tempo de simulação cai pela metade. Por tanto, as demais simulações deste trabalho seguirão este padrão. Os modos de vibração 2 e 3 deste modelo padrão estão ilustrados no Apêndice A.

4.4 PROJETO E MELHORAMENTO DE UM NOVO MODELO

Gerados resultados para o modelo padrão, fez-se um processo iterativo de modelamento, simulação e análise, buscando o menor peso possível, sem interferir significativamente nos modos de vibração e sem alterar demais os padrões construtivos dos atuais ventiladores Euroair.

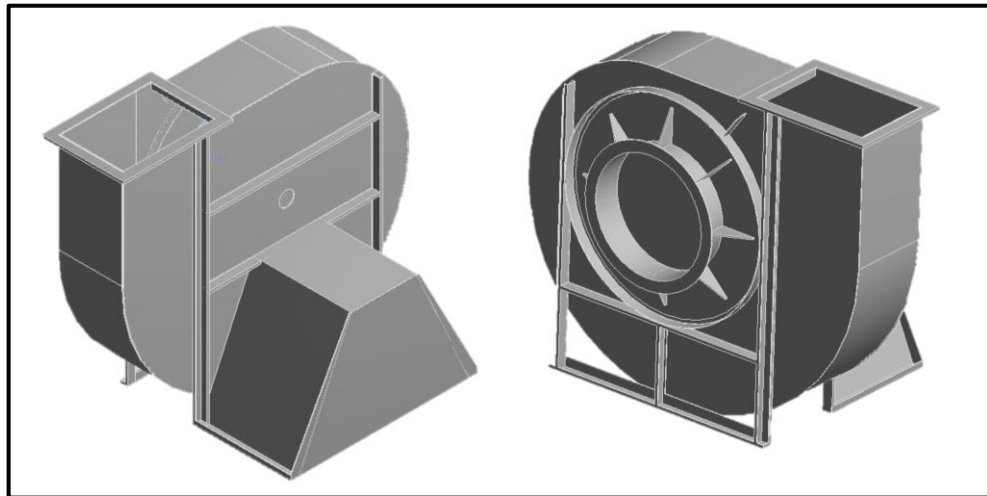
Como primeira alteração, as espessuras adotadas seguem indicação de Tedeschi (1977), Fórmula 2 e que resulta em 3,30 mm. Por questões produtivas, as espessuras foram consideradas 3,00 mm. Nesta análise, a intenção é verificar como se comporta a carcaça com o menor peso possível e tendo seus reforços transversais dobrados em perfis “C”. Este passa a ser denominado de Modelo A e tem massa de 227,00 kg, Figura 30. Seus modos de vibração estão na Tabela 6.

Tabela 6: Modos de vibração - modelo A.

Modo	Frequência (Hz)
1	44,614
2	53,784
3	58,796
4	59,724
5	64,992
6	68,912

Fonte: O autor (2018).

Figura 30: Modelo A.

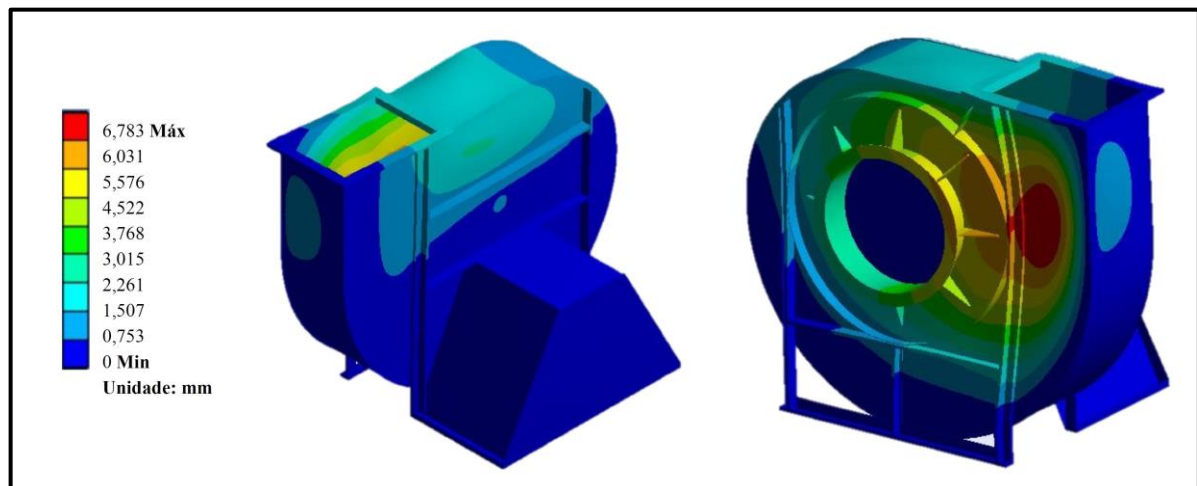


Fonte: O autor (2018).

Percebe-se que esta carcaça ficou muito mais suscetível às excitações, principalmente próximo aos 60 Hz, visto Tabela 6. Sabendo que, este mesmo modelo pode ser compartilhado com um equipamento dois polos, que trabalha a 3600 RPM, é muito provável que entre em ressonância nestas frequências; para um modelo quatro polos, embora a frequência forçada estimada ficasse longe dos 44,614 Hz, o modelo A se mostra mais sensível a vibração, tendendo a ter uma resposta muito maior aos estímulos do que o modelo padrão.

A região crítica, conforme Figura 31, fica na parte frontal do ventilador. Visando elevar os valores de frequência natural, foram reforçadas as regiões críticas dos três primeiros modos de vibração. Os modos 2 e 3 constam no Apêndice B.

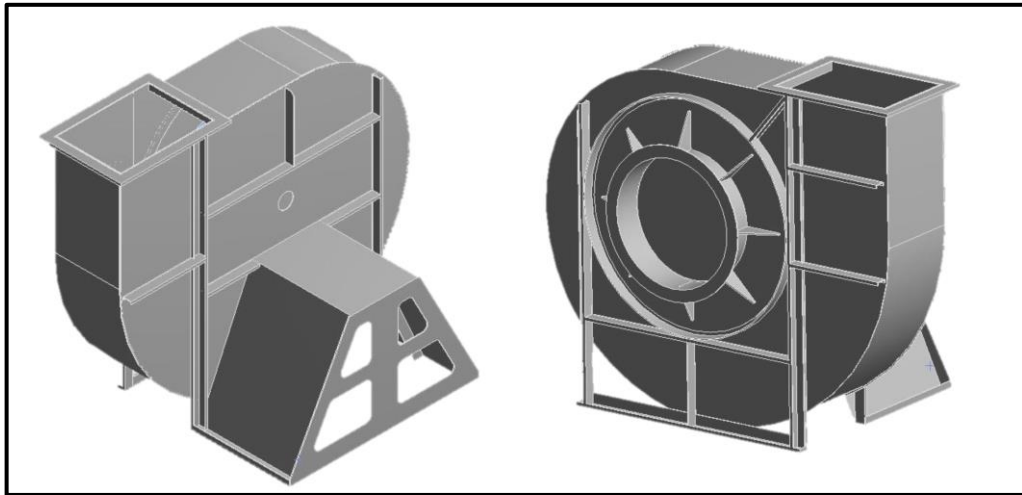
Figura 31: Primeiro modo de vibração - modelo A - 44,614 Hz.



Fonte: O autor (2018).

Em uma nova iteração, gerando o Modelo B, a espessura da tampa traseira foi passada para 4,76 mm e feitos quatro rasgos para alívio de massa. Na região crítica do primeiro modo do modelo A, foram adicionados dois reforços horizontais, conforme Figura 32. A tabela 7, mostra as frequências naturais dos 6 primeiros modos, que demonstram uma ligeira melhora ante ao modelo A, pois os modos dois e três subiram seus valores, enquanto que o primeiro modo se manteve estável.

Figura 32: Modelo B.



Fonte: O autor (2018).

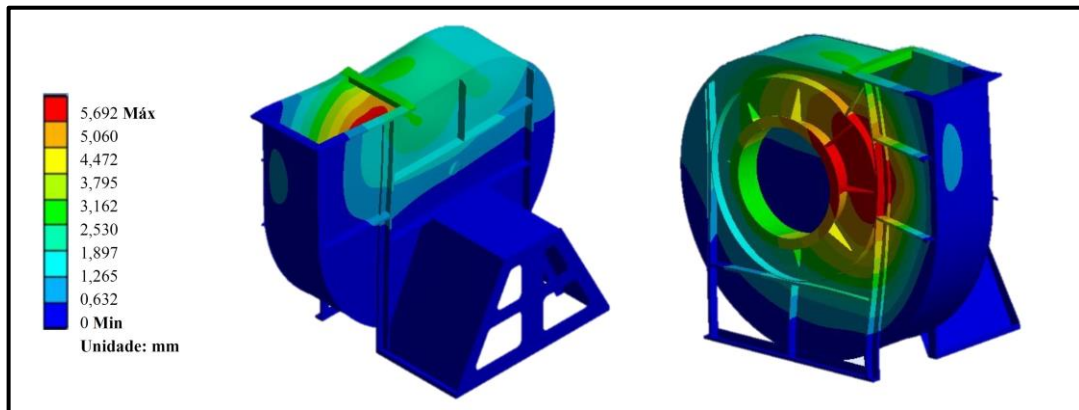
Tabela 7: Modos de vibração - modelo B.

Modo	Frequência (Hz)
1	44,467
2	64,471
3	68,498
4	74,015
5	75,967
6	81,086

Fonte: O autor (2018).

Assim como no modelo A, este tem sua região crítica na lateral aspirante, conforme Figura 33, e deve ser o local de acréscimo de reforços. Os modos 2 e 3 estão ilustrados no Apêndice C.

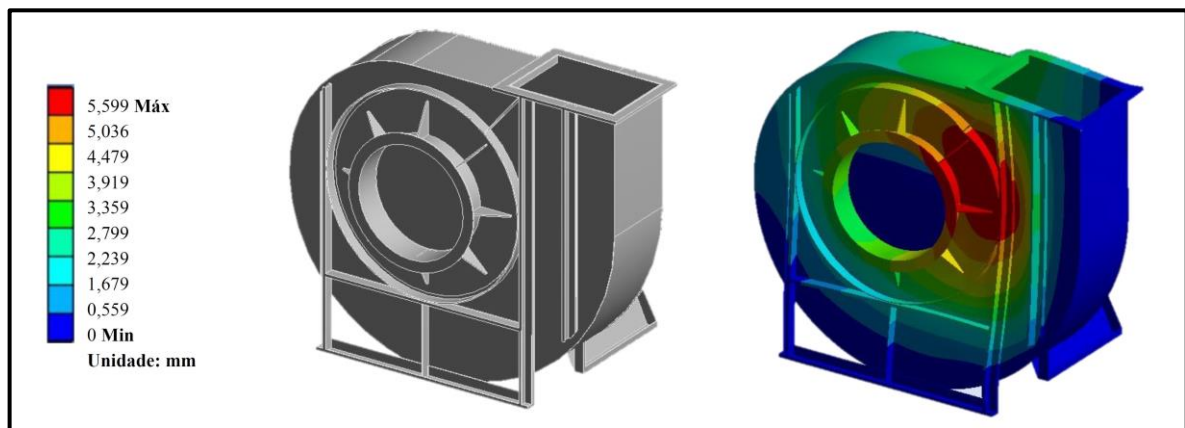
Figura 33: Primeiro modo de vibração - modelo B - 44,467 Hz.



Fonte: O autor (2018).

Para o modelo C, o teste é na região crítica, verificando se esta reduz sua amplitude através do uso de um perfil “C” vertical, conforme Figura 34, que ilustra o primeiro modo, em 45,106 Hz. Na imagem, percebe-se que houve pouca diferença nos valores de amplitude e de frequência em relação ao modelo B, sendo assim, fez-se uma nova melhoria.

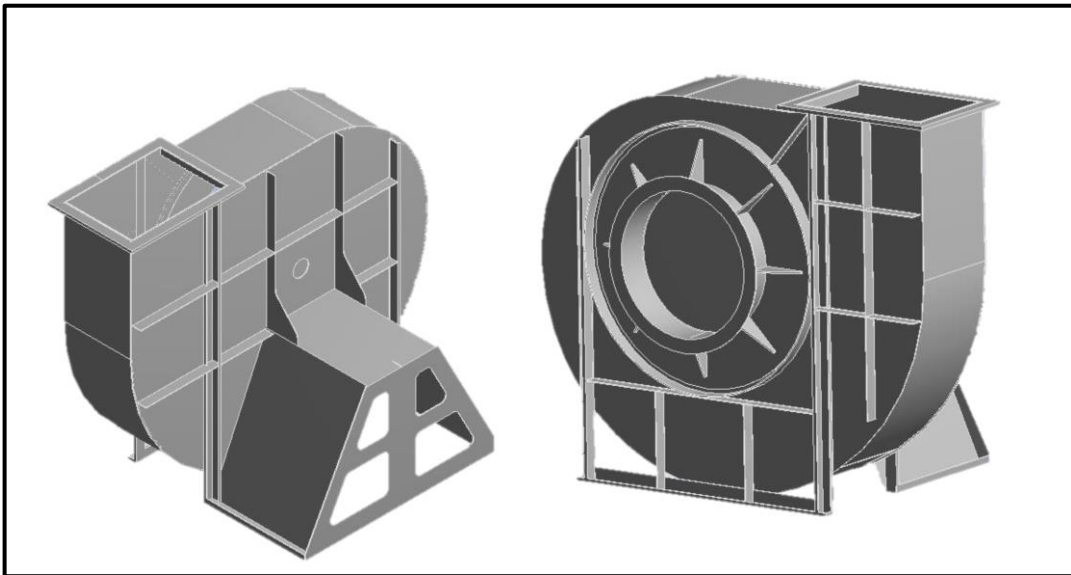
Figura 34: Primeiro modo de vibração - modelo C - 45,106 Hz.



Fonte: O autor (2018).

No modelo D, Figura 35, além de reforçar a região crítica acima ilustrada, foram acrescentados reforços para os locais de instabilidade conforme terceiro modo de vibração do modelo A e também para as regiões dos modos dois e três de vibração do modelo B. Estes estão ilustrados nos Apêndices B e C, respectivamente.

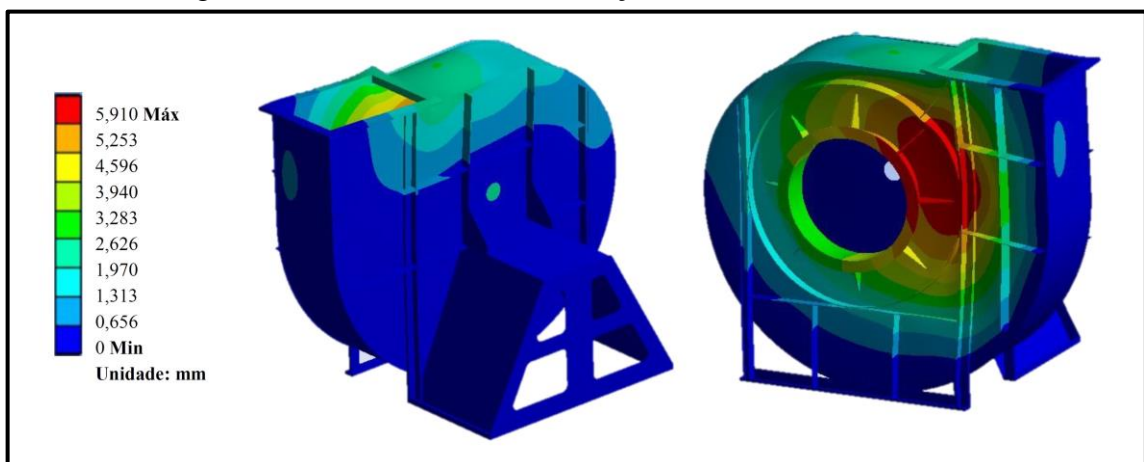
Figura 35: Modelo D.



Fonte: O autor (2018).

A massa do modelo D ficou em 233,5 kg e o valor de frequência do primeiro modo, próximo ao valor do modelo original; já os modos dois e três, tiveram uma alta significativa, o que demonstra que o modelo tende a ter uma resposta menor aos estímulos impostos pelo funcionamento do ventilador, conforme Tabela 8. A amplitude máxima também reduziu para o primeiro modo, ficando em 5,91 mm, conforme Figura 36.

Figura 36: Primeiro modo de vibração - modelo D - 47,385 Hz.



Fonte: O autor (2018).

Tabela 8: Modos de vibração - modelo D.

Modo	Frequência (Hz)
1	47,385
2	74,216
3	78,892
4	91,447
5	99,079
6	104,87

Fonte: O autor (2018).

4.5 DETALHAMENTO E FABRICAÇÃO

A opção de carcaça detalhada, foi o modelo D e o desenho final consta no Apêndice D. As peças seguiram para os centros de trabalho, corte plasma, dobra, calandra; após seguiram para montagem e por último, para solda. Por ser um protótipo, não foi jateado e nem pintado, conforme Figuras 37 e 38. Enquanto que o modelo padrão seguiu as etapas necessárias para comercialização, conforme Apêndice E.

Figura 37: Vista frontal modelo D.



Fonte: O autor (2018).

Figura 38: Vista traseira do modelo D.



Fonte: O autor (2018).

A próxima etapa, foi montar o motor, acoplar o rotor no eixo e balanceá-lo conforme norma NBR 10082 e procedimentos descritos no Capítulo 2.7 (Figura 39).

Figura 39: Montagem final.



Fonte: O autor (2018).

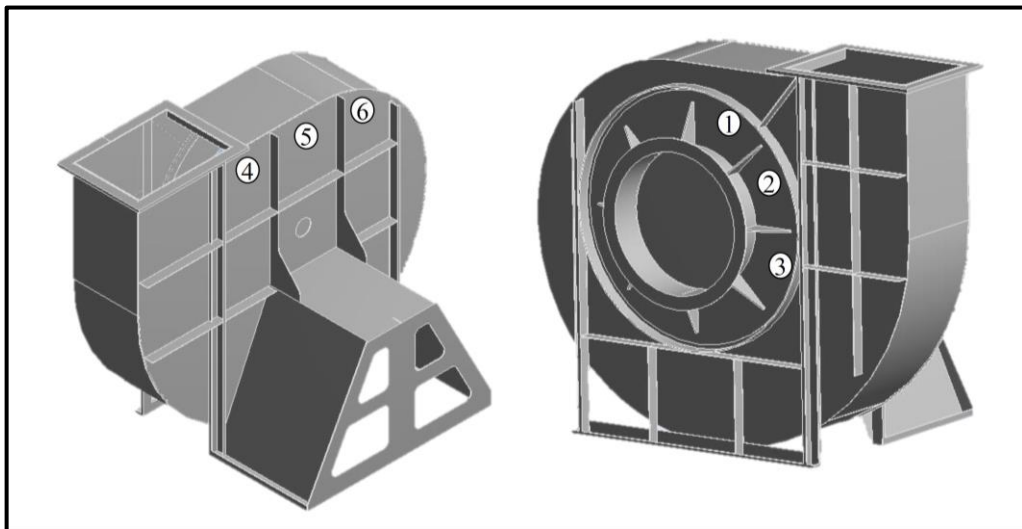
4.6 INSTRUMENTAÇÃO

Com as duas carcaças, rotor e bocal fabricados, balanceamento do rotor concluído, o passo seguinte foi verificar se os níveis de velocidade de vibração reduziram, frente a redução de peso de um modelo para o outro. Nesta etapa, o bocal foi montado junto a carcaça, feitas as ligações elétricas e posto o equipamento para funcionar.

Estando o ventilador fornecendo a vazão de projeto, as medidas foram feitas nos seis pontos destacados na Figura 40, tanto para o modelo D, quanto para o modelo padrão. Em cada um dos pontos, foram tomadas 5 medidas de velocidade de vibração (mm/s rms) e adotado como valor comparativo a média aritmética destas medições, conforme Tabela 9.

O Apêndice F, ilustra a tomada de medidas com o balanceador dinâmico para as regiões indicadas; as quais foram selecionadas com base nos resultados das simulações e são partes do equipamento que se mostraram mais instáveis e suscetíveis a vibração.

Figura 40: Pontos de medição.



Fonte: O autor (2018).

Tabela 9: Medidas de vibração para o modelo D.

Ponto de medição	Medição 1 (mm/s)	Medição 2 (mm/s)	Medição 3 (mm/s)	Medição 4 (mm/s)	Medição 5 (mm/s)	Média (mm/s)	Desvio padrão	Média por região (mm/s)
1	9,10	9,80	13,10	12,00	8,50	10,50	1,965	9,4
2	9,40	8,30	8,20	7,00	7,10	8,00	0,987	
3	9,30	10,60	10,00	9,10	10,00	9,80	0,604	
4	3,45	2,80	2,10	1,60	1,50	2,29	0,827	2,28
5	1,50	3,60	2,60	1,90	1,80	2,28	0,840	
6	3,60	2,70	1,60	1,90	1,70	2,30	0,845	

Fonte: O autor (2018).

As medidas para o modelo padrão constam na Tabela 10.

Tabela 10: Medidas de vibração para o modelo padrão.

Ponto de medição	Medição 1 (mm/s)	Medição 2 (mm/s)	Medição 3 (mm/s)	Medição 4 (mm/s)	Medição 5 (mm/s)	Média (mm/s)	Desvio Padrão	Média por região (mm/s)
1	10,30	10,70	10,60	11,60	12,60	11,16	0,939	10,4
2	13,60	11,70	11,40	10,60	10,80	11,62	1,19	
3	9,40	9,00	8,70	7,90	7,50	8,50	0,784	
4	8,60	5,20	4,50	3,90	5,40	5,52	1,821	5,5
5	6,30	7,50	6,90	5,60	5,00	6,26	0,996	
6	5,60	5,40	4,20	4,30	4,10	4,72	0,719	

Fonte: O autor (2018).

4.7 ANÁLISE DE RESULTADOS

Embasado nos fundamentos teóricos, buscando a redução de peso de equipamentos sem influenciar a integridade de estrutural do mesmo, aplicou-se o método proposto no capítulo 3, onde se obteve uma redução de massa de aproximadamente 12,7%, passando dos estimados 267,50 kg do modelo padrão para 233,50 kg do modelo D. Espessuras indicadas na Tabela 11.

Tabela 11: Espessuras utilizadas.

Componentes	Modelo Padrão (mm)	Modelo D (mm)
Laterais e voluta	3,00	3,00
Reforços frontais/traseiros	6,35	3,00
Base do motor	6,35	4,76

Fonte: O autor (2018).

Tomando os valores encontrados em simulação do modelo padrão, de amplitude máxima de 7,02 mm e primeiro modo de vibração em frequência de 49,33 Hz; e respectivamente 5,91 mm e 47,38 Hz para o modelo D e, posteriormente, aplicando-os na carta do Anexo C para encontrar a velocidade de vibração em ressonância teórica, vê-se que há uma significativa redução de 2,00 m/s para aproximadamente 1,50 m/s entre os modelos.

Corroborando os resultados da análise modal, os testes com o balanceador dinâmico, mostraram que, de fato, para a região mais distante do engaste, nos pontos 4, 5 e 6, houve uma significativa redução dos níveis de vibração; passou da média por região de 5,5 mm/s para aproximadamente 2,28 mm/s, conforme Tabelas 9 e 10.

Na região mais crítica do ventilador, pontos 1, 2 e 3, os níveis se mostraram próximos entre os modelos, embora as médias do modelo D indiquem valores levemente menores que o modelo padrão, há de se observar que o desvio padrão é maior. Utilizando como parâmetro uma média por região, passou de 10,4 mm/s para 9,5 mm/s, conforme Tabelas 9 e 10.

É importante ressaltar, que espessuras menores, demandam menores comprimento e largura de solda, o que implicou em uma significativa redução de tempo de processo, embora este não fosse o foco.

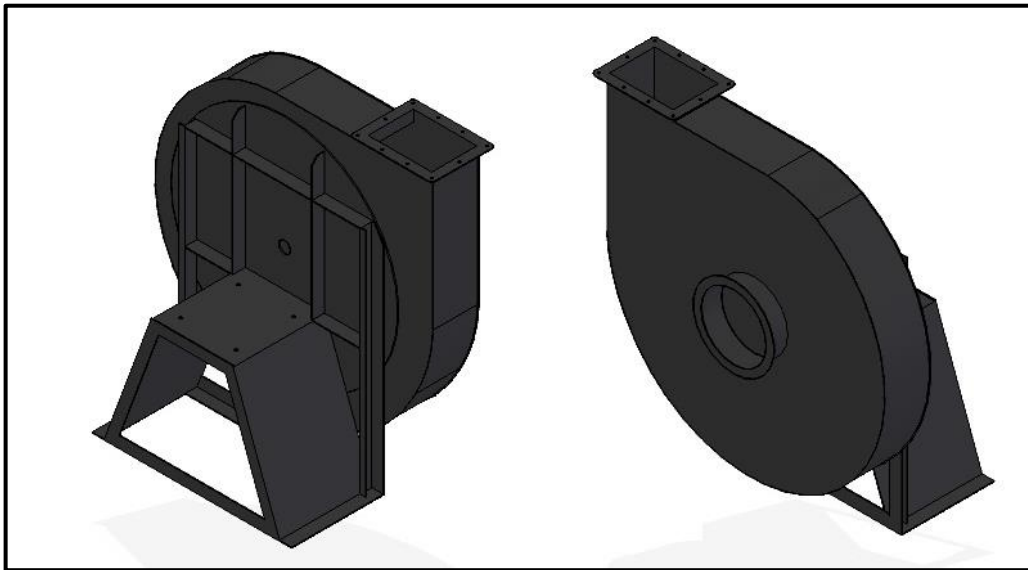
4.8 ESTUDO DE CASO: PROJETO DE SOPRADOR DE ALTA PRESSÃO

O método utilizado para desenvolvimento do modelo D e obtenção de resultados satisfatórios acima expostos, foi replicado para projeto de um soprador de alta pressão (1500 mmH₂O/ 14,7 kPa) e alta rotação (2900 RPM). O conceito inicial deste soprador está ilustrado na Figura 41.

O objetivo principal, foi fazer com que esta carcaça responda o menos possível a vibração, além de aferir o método, comparando velocidades de vibração com o equipamento operando em rotações próximas de frequências naturais, com velocidades de vibração com o equipamento operando em sua rotação nominal. Vale ressaltar, que a força cíclica é função da força centrípeta devido ao desbalanceamento, somada as diversas fontes de vibração descritas no Capítulo 2.5 e que a frequência forçada se aproxima do valor de rotação dividido por 60.

O procedimento de obtenção de dados foi o mesmo já feito, sendo que informações de entrada, calculadas e as forças atuantes estão representadas no Apêndice G.

Figura 41: Conceito do soprador.

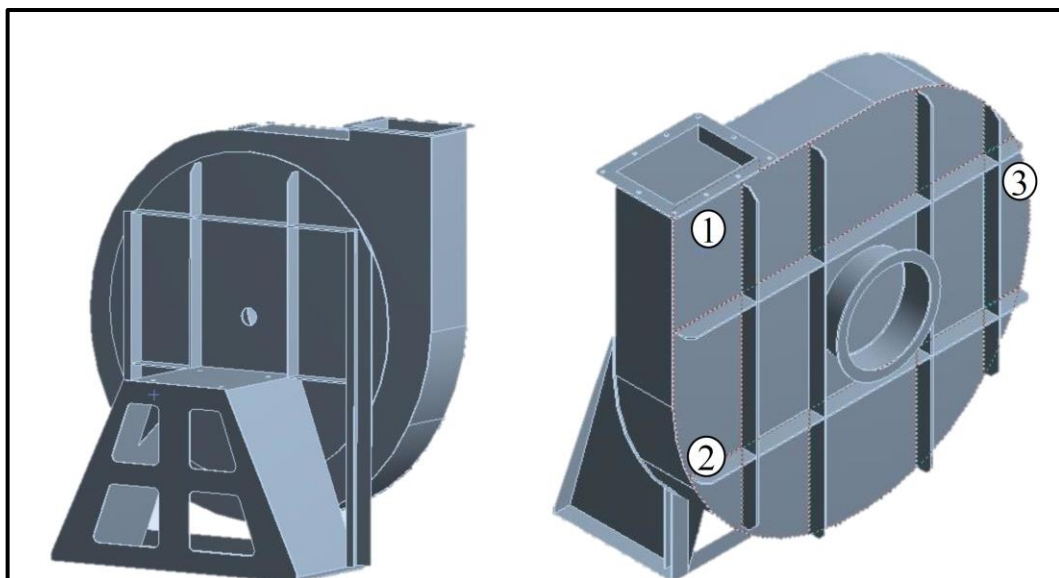


Fonte: O autor (2018).

O melhor resultado para as simulações geradas, está representado na Figura 42, onde buscou-se evitar que áreas do equipamento ficassem suscetíveis a ressonância em valores de frequência próximos do valor nominal de operação.

Os dois primeiros modos de vibração estão ilustrados no Apêndice H. Assim como no caso anterior, os pontos selecionados, são nas regiões de maior instabilidade e estão indicados na Figura 42.

Figura 42: Modelo final - soprador



Fonte: O autor (2018).

Para medição do ponto um, o motor foi operado a 1410 RPM, já na medição dos pontos dois e três, a 2194 RPM. A escolha destas rotações é em função dos valores de frequência natural obtidos na análise modal. Ainda, cada um dos pontos foi medido com o equipamento funcionando na rotação nominal. Estes dados, estão ilustrados nas Tabelas 12 e 13. As imagens referentes ao soprador fabricado e em teste estão no Apêndice I.

Tabela 12: Medição de pontos críticos – Soprador.

Ponto de medição	RPM	Medição 1 (mm/s)	Medição 2 (mm/s)	Medição 3 (mm/s)	Medição 4 (mm/s)	Medição 5 (mm/s)	Média (mm/s)	Desvio padrão
1	1410	5,20	5,00	5,80	5,10	6,20	5,46	0,52
2	1410	12,00	12,90	13,00	13,10	13,20	12,84	0,48
3	2194	8,50	9,50	8,70	9,10	8,50	8,86	0,430

Fonte: O autor (2018).

Tabela 13: Medições dos pontos operando a 2900 RPM.

Ponto de medição	Medição 1 (mm/s)	Medição 2 (mm/s)	Medição 3 (mm/s)	Medição 4 (mm/s)	Medição 5 (mm/s)	Média (mm/s)	Desvio padrão
1	3,60	3,70	3,50	3,60	4,00	3,68	0,16
2	2,60	2,90	2,80	3,20	3,00	2,90	0,22
3	4,00	4,10	4,20	4,50	4,80	4,32	0,320

Fonte: O autor (2018).

Através deste experimento, é possível verificar que há coerência entre os resultados das análises por elementos finitos e as medições. Na Tabela 12, onde foram aferidos os pontos em que o ventilador entra em ressonância, os valores médios de vibração chegam a ser mais de quatro vezes o valor médio da Tabela 13, como no caso do ponto dois. Embora, existam diversas fontes de vibração, a carcaça do soprador mostrou responder majoritariamente a influência da vibração causada pelo desbalanceamento, visto que os maiores valores de resposta a vibração, ocorreram em rotações equivalentes as frequências naturais indicadas pela análise modal.

5 CONCLUSÃO

A principal motivação para execução deste trabalho, foi desenvolver um método para projeto de carcaças de ventiladores radiais, em que estas fossem coerentes com os esforços aos quais estão sob influência. Sabe-se que as cargas estáticas costumam ser de baixa magnitude e para tanto, as análises modais indicaram como tais conjuntos se comportam frente às vibrações.

O método aplicado sobre um produto já existente, permitiu uma redução de peso na casa de 12%, e contrariando o conhecimento empírico de que, menos peso é igual a maior suscetibilidade à vibração, melhorou sua resposta aos estímulos sofridos, tendo reduzido sua velocidade de vibração pela metade em algumas regiões.

Além da menor demanda por matéria prima, um equipamento mais leve, implica uma maior facilidade de movimentação do conjunto, conseqüentemente, reduzindo tempo de processos de montagem e solda em que é necessário virar a peça em diversos ângulos. As menores espessuras de material utilizadas, permitem também que os cordões de solda tenham menores larguras, o que contribui para um tempo de processo ainda menor.

Através do estudo de caso, foi confirmada a aplicabilidade do método, pois este permitiu o desenvolvimento de um equipamento de alta rotação, sem o uso de altas espessuras e com resultados satisfatórios no tocante a resposta a vibração pelo conjunto mecânico. Ainda, foi possível aferir as análises modais por elementos finitos e comprovar que estas podem de fato ocorrer em função da rotação de operação do equipamento.

Como sugestão de futuros trabalhos, seria interessante que se fizesse um estudo a fim de averiguar qual a resistência à fadiga das soldas, localizadas nas regiões críticas do ventilador, identificadas pelas análises modais.

REFERÊNCIAS

ANSI/AMCA Standart 204-05 : Balance quality and vibration levels for fans. Illinois: Air Movement And Control Association International, 2012. 25 p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 10082: Ensaio não destrutivo - Análise de vibrações - Avaliação da vibração mecânica de máquinas com velocidades de operação de 600 rpm a 15 000 rpm**. São Paulo, p. 9. 2011.

ARCO-VERDE, Melquesedeque Melo. **Identificação de falhas em sistemas rotativos empregando técnicas não-lineares**. 2008. 135 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia mecânica) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2008.

BELL, R; BENHAM, P. P. Theoretical and experimental stress analyses of centrifugal fan impellers. **The Journal of Strain Analysis for Engineering design**, vol. 13, n.3, 1978.

BHOPE, D. V; PADOLE, P.M. Experimental and theoretical analysis of stresses, noise and flow in centrifugal fan impeller. **Mechanism and Machine Theory**, vol. 39, p.1257-1271, Dec. 2004.

BLEIER, Frank. **Fan Handbook**: Selection, application and design. 1. ed. Estados Unidos: The McGraw-Hill Companies Inc., 1997.405 p.

CONTROLLING airborne contaminants at work: A guide to local exhaust ventilation. 3. ed. Reino Unido: Williams Lea Tag, 2017. 111 p.

DHANAPAL, T.; BASKARAN, M. Theoretical analysis of stress in a centrifugal fan impeller. **International Journal Of Software & Hardware Research In Engineering**. Tamilnadu, p. 202-206. abr. 2014.

FOX, Robert W.; PRITCHARD, Philip J.; MCDONALD, Alan T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 7. ed. Rio de Janeiro, RJ: Grupo Editora Nacional, 2010. 710 p. Tradução: Ricardo Nicolau Nassar Koury e Luiz Machado.

GROEHS, Ademar Gilberto. **Mecânica Vibratória**. 2. ed. São Leopoldo: Editora Unisinos, 2001. 650 p.

GUIMARÃES, Luis Miguel da Silva. **Diagnóstico de avaria em bombas e ventiladores por análise de vibrações e equilibragem em estaleiro pelo método dos coeficientes de influência** . [2011]. 139 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia)- Faculdade de engenharia da Universidade do Porto, Porto, 2011.

HENN, Érico Antônio Lopes. **Máquinas de Fluido**. 2. ed. Santa Maria, RS: Editora da UFSM, 2006. 476 p.

JORGENSEN, R. **Fan Engineering**. 9 ed. Buffalo, New York: Howden Buffalo, Inc.: 1999.

MACINTYRE, Archibald Joseph. **Ventilação Industrial e Controle da Poluição**. 2 ed. Rio de Janeiro, RJ: Editora LTC, 1990.

MARÇAL, Rui. **Um método para detectar falhas incipientes em máquinas rotativas**. 2000. 124 f. Dissertação (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2000.

NIOSH, Hughes *et al.* (Org.). **Industrial Ventilation: A manual of recommended practice**. 23. ed. Estados Unidos: American Conference Of Governmental Industrial Hygienists, 1998. 514 p.

RAO, Singiresu. **Vibrações Mecânicas** . 4. ed. São Paulo: Editora Pearson Education, 2009. 295 p.

ODYJAS, P; RUSINSKI, E; MOCZKO P; PIETRUSIAK, D. Investigation of vibrations of a main centrifugal fan used in mine ventilation. **Archives of civil and mechanical engineering**. Wroclaw, p. 569-579.out. 2013.

SILVA, J.G.; SOEIRO, F.J.; TRIGUEIRO, G.S.; ROBERTO, A.R.; **Análise Estrutural de Chassis de Veículos Pesados com Base no emprego do programa Ansys**. Cobenge, Rio de Janeiro, 2001.

SOTELO JR., José; FRANÇA, Luis Novaes Ferreira. **Introdução às Vibrações Mecânicas**. 1. ed. São Paulo: Editora Edgard Blucher, 2006. 168 p.

SOUSA, T. L. C. D. **Análise estrutural estática e dinâmica de ventilador industrial**, 2011. 79 f. Dissertação (Graduação em Engenharia Mecânica) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2011.

SCHWARZ, B. J.; RICHARDSON, M. H.; **Experimental Modal Analysis**. CSI Reliability Week, Orlando, 1999.

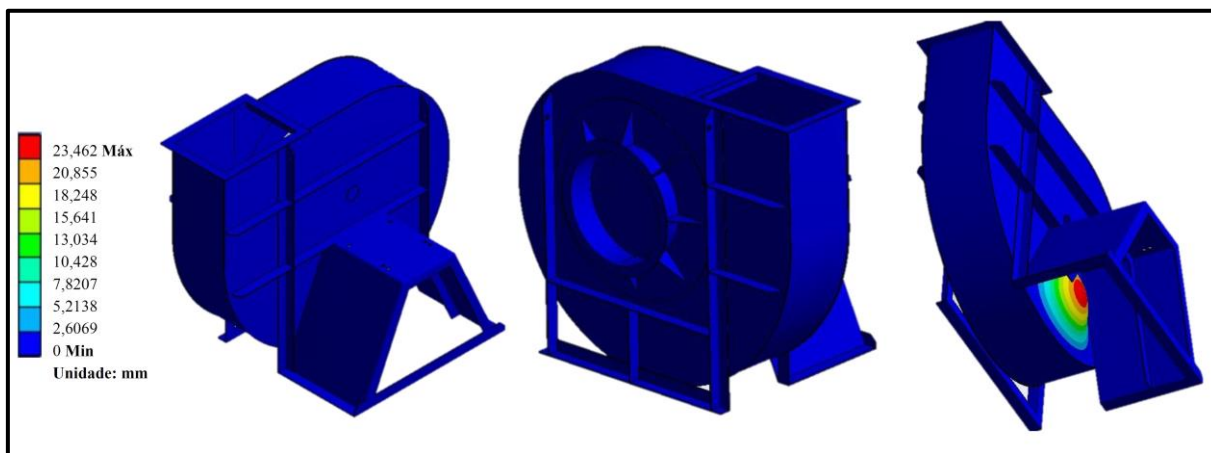
TEKNIKAO INDUSTRIA E COMÉRCIO. **Manual NK600**. Disponível em: < www.teknikao.com.br >. Acesso em 29 jun. de 2018.

TEDESECHI, Pablo. **Proyeto de Máquinas** . 2. ed. Buenos Aires: Editorial Universitária de Buenos Aires, 1977. 628 p.

XIE, Y. M; STEVEN, G. P. **Evolutionary Structural Optimization**. 1. ed. Londres: Springer-Verlag London Limited, 1997. 188 p.

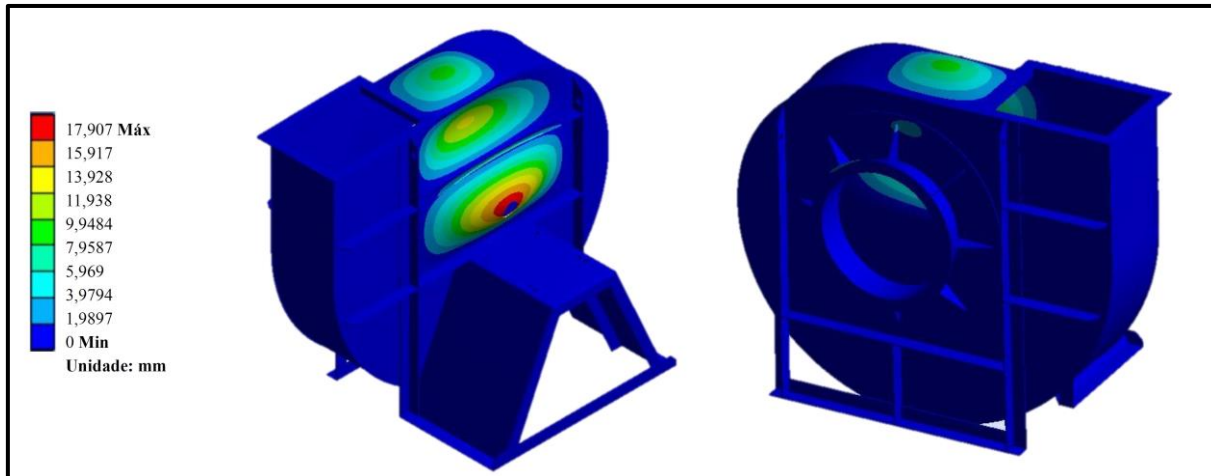
APÊNDICE A – MODOS 2 E 3 DE VIBRAÇÃO - MODELO PADRÃO

Segundo modo de vibração do modelo padrão; 60,383 Hz.



Fonte: O autor (2018).

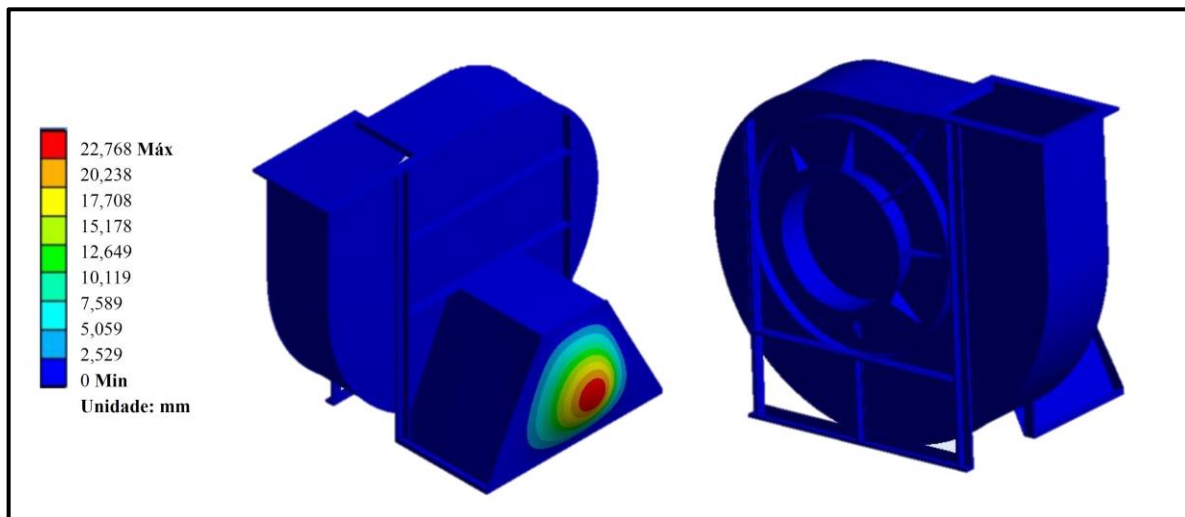
Terceiro modo de vibração do modelo padrão; 75,974 Hz.



Fonte: O autor (2018).

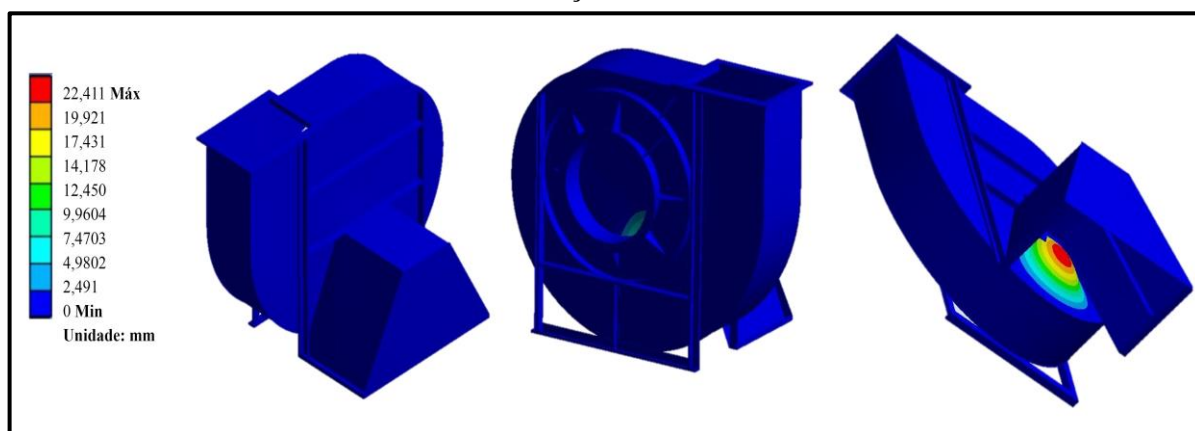
APÊNDICE B – MODOS 2 E 3 DE VIBRAÇÃO DO MODELO A

Segundo modo de vibração do modelo A; 53,784 Hz.



Fonte: O autor (2018).

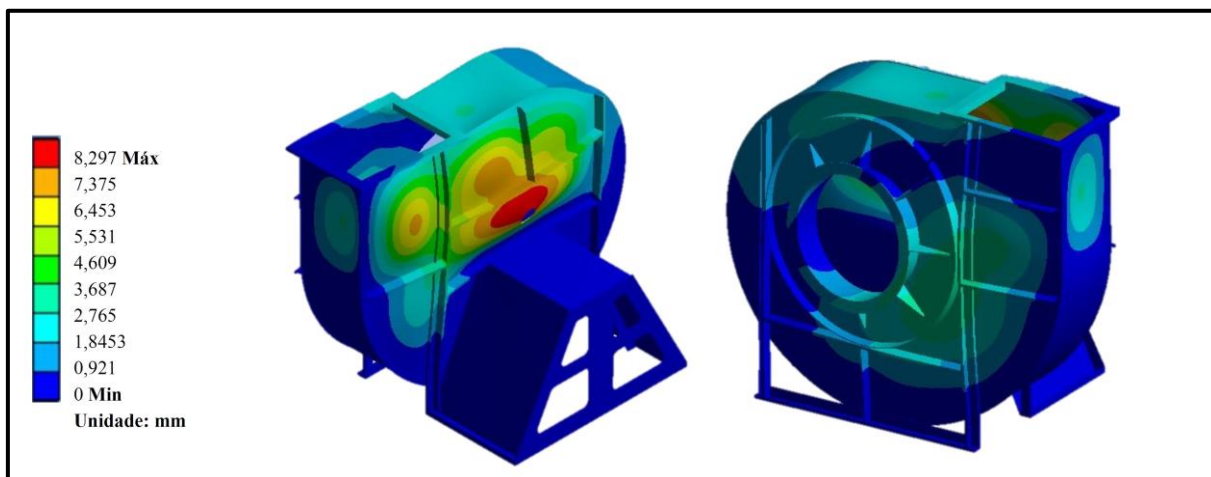
Terceiro modo de vibração do modelo A; 58,796 Hz.



Fonte: O autor (2018).

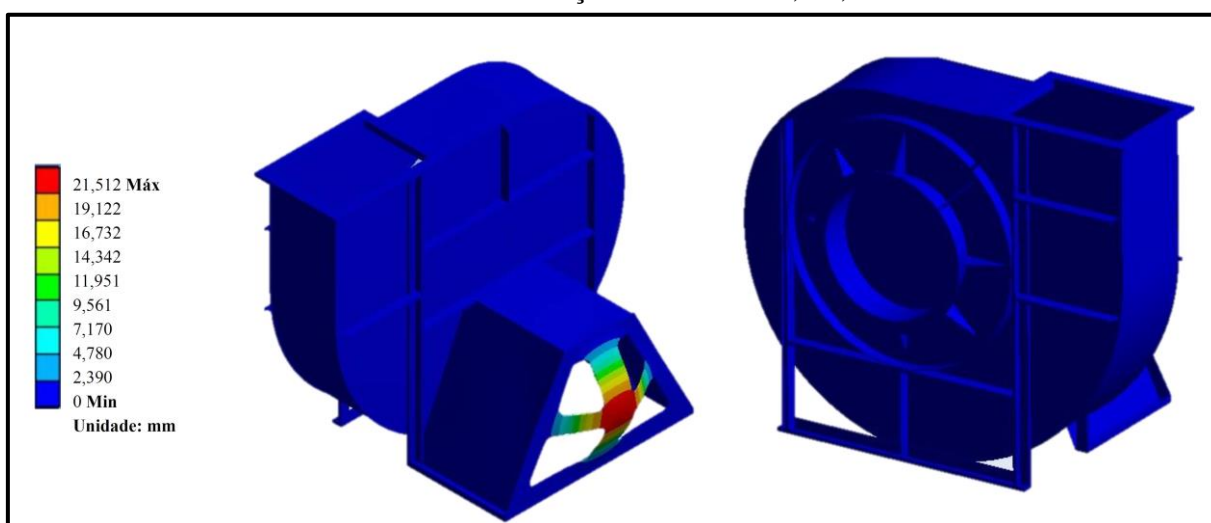
APÊNDICE C – MODOS 2 E 3 DE VIBRAÇÃO DO MODELO B

Segundo modo de vibração do modelo B; 64,471 Hz.



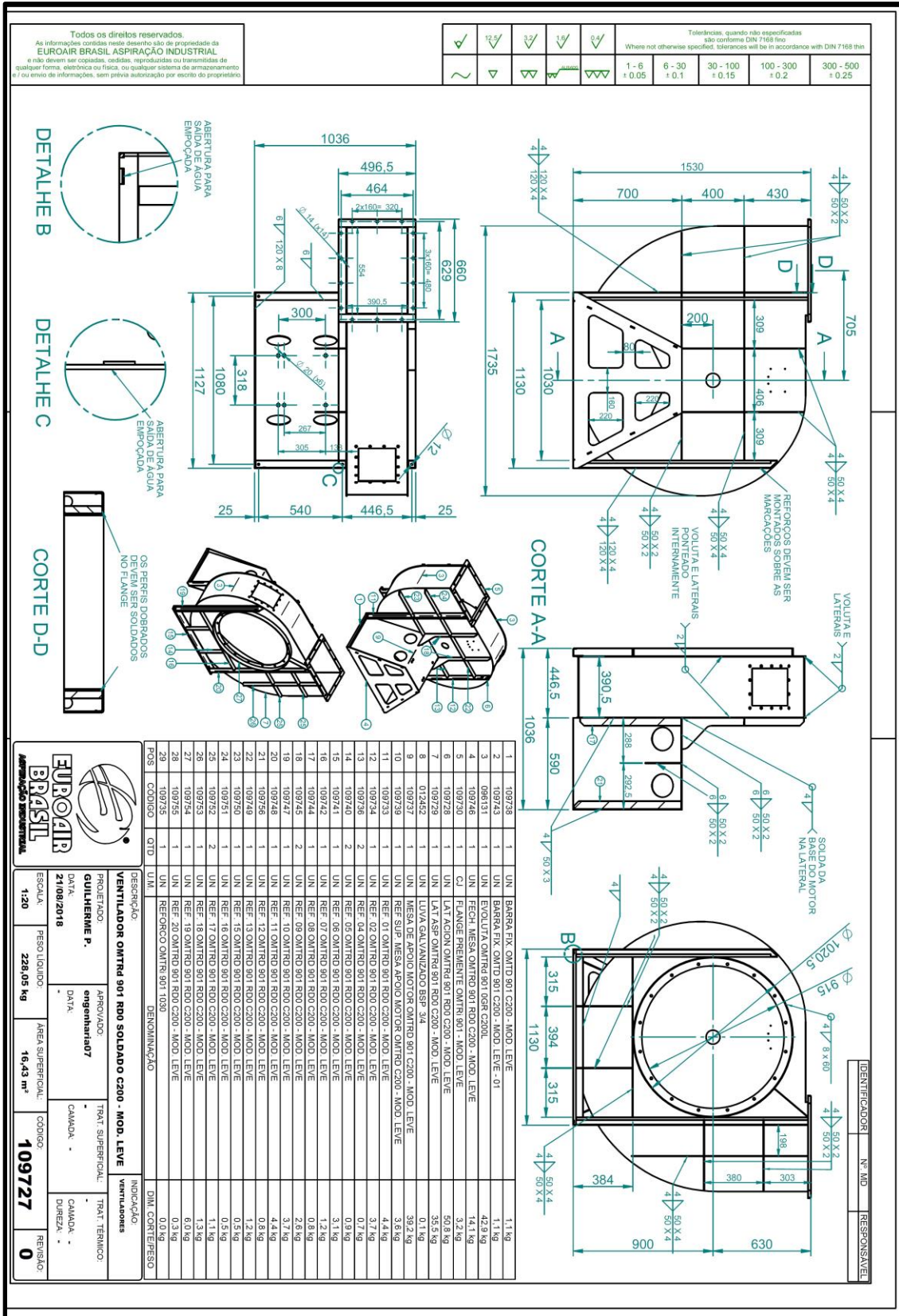
Fonte: O autor (2018).

Terceiro modo de vibração do modelo B; 68,498 Hz.



Fonte: O autor (2018).

APÊNDICE D – DETALHAMENTO DO MODELO D.



POS	CODIGO	QTD	UN.	DENOMINAÇÃO	UN.	DENOMINAÇÃO	UN.	DENOMINAÇÃO
1	109728	1	UN	BARRA FIX. OMTD 901 C200 - MOD. LEVE	1,1 kg			
2	109743	1	UN	BARRA FIX. OMTD 901 C200 - MOD. LEVE - 01	1,1 kg			
3	098131	1	UN	EVOLUTA OMTD 901 00GR C200L	42,8 kg			
4	109746	1	UN	FECH. MESA OMTD 901 R0D C200 - MOD. LEVE	14,1 kg			
5	109730	1	CJ	FLANGE PRELENTE OMTD 901 - MOD. LEVE	3,2 kg			
6	109728	1	UN	LAT. AÇÃO OMTD 901 R0D C200 - MOD. LEVE	50,8 kg			
7	109728	1	UN	LAT. ASP. OMTD 901 R0D C200 - MOD. LEVE	35,5 kg			
8	012482	1	UN	LUVA GALVANIZADO SSP - 34	0,1 kg			
9	109727	1	UN	MESA DE APOIO MOTOR OMTD 901 C200 - MOD. LEVE	39,2 kg			
10	109728	1	UN	REF. SUP. MESA APOIO MOTOR OMTD 901 C200 - MOD. LEVE	4,4 kg			
11	109728	1	UN	REF. O1 OMTD 901 R0D C200 - MOD. LEVE	3,7 kg			
12	109724	2	UN	REF. O2 OMTD 901 R0D C200 - MOD. LEVE	0,7 kg			
13	109726	2	UN	REF. O3 OMTD 901 R0D C200 - MOD. LEVE	0,7 kg			
14	109743	2	UN	REF. O4 OMTD 901 R0D C200 - MOD. LEVE	0,7 kg			
15	109743	2	UN	REF. O5 OMTD 901 R0D C200 - MOD. LEVE	3,1 kg			
16	109743	2	UN	REF. O6 OMTD 901 R0D C200 - MOD. LEVE	1,8 kg			
17	109743	2	UN	REF. O7 OMTD 901 R0D C200 - MOD. LEVE	0,6 kg			
18	109746	2	UN	REF. O8 OMTD 901 R0D C200 - MOD. LEVE	2,8 kg			
19	109727	1	UN	REF. O9 OMTD 901 R0D C200 - MOD. LEVE	3,7 kg			
20	109726	1	UN	REF. O10 OMTD 901 R0D C200 - MOD. LEVE	4,4 kg			
21	109726	1	UN	REF. O11 OMTD 901 R0D C200 - MOD. LEVE	0,5 kg			
22	109749	1	UN	REF. O12 OMTD 901 R0D C200 - MOD. LEVE	1,2 kg			
23	109720	1	UN	REF. O13 OMTD 901 R0D C200 - MOD. LEVE	0,5 kg			
24	109721	1	UN	REF. O14 OMTD 901 R0D C200 - MOD. LEVE	0,5 kg			
25	109722	2	UN	REF. O15 OMTD 901 R0D C200 - MOD. LEVE	1,1 kg			
26	109723	1	UN	REF. O16 OMTD 901 R0D C200 - MOD. LEVE	1,3 kg			
27	109724	1	UN	REF. O17 OMTD 901 R0D C200 - MOD. LEVE	6,0 kg			
28	109725	1	UN	REF. O18 OMTD 901 R0D C200 - MOD. LEVE	0,3 kg			
29	109725	1	UN	REF. O19 OMTD 901 R0D C200 - MOD. LEVE	0,3 kg			
30	109725	1	UN	REF. O20 OMTD 901 R0D C200 - MOD. LEVE	0,0 kg			

PROJETADO	APROVADO	TRAT. SUPERFICIAL	INDICAÇÃO
GUILHERME P.	engenhariad07	CAMADA -	VENTILADORES
DATA:	DATA:	CAMADA -	TRAT. TÉRMICO:
21/08/2018			

ESCALA:	PESO LÍQUIDO:	ÁREA SUPERFICIAL:	CODIGO:	REVISÃO:
1:20	228,05 kg	16,43 m²	109727	0

Fonte: O autor (2018).

APÊNDICE E – MODELO PADRÃO.

Fonte: O autor (2018).

APÊNDICE F – TOMADA DE MEDIDAS.



Fonte: O autor (2018).



Fonte: O autor (2018).

APÊNDICE G – TABELAS DE DADOS DO SOPRADOR

Dados de entrada.

Dados de entrada	valores
Diâmetro de entrada (m ²)	0,32
Largura rotor (m)	0,105
Vazão ventilador (m ³ /h)	5600
Pressão do ventilador (mmH ₂ O)	1500
Diâmetro do rotor (m)	1,00
Massa específica do fluido (kg/m ³)	1,20
Massa do motor (kg)	130,0
Massa do rotor (kg)	75,0

Fonte: O autor (2018).

Dados calculados.

Dados calculados	Valores
Vazão mássica (kg/s)	1,867
Vel. Axial fluido (m/s)	19,34
Vazão nominal (m ³ /s)	1,556
Vazão real (m ³ /s)	1,40
Área de entrada (m ²)	0,0804
Y (J/kg)	12262,5
K _f	0,0684

Fonte: O autor (2018).

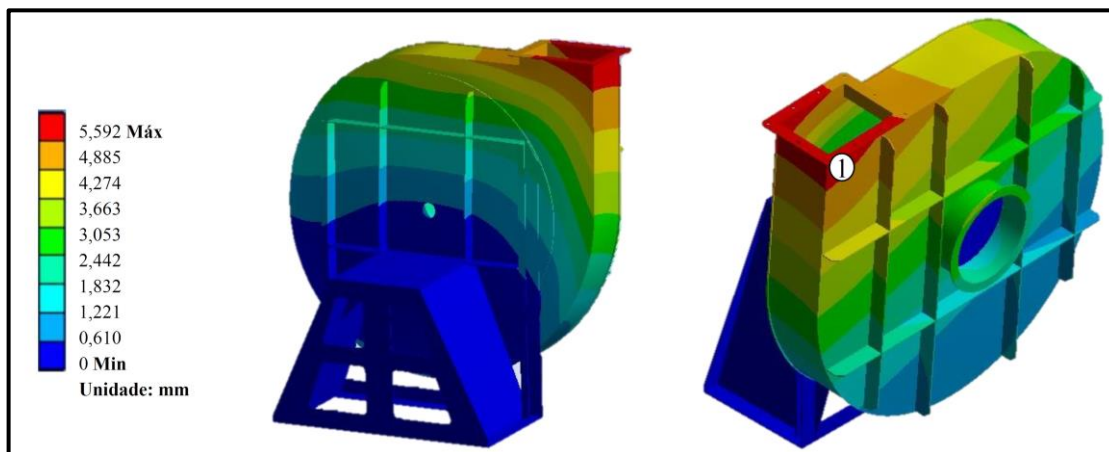
Forças atuantes.

Forças	valores
F _a (N)	11535
F _{a'} (N)	3,7
F _r (N)	105,68
F _{peso} (N)	2011

Fonte: O autor (2018).

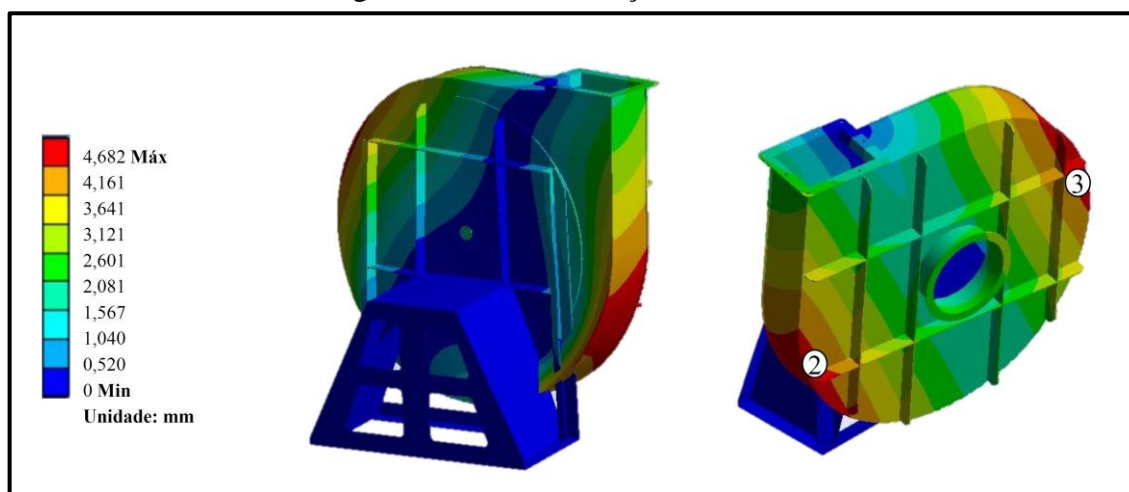
APÊNDICE H – MODOS DE VIBRAÇÃO DO SOPRADOR

Primeiro modo de vibração - 23,504 Hz



Fonte: O autor (2018).

Segundo modo de vibração - 36,565 Hz



Fonte: O autor (2018).

APÊNDICE I – SOPRADOR



Fonte: O autor (2018).



Fonte: O autor (2018).



Fonte: O autor (2018).

ANEXO A – CLASSIFICAÇÃO DE VELOCIDADE DE VIBRAÇÃO

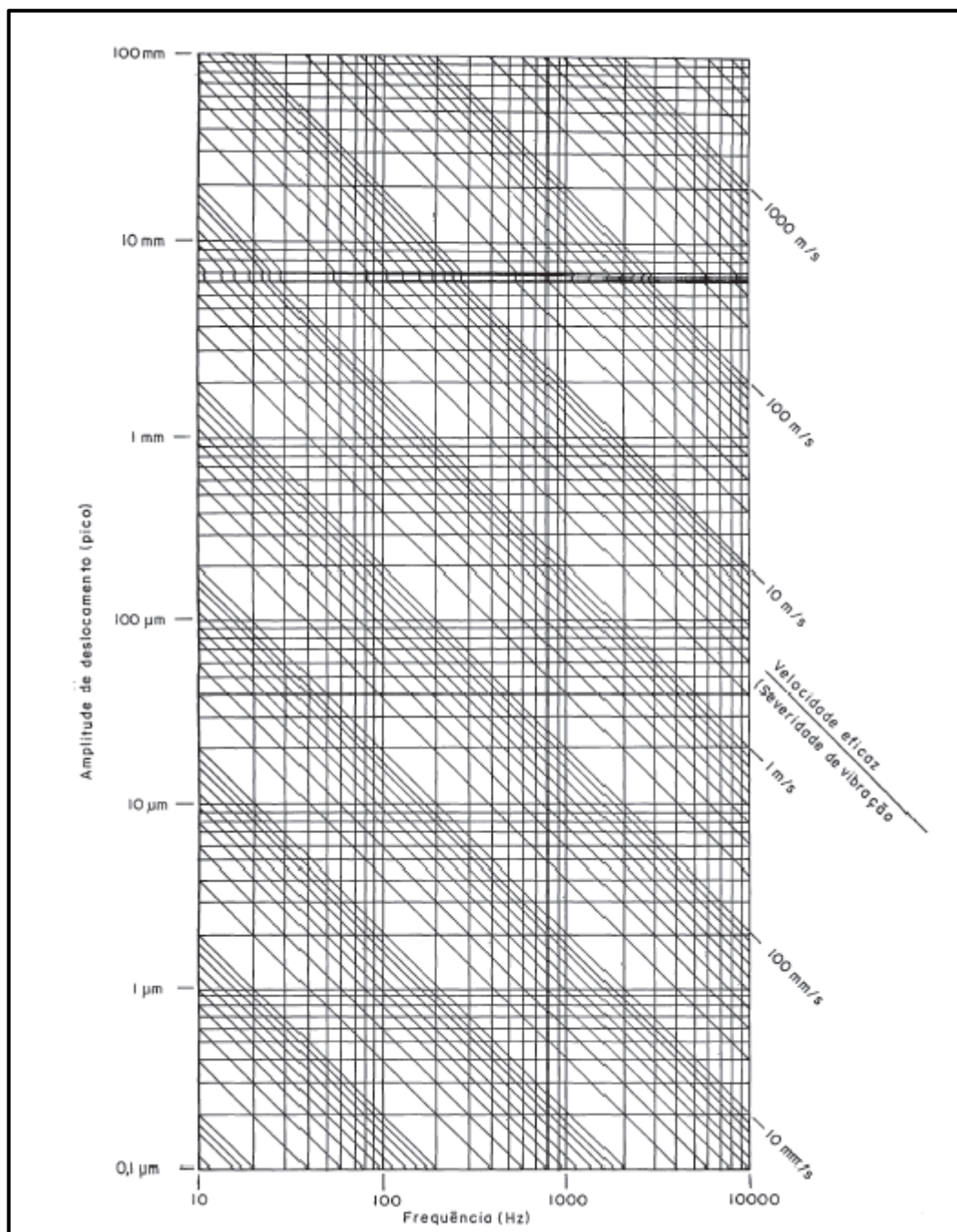
FAIXA DE CLASSIFICAÇÃO	FAIXA DE VELOCIDADE	
	ACIMA DE	ATÉ
0,11	0,071	0,112
0,18	0,112	0,18
0,28	0,18	0,28
0,45	0,28	0,45
0,71	0,45	0,71
1,12	0,71	1,12
1,8	1,12	1,8
2,8	1,8	2,8
4,5	2,8	4,5
7,1	4,5	7,1
11,2	7,1	11,2
18	11,2	18
28	18	28
45	28	45
71	45	71

Fonte: NBR 10082 (2011).

ANEXO B – NÍVEIS DE VIBRAÇÃO POR CLASSE DE MÁQUINA

FAIXA DE SEVERIDADE		CLASSES DE MÁQUINAS			
FAIXA	VELOCIDADE EFETIVA NOS LIMITES DA FAIXA	CLASSE I	CLASSE II	CLASSE III	CLASSE IV
0,28	0,45	A	A	A	A
0,45	0,71				
0,71	1,12				
1,12	1,8	B	B	B	B
1,8	2,8				
2,8	4,5	C	C	C	C
4,5	7,1				
7,1	11,2	D	D	D	D
11,2	18				
18	28				
28	45				
45	71				
71	-				

Fonte: NBR 10082 (2011).

ANEXO C – AMPLITUDE DE PICO, FREQUÊNCIA E VELOCIDADE

Fonte: NBR 10082 (2011).