



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO  
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**RICARDO DE SÁ ALENCAR E MORAES**

**BALANCEAMENTO DE ELETRO-VENTILADOR AUTOMOTIVO**

**Recife  
2017**

**RICARDO DE SÁ ALENCAR E MORAES**

**BALANCEAMENTO DE ELETRO-VENTILADOR AUTOMOTIVO**

Dissertação para apresentação ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como requisito para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Materiais e Fabricação.

Linha de Pesquisa: Desenvolvimento e processamento de materiais aplicados a engenharia.

Orientador: Prof. Dr. Tiago Leite Rolim.



RICARDO DE SÁ ALENCAR E MORAES

“BALANCEAMENTO DE ELETRO-VENTILADOR AUTOMOTIVO”

Dissertação para apresentação ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como requisito para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Materiais e Fabricação.

Linha de Pesquisa: Desenvolvimento e processamento de materiais aplicados a engenharia.

Orientador: Prof. Dr. Tiago Leite Rolim.

Data de aprovação: 15/09/2017.

---

Prof. Dr. Tiago Leite Rolim (Orientador acadêmico)

Universidade Federal de Pernambuco

---

Prof. Dr. José Maria Barbosa (Examinador científico interno)

Universidade Federal de Pernambuco

---

Prof. Dr. José Orlando Silveira Rocha (Examinador científico externo)

Instituto Federal de Pernambuco

## AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, prof. Dr. Tiago Leite Rolim, que confiou em minha capacidade e me guiou durante todo o trabalho.

À prof. Dra. Josete, minha futura sogra, que me ajudou na revisão desta dissertação.

A todos os professores de todas as disciplinas da PPGEM, por dedicarem suas vidas ao desenvolvimento educacional.

Ao meu pai, Heitor (*in memoriam*), que sempre me apoiou.

À minha mãe, Vera, por ter sido paciente em minhas ausências durante os estudos.

Aos meus irmãos, que, com seus espíritos competitivos, fizeram-me sempre seguir em frente.

À minha namorada, Priscila, por sempre me apoiar e se orgulhar de minhas batalhas.

À empresa FCA, que me permitiu participar do mestrado, apoiando-me com os equipamentos e matérias para minhas pesquisas.

Aos meus chefes Marcelo Starling e Nelson Timponi, por permitirem e apoiarem o desenvolvimento deste trabalho.

Aos técnicos Jonathan e David por me ajudarem na confecção da bancada de testes e no desenvolvendo dos experimentos.

Por fim, a todos que contribuíram de forma direta ou indireta para que eu pudesse realizar esta conquista.

## RESUMO

Na solução de um problema de vibração veicular, vinda do eletro-ventilador, foi percebido que realizando o balanceamento estático em uma rotação próxima da velocidade de operação, a amplitude da vibração foi reduzida para um nível aceitável. Feito um mapeamento do nível de desbalanceamento estático, em bancada de teste, com a rotação variando de 1500 até 3400 rpm, com o uso do método de balanceamento pelo coeficiente de influencia, constatou-se que a fase do desbalanceamento variou linearmente com a velocidade e que a amplitude do desbalanceamento reduziu proporcionalmente ao aumento da velocidade. Em testes adicionais realizados no veículo aquecido, para verificar o efeito da temperatura, foi percebido que o comportamento da variação da fase do desbalanceamento não mudou, com relação aos testes de bancada, mas a amplitude do desbalanceamento passou a elevar com o aumento da velocidade. Após equacionar o comportamento do desbalanceamento em bancada e no veículo quente, foi proposta uma modificação do método de balanceamento pelo coeficiente de influencia, de forma a tornar possível balancear o eletro-ventilador em uma temperatura e velocidade diferentes da operacional, ajustando a posição e o valor da massa de balanceamento adicionada ao rotor, de forma a compensar a variação do desbalanceamento. O método modificação foi comparada ao padrão, e sua eficiência foi comprovada pela redução da vibração veicular para níveis toleráveis.

**Palavras-chave:** Balanceamento de rotores flexíveis. Balanceamento de eletro-ventiladores. Desbalanceamento variável.

## ABSTRACT

In the solution of a vehicle vibration problem, coming from the electro-fan, it was realized that by performing static balancing at a speed close to the operating speed, the vibration amplitude was reduced to an acceptable level. A mapping of the static unbalance level in a workbench by setting a variation from 1500 to 3400 rpm using the influence coefficient balancing method showed that the unbalance phase changes linearly with the speed and that the unbalance amplitude reduces in proportion to the increase of speed. In additional tests performed on the heated vehicle, to verify the effect of the temperature, it was noticed that the behavior of the unbalance phase variation did not change, with respect to the tests of bench, but the unbalance amplitude began to rise with the increase of speed. After equate the unbalance behavior on the bench and on the hot vehicle, a modification of the influence coefficient balancing method was proposed, in order to turn possible to balance the electro-fan at a different temperature and speed from the operational one, adjusting the position and the value of the balancing mass added to the rotor, compensating the unbalance variation. The modified method was compared to the standard, and its efficiency was proven by the reduction of vehicular vibration to tolerable levels.

**Keywords:** Flexible Rotor balancing. Balance of electric fans. Variable unbalance.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Sistema de refrigeração.....	14
Figura 2 – Força centrípeta.....	15
Figura 3 – Movimento de precessão de um rotor em balanço.....	17
Figura 4 – Movimentos de precessão.....	18
Figura 5 – Eixo fletido devido ao desbalanceamento.....	19
Figura 6 – Movimento de precessão proximo da velocidade crítica.....	21
Figura 7 – Representação de um sistema que apresenta desbalanceamento estático.....	24
Figura 8 – Representação de um sistema que apresenta um desbalanceamento dinâmico.....	25
Figura 9 – Representação de um sistema que apresenta um desbalanceamento acoplado.....	26
Figura 10 – Representação de um sistema que apresenta um desbalanceamento semi-estático.....	26
Figura 11 – Balanceamento estático.....	28
Figura 12 – Fluxograma da pesquisa.....	32
Figura 13 – Bancada de teste com o eletro-ventilador montado.....	33
Figura 14 – Análise modal da bancada de testes.....	33
Figura 15 – Equipamento de aquisição de dados SCADA Mobile.....	34
Figura 16 – Acelerômetro T356A16.....	34
Figura 17 – Tacômetro ótico.....	35
Figura 18 – Cálculo da fase.....	36
Figura 19 – Deslocamento inicial em função da rotação.....	37
Figura 20 – Fase inicial em função da rotação.....	38
Figura 21 – Deslocamento antes e depois de adicionar a massa conhecida.....	39
Figura 22 – Fase antes e depois de adicionar a massa conhecida.....	39
Figura 23 – Amplitude do desbalanceamento do rotor em função da velocidade de rotação.....	40
Figura 24 – Fase do desbalanceamento do rotor em função da velocidade de rotação.....	40
Figura 25 – Desbalanceamento em 2100 rpm.....	42
Figura 26 – Eletro-ventilador balanceado em 2100 rpm.....	43
Figura 27 – Efeito da mudança de velocidade para 2950 rpm.....	43
Figura 28 – Desbalanceamento operacional em 2950 rpm.....	44
Figura 29 – Taxa de variação do desbalanceamento x ponto inicial da Reta.....	45
Figura 30 – Eletro-ventilador 7 – Fase do desbalanceamento do teste realizado no veículo frio.....	49
Figura 31 – Eletro-ventilador 7 – Amplitude do desbalanceamento do teste realizado no veículo frio.....	50
Figura 32 – Eletro-ventilador 7 – Fase do desbalanceamento do teste realizado no veículo quente.....	51
Figura 33 – Eletro-ventilador 7 – Amplitude do desbalanceamento do teste realizado no veículo quente.....	51
Figura 34 – Comparação do método de balanceamento clássico e o proposto pelo nível de vibração no volante do veículo.....	57

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Letras Latinas

$\dot{A}$	Fasor deslocamento provocado pelo desbalanceamento.
B	Ângulo de atraso entre a direção da força gerada pelo desbalanceamento e o deslocamento do eixo.
$\dot{B}$	Fasor deslocamento provocado pela soma do desbalanceamento do rotor e a massa de teste.
C	Coefficiente de amortecimento do sistema.
d	Flecha de um eixo sobre flexão.
Dc	Desbalanceamento calculado.
E	Módulo de elasticidade.
F	Força.
$F_c$	Força centrípeta.
$F_d$	Força radial gerada por em rotor desbalanceado.
Fdc	Fase do desbalanceamento calculado.
$F_x(t)$	Força que gera o movimento do eixo na direção X em função do tempo.
$F_y(t)$	Força que gera o movimento do eixo na direção Y em função do tempo.
I	Momento de inércia.
K	Temperatura em Kelvin
$K_{ef}$	Rigidez
L	Comprimento.
M	Massa.
r	Raio.
$r(t)$	Soma vetorial dos deslocamentos das direções X e Y.
$\dot{S}$	Fasor da sensibilidade de deflexão do rotor sobre forças.
t	Tempo.
$tpa_n$	Tempo do pico índice n do sinal do deslocamento do acelerômetro.
$tpt_n$	Tempo do pico índice n do sinal analógico do tacômetro.
$tpt_{n+1}$	Tempo do pico índice n+1 do sinal analógico do tacômetro.
$\dot{U}$	Fasor do desbalanceamento do rotor.
Vb	Velocidade de rotação do processo de balanceamento.
Vo	Velocidade de rotação operacional.
$V_t$	Velocidade tangencial.
X	Deslocamento Máximo do sistema massa-mola-amortecedor na direção X.
$x(t)$	Deslocamento do sistema massa-mola-amortecedor na direção X.
$\dot{x}(t)$	Velocidade do sistema massa-mola-amortecedor na direção X.
$\ddot{x}(t)$	Aceleração do sistema massa-mola-amortecedor na direção X.
Y	Deslocamento Máximo do sistema massa-mola-amortecedor na direção Y.
$y(t)$	Deslocamento do sistema massa-mola-amortecedor na direção Y.
$\dot{y}(t)$	Velocidade do sistema massa-mola-amortecedor na direção Y.
$\ddot{y}(t)$	Aceleração do sistema massa-mola-amortecedor na direção Y.
$\dot{W}$	Fasor da massa de teste utilizada durante o balanceamento de rotores.

## Letras Gregas

$\Omega$  Velocidade angular do rotor.

$\Omega_{\text{critico}}$  Velocidade de rotação que gera máxima flexão do eixo.

$\varepsilon$  Excentricidade da massa com relação ao eixo de rotação.

$\dot{\phi}$  Velocidade angular do movimento de precessão.

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>11</b>
<b>1.1</b>	<b>Objetivo geral</b>	<b>12</b>
<b>1.2</b>	<b>Objetivos específicos</b>	<b>12</b>
<b>1.3</b>	<b>Motivação</b>	<b>12</b>
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b>	<b>13</b>
<b>2.1</b>	<b>Eletro-ventiladores</b>	<b>13</b>
2.1.1	Material da hélice	13
2.1.2	Fabricação	14
2.1.3	Aplicação	14
2.1.4	Força centrípeta	15
2.1.5	Movimento de precessão	16
<b>2.2</b>	<b>Balanceamento de rotores flexíveis</b>	<b>22</b>
<b>2.3</b>	<b>Tipos de desbalanceamento de rotores</b>	<b>24</b>
2.3.1	Desbalanceamento estático	24
2.3.2	Desbalanceamento dinâmico	25
2.3.3	Desbalanceamento acoplado	25
2.3.4	Desbalanceamento semi-estático	26
<b>2.4</b>	<b>Principais métodos de balanceamento</b>	<b>27</b>
2.4.1	Método modal	27
2.4.2	Método do coeficiente de influência	27
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA</b>	<b>31</b>
<b>3.1</b>	<b>Escolha do método de balanceamento</b>	<b>31</b>
<b>3.2</b>	<b>Sequência de trabalho</b>	<b>31</b>
<b>3.3</b>	<b>Dados técnicos do eletro-ventilador</b>	<b>32</b>
<b>3.4</b>	<b>Bancada de teste</b>	<b>32</b>
<b>3.5</b>	<b>Aquisição de dados</b>	<b>34</b>
<b>3.6</b>	<b>Processamento de dados</b>	<b>35</b>
3.6.1	Método para o cálculo do nível de vibração	36
3.6.2	Método para cálculo da fase da vibração	36
<b>3.7</b>	<b>Procedimento do teste experimental em bancada</b>	<b>37</b>
<b>3.8</b>	<b>Procedimento do teste realizado a frio no veículo</b>	<b>41</b>
<b>3.9</b>	<b>Procedimento do teste realizado com o veículo na condição quente</b>	<b>41</b>
<b>4</b>	<b>ANÁLISE DOS DADOS EXPERIMENTAIS DE BANCADA</b>	<b>42</b>
<b>4.1</b>	<b>Análise do primeiro teste experimental de bancada</b>	<b>42</b>
<b>4.2</b>	<b>Análise de todos os testes experimentais de bancada</b>	<b>44</b>
<b>4.3</b>	<b>Compensação do efeito da variação da velocidade</b>	<b>47</b>
<b>5</b>	<b>RESULTADO DOS EXPERIMENTAIS FEITOS NO VEÍCULO</b>	<b>49</b>
<b>5.1</b>	<b>Resultado dos testes realizados a frio no veículo</b>	<b>49</b>
<b>5.2</b>	<b>Resultado dos testes realizados a quente no veículo</b>	<b>50</b>
<b>5.3</b>	<b>Efeito da temperatura no desbalanceamento</b>	<b>52</b>
<b>5.4</b>	<b>Compensação do efeito térmico</b>	<b>53</b>
<b>6</b>	<b>MÉTODO DE BALANCEAMENTO MODIFICADO</b>	<b>56</b>
<b>6.1</b>	<b>Variação entre o funcionamento a frio e a quente</b>	<b>56</b>
<b>6.2</b>	<b>Aplicação da compensação do efeito da velocidade e temperatura</b>	<b>56</b>
<b>7</b>	<b>CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA CONTINUIDADE DO TRABALHO</b>	<b>58</b>
<b>7.1</b>	<b>Conclusões</b>	<b>58</b>
<b>7.2</b>	<b>Sugestões</b>	<b>58</b>
	<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>59</b>
	<b>APÊNDICES</b>	<b>62</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Devido ao elevado nível de poluição na atmosfera e a contínua redução da camada de ozônio, o mundo tem se unido na tentativa de diminuir a geração de poluentes em todos os setores industriais. Para reduzir o consumo de máquinas como motores, bombas e ventiladores, uma das técnicas empregadas é a redução do peso de seus componentes móveis com a redução de tamanho e substituição de materiais por outros mais leves. (GUNTER, 1970; CORREIA, 2007; KALSI, 2004).

Rotores estão sendo construídos com eixos de diâmetros menores, materiais mais leves, e sendo utilizados em velocidades cada vez mais elevadas, fazendo com que seu comportamento dinâmico em altas rotações se torne não linear, isso faz com que o método de balanceamento de rotores rígidos se torne não aplicável. (GOSIEWSKI 1984)

Devido ao acelerado desenvolvimento do setor automotivo, o conforto veicular se tornou um fator importante na escolha pelo comprador. Dentre vários equipamentos que geram vibração dentro do veículo, como: motor, ar condicionado, alternador, bomba de água e eletro-ventilador que é responsável por elevar a troca de calor do radiador, pode gerar elevados níveis de vibração na carroceira e no volante, reduzindo o conforto do motorista de forma acentuada. (OICA, 2017).

Eletro-ventiladores são balanceados e esse processo é feito por máquinas sofisticadas que informam ao operador a quantidade de massa e a posição que ela deve ser colocada para melhorar a distribuição de massa radial. A velocidade de rotação utilizada durante o processo nem sempre é a mesma velocidade operacional no veículo. Isso não gera problemas em rotores rígidos, pois seu comportamento é linear em toda faixa de rotação, mas em rotores flexíveis o desbalanceamento deixa de ser uma constante e portanto, varia em função da rotação. (FERREIRA e PAIS, 2013)

Outro fenômeno importante é devido à variação da temperatura, quando o veículo está parado no trânsito, sem a ventilação natural, gerada pelo deslocamento do carro, a temperatura na região do motor pode superar 100°C, enquanto a temperatura ambiente durante o processo de balanceamento em um galpão refrigerado pode ser inferior a 30°C. Considerando um rotor pouco rígido, a diferença entre a temperatura de operação do eletro-ventilador e a de balanceado é superior a 70°C portanto, o comportamento dinâmico do rotor será diferente nas duas situações, de forma que essa variação pode prejudicar a eficiência do balanceamento.

## 1.1 Objetivo geral

Neste trabalho, será proposta uma modificação do método de balanceamento pelo coeficiente de influência, aplicado a rotores flexíveis, com base em dados experimentais do comportamento do desbalanceamento em função da variação de velocidade de rotação e temperatura. Portanto, será possível prever e compensar as variações do desbalanceamento, de forma a garantir que durante a operação, os níveis de vibração estejam dentro dos limites de projeto.

## 1.2 Objetivos específicos

- Construir uma bancada para realização de análise de balanceamento.
- Desenvolver uma metodologia para aquisição dos dados na bancada.
- Analisar o efeito da velocidade de rotação no desbalanceamento do eletro-ventilador.
- Testar o eletro-ventilador no veículo frio.
- Comparar o resultado dos testes de bancada com o resultado do veículo frio.
- Testar o eletro-ventilador no veículo quente.
- Analisar o efeito da temperatura no desbalanceamento.
- Comparar o resultado dos testes de bancada com o resultado do veículo quente.
- Propor uma modificação no método de balanceamento usado.
- Testar a modificação do método.

## 1.3 Motivação

Durante o desenvolvimento de um dos veículos da Fabrica da Jeep em Goiana, foi percebido que quando o eletro-ventilador estava em funcionamento, o nível de vibração no volante excedia o limite de projeto. Foi feito o balanceamento do ventilador e a vibração foi reduzida a um nível tolerável. Ao comparar a metodologia de balanceamento usada pelo fornecedor e pela Jeep, foi percebido que a velocidade de rotação usada durante o processo de balanceamento do fabricante era muito inferior à velocidade de operação usada no balanceamento em laboratório. A partir desta constatação, foi dado início a essa pesquisa para entender o efeito da velocidade no desbalanceamento.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Quando rotores funcionam em velocidades de rotação superiores a 70 % da velocidade crítica, também chamada de primeira frequência natural, seu comportamento dinâmico muda, pois os níveis de vibração gerados pelo desbalanceamento farão com que o eixo flexione, portanto, deixam de ser considerados rotores rígidos e passam a ser considerados de flexíveis. (RIEGER, 1986)

Neste capítulo, será apresentada uma revisão teórica dos conceitos fundamentais para melhor compreensão acerca de balanceamento e desbalanceamento de rotores flexíveis e os demais aspectos relevantes do cenário no qual o presente trabalho encontra-se inserido.

Inicialmente serão apresentados o rotor alvo da pesquisa, o eletro-ventilador veicular, seus componentes, materiais, método de fabricação e as informações operacionais. Em seguida serão abordados o efeito prático e teórico do desbalanceamento, seus modelos e por fim, os métodos clássicos de balanceamento.

### 2.1 Eletro-ventiladores

Formado por uma hélice presa ao eixo de um motor elétrico, é responsável por elevar o fluxo de ar para a redução da temperatura do fluido de arrefecimento do veículo.

#### 2.1.1 Material da hélice

Hélices, dependendo das condições de aplicação, podem ser construídas em diversos materiais, como: madeira, tecido, nylon, aço, alumínio, polímero. Atualmente, o material mais utilizado em eletro-ventilador é o polímero reforçado com fibra de vidro (CLEZAR e NOGUEIRA, 1999).

Devido à tendência de redução de peso de componentes móveis, os polímeros reforçados com fibra de vidro têm sido usados com frequência, pois possuem resistência mecânica e módulo específico elevados, sendo formados por materiais com baixo peso específico, tanto na matriz quanto na fibra (CALLISTER, 2012).

A principal função do reforço de fibra de vidro é elevar a resistência ao longo do comprimento da fibra e proporcionar força e rigidez em uma direção. Os polímeros reforçados com fibra de vidro representam uma classe de materiais que se enquadra nos compósitos, que consistem em dois ou mais materiais que mantêm suas respectivas características químicas e físicas quando combinados. Suas principais características são: bom isolamento térmico e elétrico, boa resistência a calor e baixo custo.

### 2.1.2 Fabricação

Na indústria automotiva, muitos componentes são fabricados pelo processo de moldagem por injeção de plástico, devido ao baixo custo e baixo peso. De acordo com (COTA, 2008), as hélices do eletro-ventilador são produzidas por esse processo, e possuem uma adição de fibra variável em sua composição com concentração que depende do grau de solicitação da peça, sendo geralmente compostas de um polímero reforçado com uma concentração de fibra de vidro entre 20 e 30%.

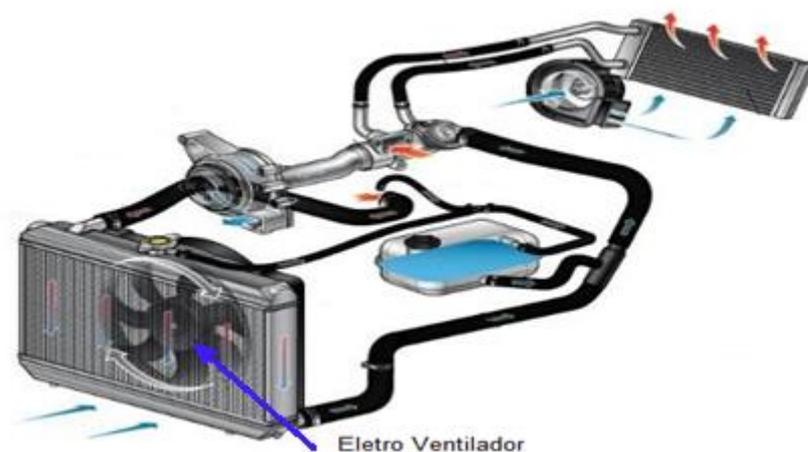
Um grande problema desse processo de fabricação, é que após ser retirado da matriz de injeção, o plástico sofre deformações devido à variação de temperatura e a absorção de umidade, o que pode causar desbalanceamento. Normalmente, esse fenômeno pode ser contornado, com uso de moldes projetados para compensar essa variação dimensional.

### 2.1.3 Aplicação

Em veículos automotores, existem dois sistemas de refrigeração, o arrefecimento do motor, que garante que ele funcione dentro da temperatura de projeto e o sistema de refrigeração do ar-condicionado, que garante o conforto interno do veículo.

Existem duas velocidades de funcionamento do eletro-ventilador. Quando a temperatura do fluido de arrefecimento do motor é inferior a  $92^{\circ}\text{C}$ , o eletro-ventilador funciona a 1500 rpm, caso a temperatura supere esse valor, a velocidade será 2950 rpm.

A Figura 1 mostra uma simplificação de um sistema de refrigeração veicular, e nele é apontado o eletro-ventilador, objeto de avaliação deste trabalho.

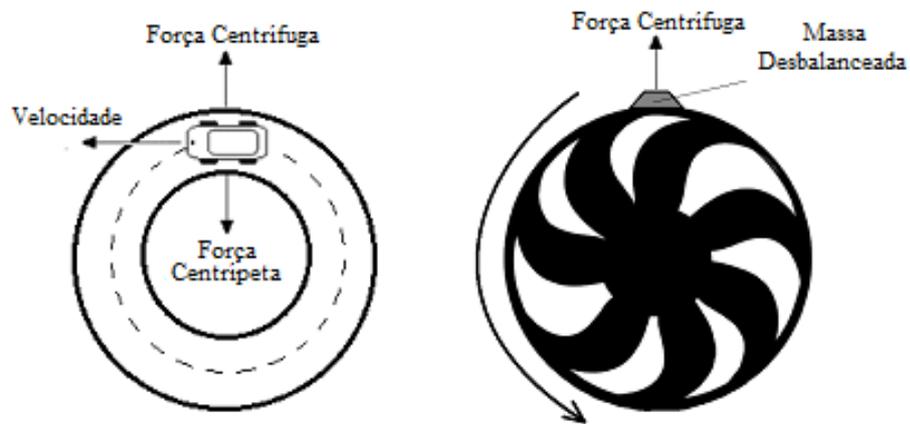


**Figura 1** – Sistema de refrigeração.

**Fonte:** <http://www.sempreautomotiva.com.br/servicos.php>. Acesso em: 07 julho. 2016.

### 2.1.4 Força centrípeta

Ao ser realizada uma curva dentro de um veículo, é possível sentir que uma força está empurrando-o para fora da curva, essa força imaginária é chamada de força centrífuga. Esse fenômeno ocorre, pois é necessário exercer uma força normal ao vetor velocidade, para mudar a direção do movimento, essa força é chamada de força centrípeta, como pode ser visto na Figura 2 (BOZOLAN, 2015).



**Figura 2** – Força centrípeta.

**Fonte:** Autoria própria.

Em um movimento circular simples, a Força centrípeta,  $F_c$ , pode ser calculada como:

$$F_c = \frac{M \cdot V_t^2}{r} \left( \frac{km \cdot (\frac{m}{s})^2}{m} \right) \quad (2.1)$$

Onde:

$F_c$  = Força centrípeta.

$M$  = Massa.

$V_t$  = Velocidade tangencial.

$r$  = Raio.

A velocidade tangencial também pode ser representada por

$$V_t = \Omega \cdot r \text{ (rad} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m)} \quad (2.2)$$

Onde:

$\Omega$  = Velocidade angular do veículo.

Substituindo 2.2 em 2.1:

$$F_c = M \cdot r \cdot \Omega^2 \text{ (Kg} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^2 \cdot \text{s}^{-2}\text{)} \quad (2.3)$$

Essa é a força exercida por uma massa girando em torno de um ponto, ela varia linearmente com a massa e quadraticamente com a velocidade de rotação. De forma similar, um rotor com uma massa desbalanceada, exerce uma força sobre o eixo de rotação, da mesma forma que uma massa em movimento de rotação.

Assim como na expressão matemática 2.3, a força exercida por um rotor desbalanceado pode ser escrita como:

$$F_d = M \cdot \varepsilon \cdot \Omega^2 \text{ (Kg} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^2 \cdot \text{s}^{-2}\text{)} \quad (2.4)$$

Onde:

$F_d$  = Força radial gerada por um rotor desbalanceado.

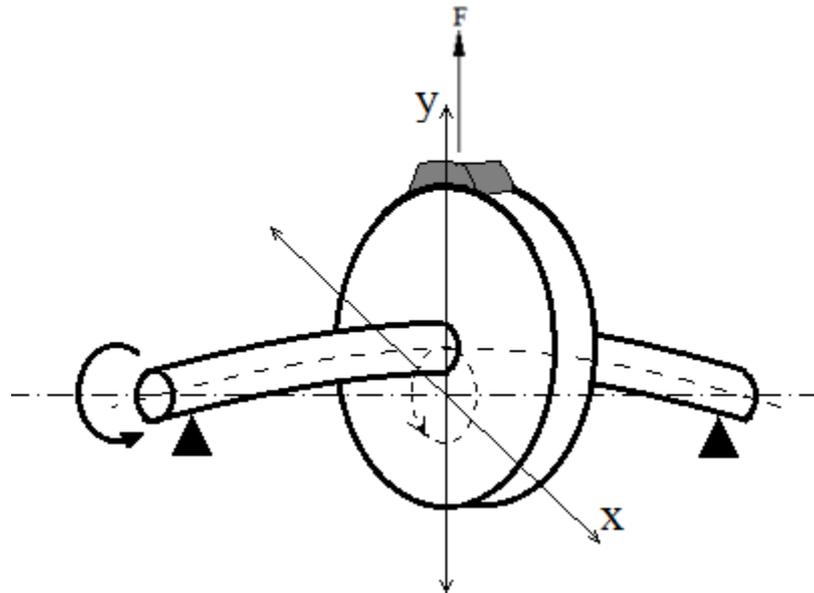
$M$  = Massa do rotor.

$\varepsilon$  = Excentricidade do centro de massa com o eixo de rotação.

$\Omega$  = Velocidade angular do rotor.

### 2.1.5 Movimento de precessão

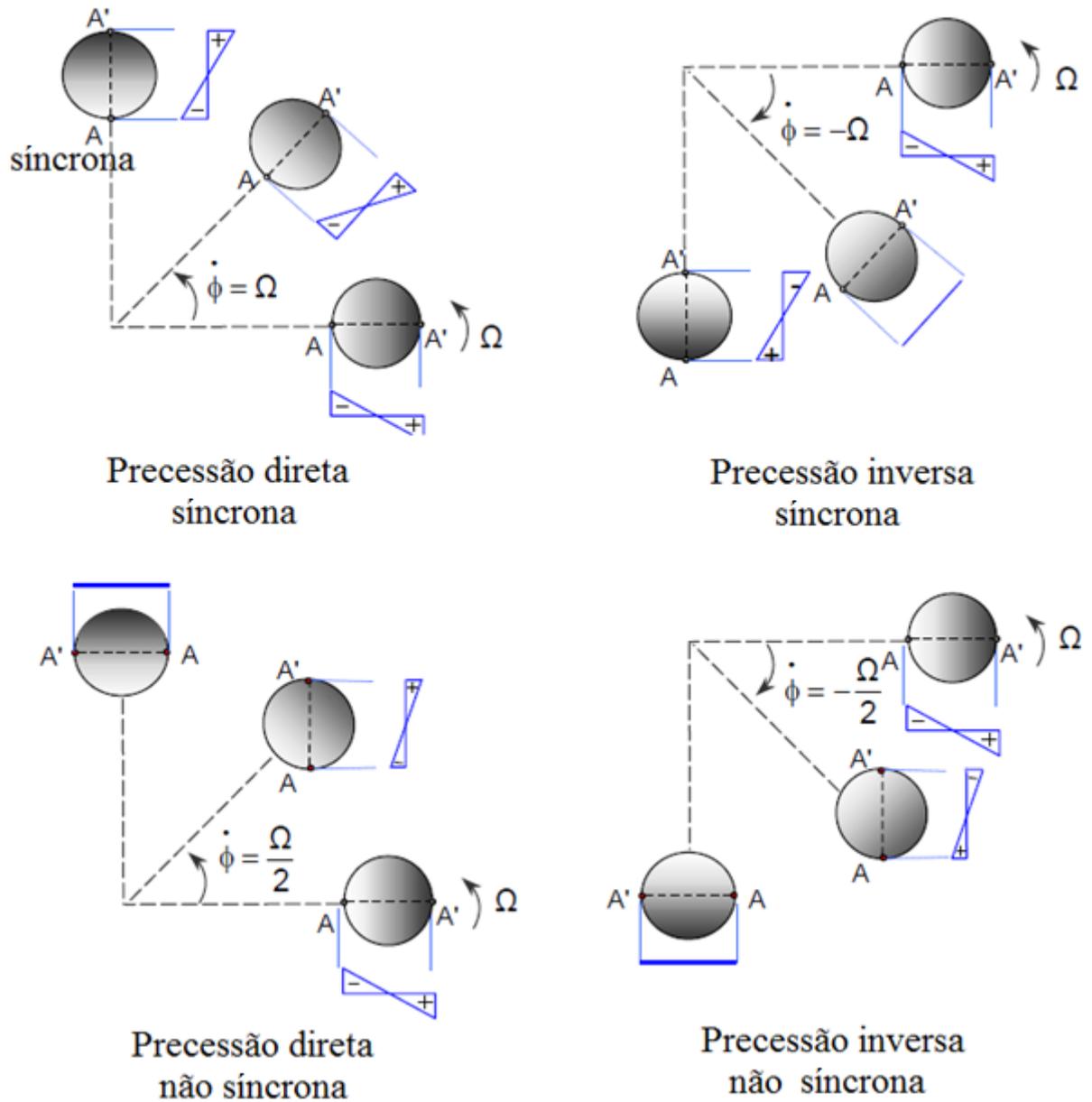
Um rotor desbalanceado em movimento de rotação pode realizar um movimento de precessão. A força gerada pelo desbalanceamento irá gerar deflexão no eixo, e o rotor não vibrará em seu próprio plano, combinando deflexão e inclinação de forma que o movimento terá dois ou mais graus de liberdade, conforme pode ser visto na Figura 3. (COTA, 2008)



**Figura 3** – Movimento de precessão de um rotor em balanço

**Fonte:** Autoria própria.

A trajetória do centro do eixo em relação a linha do centro com o rotor em repouso é conhecida como movimento de precessão, podendo haver movimento de precessão direta ou inversa. O movimento de precessão direta é quando o centro do eixo gira no mesmo sentido de rotação do eixo, enquanto o indireto, no sentido contrário. Pode haver um atraso em relação a direção da força do desbalanceamento e o movimento de precessão, devido ao amortecimento do sistema. Quando o movimento de precessão tem mesma direção da força de desbalanceamento, ele é chamado de síncrono, caso contrário, será assíncrono, conforme pode ser visto na figura 4.



**Figura 4** – Movimentos de precessão.

**Fonte:** extraído de (PEREIRA, 2005)

Onde:

$\dot{\phi}$  = Velocidade angular do movimento de precessão (whirl).

$\Omega$  = Velocidade angular do rotor (spin).

$AA'$  = Direção da força gerada pelo desbalanceamento.

Para uma viga engastada, como na Figura 5, sendo que ela tenha uma constante elástica  $K$ , que pode ser modelada pela expressão matemática 2.5.



**Figura 5** – Eixo fletido devido ao desbalanceamento.

**Fonte:** Autoria própria.

$$K_{ef} = \frac{3E \cdot I}{L^3} \left( \frac{\frac{KN}{mm^2} \cdot mm^4}{mm^3} \right) \quad (2.5)$$

Onde:

$K_{ef}$  = Rigidez do Sistema.

$E$  = Modulo de elasticidade.

$I$  = Momento em relação ao eixo.

$L$  = Comprimento.

$F$  = Força aplicada sobre o eixo  $x$ .

$\delta$  = Flecha de um eixo sobre flexão.

Na Figura 3, a força que a força que gera o movimento de precessão na direção  $y$ , pode ser descrita utilizando a expressão matemática 2.4, da seguinte forma:

$$F_y(t) = M \cdot \varepsilon \cdot \Omega^2 \cdot \text{sen}(\Omega \cdot t) \quad (kg \cdot m \cdot rad^2 \cdot s^{-2}) \quad (2.6)$$

Onde:

$F_y(t)$  = É a força que gera o movimento do eixo na direção  $y$  em função do tempo.

$M$  = Massa do rotor.

$\varepsilon$  = Excentricidade do centro de massa com o eixo de rotação.

$\Omega$  = Velocidade angular do rotor.

Considerando o eixo como um sistema massa-mola-amortecedor e desconsiderando o efeito aerodinâmico, a resposta forçada do movimento na direção  $y$ , será:

$$M \cdot \ddot{y}(t) + C \cdot \dot{y} + K_{ef} \cdot y(t) = F_y(t) \quad (2.7)$$

Onde:

$M$  = Massa do sistema.

$C$  = Coeficiente de amortecimento do sistema

$\dot{y}(t)$  = Velocidade do sistema na direção  $y$ .

$\ddot{y}(t)$  = Aceleração do sistema na direção  $y$ .

$F_y(t)$  = força exercida pelo desbalanceamento

Substituindo a o valor de  $F_y(t)$  da expressão 2.7 pelo valor da expressão 2.6, obteremos o modelo do rotor de Jeffcott, (1919), realizando uma precessão:

$$M \cdot \ddot{y}(t) + C \cdot \dot{y}(t) + K_{ef} \cdot y(t) = M \cdot \varepsilon \cdot \Omega^2 \cdot \text{sen}(\Omega t) \quad (2.8)$$

Considerando apenas as forças internas, a resposta forçada na direção  $y$  será:

$$y(t) = Y \cdot \text{sen}(\Omega \cdot t - \beta) \quad (2.9)$$

Onde:

$\beta$  = ângulo de atraso entre a direção da força gerada pelo desbalanceamento e o deslocamento do eixo.

Substituindo a expressão matemática '2.9' na expressão matemática '2.8', teremos:

$$y(t) = \frac{\varepsilon \cdot \Omega^2}{\sqrt{\left(\frac{K_{ef}}{M} - \Omega^2\right)^2 + \left(\frac{C \cdot \Omega}{M}\right)^2}} \cdot \text{sen}(\Omega t - \beta) \quad (2.10)$$

Realizando a mesma demonstração na direção  $X$ , encontraremos a expressão 2.11

$$x(t) = \frac{\varepsilon \cdot \Omega^2}{\sqrt{\left(\frac{K_{ef}}{M} - \Omega^2\right)^2 + \left(\frac{C \cdot \Omega}{M}\right)^2}} \cdot \text{sen}(\Omega t - \beta) \quad (2.11)$$

A deflexão total do rotor, " $r(t)$ ", será a soma dos deslocamentos das direções  $X$  e  $Y$ , e considerando constantes iguais para os dois eixos, sendo calculada como:

$$r(t) = \sqrt{x(t)^2 + y(t)^2} = \frac{\varepsilon \cdot \Omega^2}{\sqrt{\left(\frac{K_{ef}}{M} - \Omega^2\right)^2 + \left(\frac{C \cdot \Omega}{M}\right)^2}} \quad (2.12)$$

Considerando que a rigidez do sistema é muito maior que o valor do amortecimento, a primeira velocidade crítica ou frequência natural do sistema será:

$$\Omega_{crítica} = \sqrt{\frac{K_{eff}}{M}} \quad [rad \cdot s^{-1}] \quad (2.13)$$

Para expressão matemática 2.11 quando  $\Omega t$  assume valor particular múltiplo de  $360^\circ$ , teremos:

$$-M \cdot \Omega^2 \cdot X \cdot \cos(-\beta) - C \cdot \Omega \cdot X \cdot \text{sen}(-\beta) + K \cdot X \cdot \cos(-\beta) = M \cdot \varepsilon \cdot \Omega^2 \quad (2.13)$$

Simplificando a expressão matemática '2.13', obtemos:

$$-M \cdot \Omega^2 \cdot X \cdot \cos(\beta) + C \cdot \Omega \cdot X \cdot \text{sen}(\beta) + K \cdot X \cdot \cos(\beta) = M \cdot \varepsilon \cdot \Omega^2 \quad (2.14)$$

Para a direção  $Y$  temos:

$$-M \cdot \Omega^2 \cdot Y \cdot \sin(\alpha) - C \cdot \Omega \cdot Y \cdot \cos(\alpha) + K \cdot Y \cdot \sin(\alpha) = 0 \quad (2.15)$$

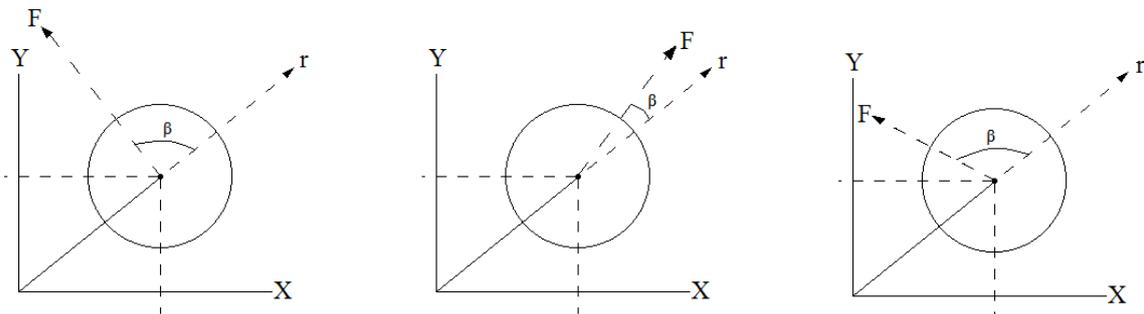
A partir da expressão matemática '2.15', pode-se obter:

$$\beta = \tan^{-1} \left[ \frac{c \cdot \Omega}{M \left( \frac{K}{M} - \Omega^2 \right)} \right] \quad (2.15)$$

Analisando a expressão matemática '2.15', percebemos que:

- Para  $\Omega$  igual à frequência natural,  $\beta$  tende a  $90^\circ$ .
- Para  $\Omega$  menor que a frequência natural,  $\beta < 90^\circ$ .
- Para  $\Omega$  maior que a frequência natural,  $\beta > 90^\circ$ .

Na Figura 6, pode ser verificada a uma ilustração do movimento de precessão em fase, defasado de  $90^\circ$  e  $180^\circ$  do vetor força gerado pelo desbalanceamento.



**Figura 6** – Movimento de precessão próximo da velocidade crítica.

**Fonte:** Autoria própria.

Portanto, para um dado rotor, o ângulo de defasagem muda à medida que a rotação altere o movimento de translação do rotor.

O fenômeno da precessão é responsável pela variação das características dinâmicas do rotor em função da velocidade. Como se pode observar nas expressões 2.10 e 2.11, os deslocamentos nas direções X e Y não são funções quadráticas simples, portanto, a massa necessária para balancear o sistema vai variar em função da velocidade. Em rotores rígidos, há uma larga faixa de velocidade em que a não linearidade pode ser considerada desprezível, entretanto em rotores flexíveis, essa faixa se torna estreita. (FERREIRA, 1989)

Na medida que variamos a temperatura, as constantes elásticas e de amortecimento do sistema mudam, de tal forma que o comportamento dinâmico também estará sujeito a variações da temperatura.

## **2.2 Balanceamento de rotores flexíveis**

De acordo com Góz (2013), balanceamento é o processo no qual a distribuição de massa de certo rotor é aferida e caso necessário, corrigida, de forma a assegurar que quando estiver em operação, a força de desbalanceamento que age nos rolamentos esteja dentro do limite de projeto, garantindo níveis de vibração nos mancais dentro dos limites especificados. Este procedimento de ajuste pode ser dado com a inserção ou a retirada de uma determinada massa do rotor.

Góz (2013) compreende que as forças produzidas no desbalanceamento reduzem, ao menos, a vida útil das partes das máquinas, pois estas forças irão aumentar significativamente os esforços dos componentes da máquina. Podemos observar outras perdas imediatas consequentes do desbalanceamento, como a perda de qualidade, vibração e ruídos. É fundamental manter os rotores dentro dos limites estabelecidos para balanceamento, seja um rotor da turbina de avião, a roda do carro, o rotor de uma furadeira ou a eixos de máquina de costura. Prejuízos poderão aparecer de forma discreta quando reduzimos a vida útil de uma máquina.

Rotores que operam em baixa rotação podem ser considerados rígidos, mas à medida que a velocidade de rotação aumenta, as cargas aerodinâmicas e o efeito de precessão deformam o rotor de tal maneira que ele não pode mais ser considerado rígido e passa a ser flexível. Rotores flexíveis são de difícil balanceamento, pois o método do coeficiente de influência, utilizado pela indústria, indica níveis de desbalanceamentos diferentes em função da velocidade em que o processo de balanceamento é feito, portanto, esse comportamento precisa ser estudado para melhorar o processo.

Saldarriaga (2002) afirma que por causa de sua grande relevância no âmbito tecnológico, as diversas técnicas de rotores flexíveis têm sido objeto de muitos estudos. A importância tecnológica se observa em indústrias de geração de energia elétrica, de refino de petróleo, indústria nuclear e aeroespacial, onde se observa tendência à diminuição do peso e aumento das velocidades de operação, exigindo parâmetros de confiabilidade cada vez mais restritos no que se refere ao controle de vibrações. A utilização de rotores que operam com velocidades acima de sua segunda ou terceira velocidades críticas é cada vez mais comum, pois os efeitos da flexibilidade do rotor são bastante manifestados. Alguns exemplos são as turbinas de motores a jato, turbo geradores e bombas ultra centrífugas.

Considera-se que um rotor está balanceado quando a distribuição de massa com relação ao eixo principal de inércia é homogênea, ou seja, quando ele coincide com o centro de gravidade do motor. É impossível fabricar um eixo perfeitamente balanceado, portanto, existem limites de aceitabilidade de projeto, e quando os limites não são atendidos, faz-se necessário um eventual processo de balanceamento. (SALDARRIAGA, 2002).

A observação e a análise do comportamento vibratório dos rotores, mancais e de toda a sua estrutura de suporte constituem recursos inestimáveis para não apenas minimizar os riscos de interrupção da produção, mas também evitar acidentes e danos ambientais (CORREIA, 2007).

Saldarriaga (2002) afirma que em velocidades baixas, o desbalanceamento apresenta poucos problemas, os quais se podem ser resolvidos por meios mais simples. Podem ser usados princípios básicos utilizados desde o século passado. Entretanto, para altas velocidades, o balanceamento de rotores flexíveis precisa de soluções mais sofisticadas e requer maior estudo para solução deste problema.

De acordo com Magalhães, “as principais causas de desbalanceamento de rotores podem está associadas a configurações assimétricas, falta de homogeneidade dos materiais, excentricidade dos mancais, desalinhamento dos mancais e problemas de natureza operacional” (2013, p.10 ).

Com isso, “para redução do nível de vibração em rotores desbalanceados, duas técnicas clássicas de balanceamento são fortemente empregadas, são essas, o método do coeficiente de influência e o método modal, ou ainda técnicas que usam a combinação dos dois métodos” (SALDARRIAGA, 2002).

Como visto neste capítulo, rotores desbalanceados geram forças radiais, que geram vibrações indesejáveis em equipamentos mecânicos.

Conforme a norma NBR8008 (1993), precisamos adicionar ou remover massas no rotor de forma a homogeneizar a distribuição de massa no plano principal do rotor para reduzir o nível de vibrações.

É impossível balancear perfeitamente um rotor, sempre permanecendo um desbalanceamento residual, portanto, a eficácia do processo está em reduzir os níveis de vibração para valores abaixo dos limites de projeto. A norma NBR8008 (1993) traz recomendações para os limites do desbalanceamento residual em diversas aplicações de engenharia.

Várias pesquisas sobre métodos de balanceamento de rotores flexíveis foram feitas nos últimos anos, como o balanceamento de forma ativa e passiva (ZHOU e SHI 2001), mas o método do coeficiente de influência é o mais utilizado.

A contribuição desse trabalho consiste em melhorar o método de balanceamento pelo coeficiente de influência, de forma a compensar os efeitos da variação de velocidade e temperatura, mantendo sua simplicidade e rapidez.

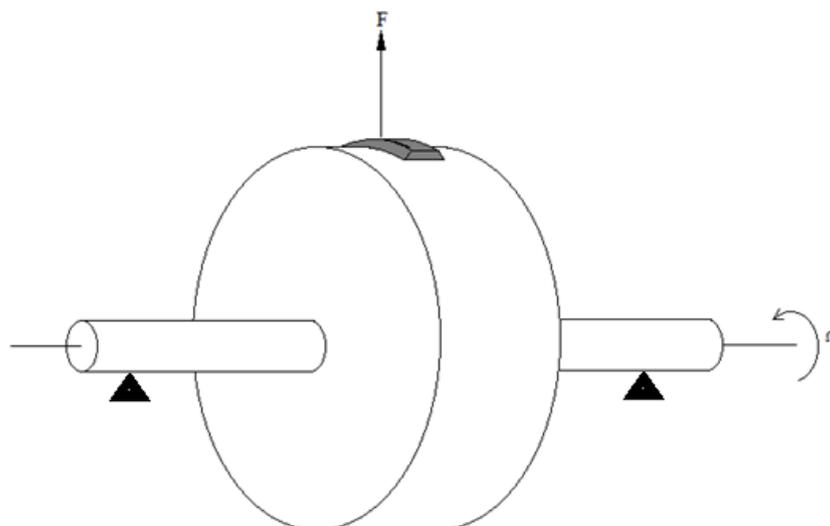
### 2.3 Tipos de desbalanceamento de rotores

Na área automotiva, a qualidade dos veículos produzidos é importante para garantir uma boa competição entre as montadoras, sendo a vibração provocada pelo desbalanceamento do rotor, uma das características reclamadas pelos usuários.

Existem quatro tipos clássicos de desbalanceamento de rotores; estático, dinâmico, acoplado e semi-estático, a diferença entre eles é dada pelo número de planos de desbalanceamento e como o desbalanceamento de um plano se encontra em relação aos outros

#### 2.3.1 Desbalanceamento estático

O desbalanceamento estático, como exemplificado na Figura 7, está concentrado em apenas um ponto. É comum em rotores cujo diâmetro é superior a dez vezes o comprimento do rotor, cujo efeito da variação do desbalanceamento longitudinal não influi no nível de vibração nos mancais. Entre os quatro tipos, este é o que tem o processo de balanceamento mais simples, sendo feito com a adição ou remoção de massa em apenas um ponto do rotor, de forma a compensar a má distribuição de massa ou excentricidade do eixo. Devido ao fato da hélice do eletro-ventilador ser muito estreita, quando comparada ao diâmetro, este é o seu tipo de desbalanceamento.

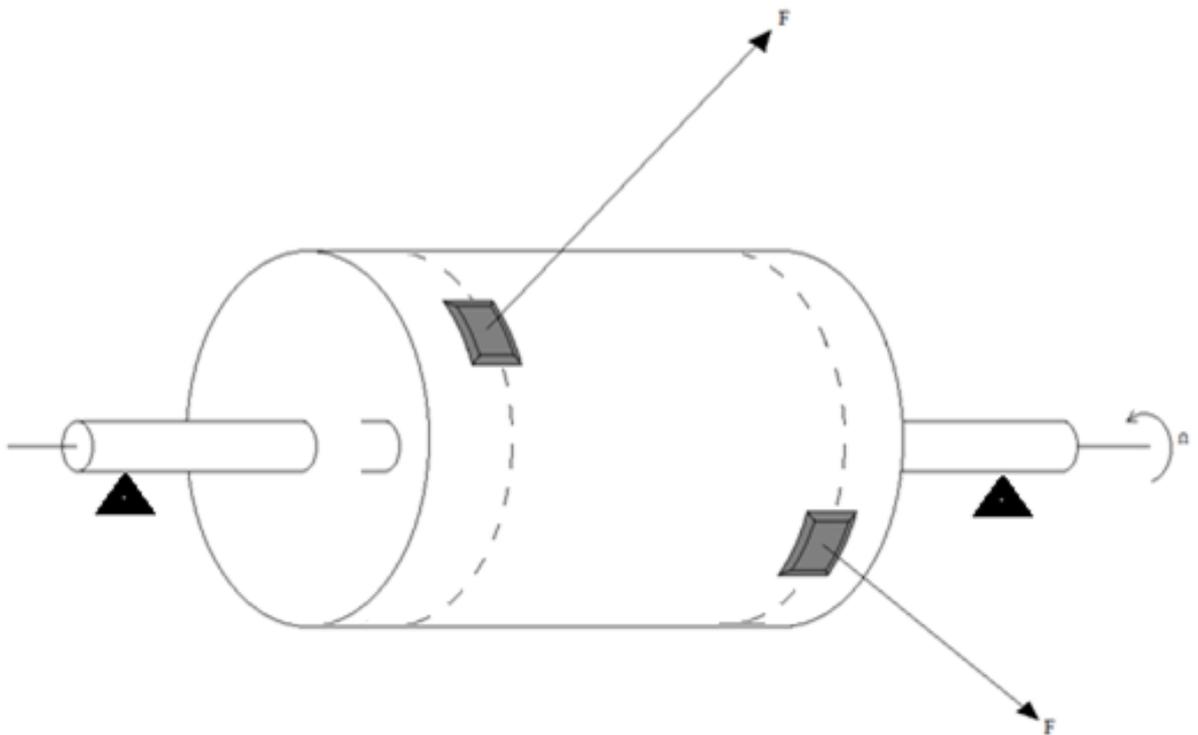


**Figura 7** – Representação de um sistema que apresenta desbalanceamento estático.

**Fonte:** Autoria própria.

### 2.3.2 Desbalanceamento dinâmico

Ocorre em rotores longos, cujo diâmetro é menos que dez vezes o comprimento, portanto o desbalanceamento do rotor varia com o comprimento, de forma que o balanceamento precisa ser feito em mais de um plano vibracional. Como pode ser visto na Figura 8, considera-se que o rotor é composto por várias seções transversais desbalanceadas, e o efeito independente de cada uma delas precisa ser considerado no balanceamento. Uma única massa pode ser adicionada para anular as forças dos dois planos, mas não o conjugado formado por eles.

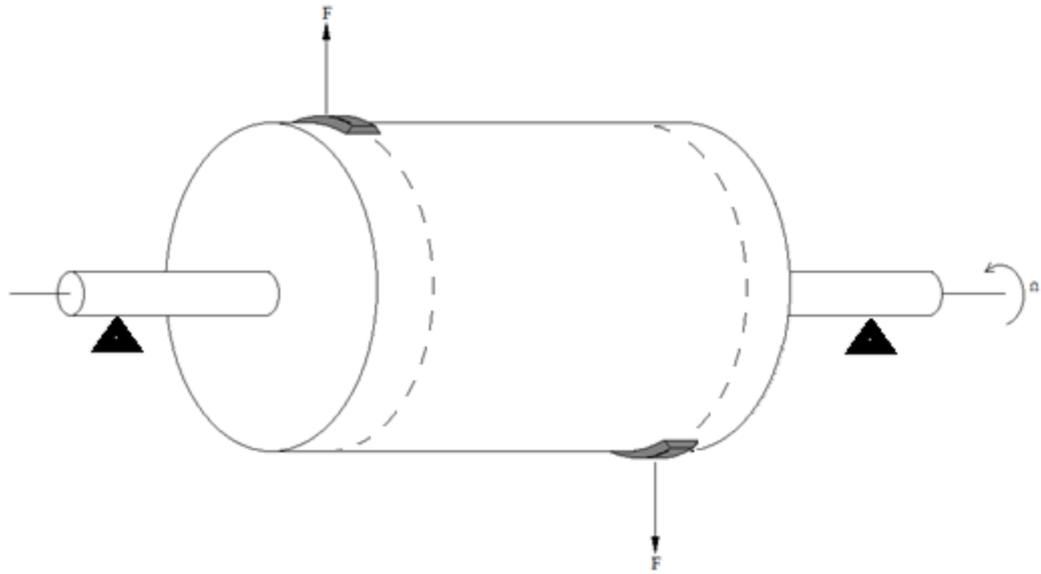


**Figura 8** – Representação de um sistema que apresenta um desbalanceamento dinâmico.

**Fonte:** Autoria própria.

### 2.3.3 Desbalanceamento acoplado

Também conhecido por efeito cruzado, ocorre quando considerando dois planos de desbalanceamento, os dois desbalanceamentos têm mesma amplitude e fases opostas, conforme ilustrado na Figura 9. Estaticamente o rotor está balanceado, pois os dois vetores se anulam, mas dinamicamente o rotor está desbalanceado, pois durante o funcionamento, as cargas vão ter efeitos diferentes em cada um dos mancais.

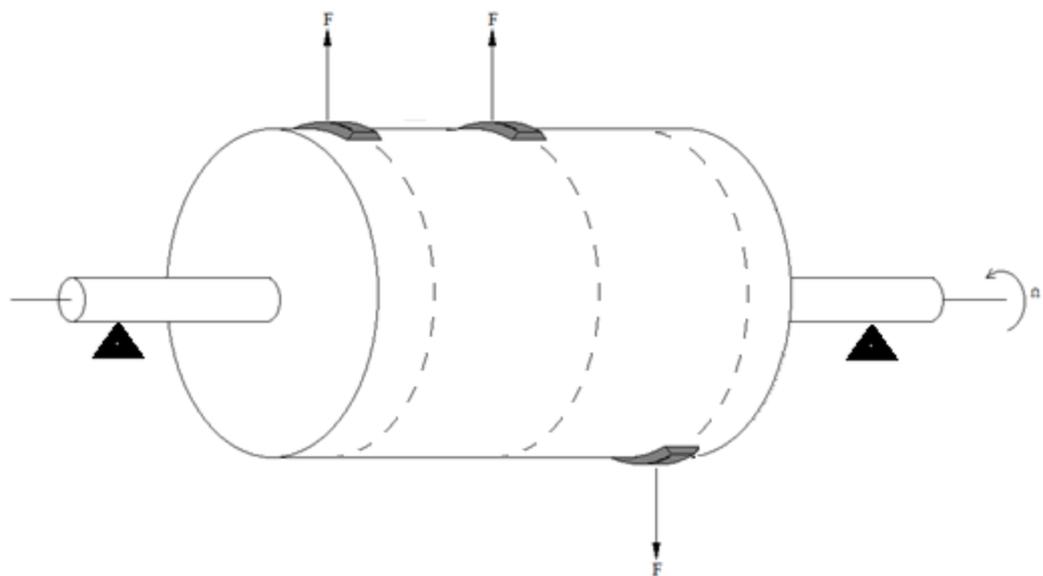


**Figura 9** – Representação de um sistema que apresenta um desbalanceamento acoplado.

**Fonte:** Autoria própria.

#### 2.3.4 Desbalanceamento semi-estático

Combinação entre o desbalanceamento estático e o acoplado. Conforme ilustrado na Figura 10, o balanceamento é feito pela adição ou retirada de massa em apenas um ponto, em uma posição longitudinal fora do centro de massa.



**Figura 10** – Representação de um sistema que apresenta um desbalanceamento semi-estático.

**Fonte:** Autoria própria.

## 2.4 Principais métodos de balanceamento

### 2.4.1 Método modal

Segundo Ferreira (1989) o método modal foi desenvolvido por Bishop e Glandell (1959), sendo que o nível de deslocamento vibracional total do eixo do rotor pode ser calculado pelo deslocamento individual de cada modo natural de vibração. O método modal se resume em balancear em sequência os modos vibracionais do sistema, individualmente, com um conjunto de massas escolhidas para não prejudicar os modos inferiores previamente balanceados. Os modos vibracionais são corrigidos separadamente durante o balanceamento, e essa correção não influenciará os demais modos. Durante o processo, é feito o balanceamento do primeiro modo até o último modo significativo.

Inicialmente é determinada a faixa de trabalho do rotor, e em sequência, os modos de vibração, que podem ser obtidos de forma experimental ou virtual. Faz-se o balanceamento da primeira ordem do modo vibracional, que é a vibração na frequência de rotação, em seguida as demais ordens, de forma que o balanceamento das ordens superiores não atrapalhem as inferiores. Isso é possível, pois é necessário um número de planos de balanceamento igual ao número de ordens que serão balanceadas. (RANGEL, 2008).

### 2.4.2 Método do coeficiente de influência

De acordo com Lacerda (1990) o método de balanceamento pelo coeficiente de influência é o mais usado no balanceamento de rotores flexíveis. Em função da variação de vibração ao se adicionar uma massa de teste ao rotor, é determinado o coeficiente de influência e, então, é calculada a massa que será capaz de reduzir ao mínimo o nível de vibração. Neste método, é adicionado um desbalanceamento ao sistema que irá anular o efeito do desbalanceamento inicial.

Segundo Magalhães, “no método de coeficiente de influências, mede-se a vibração em forma de vetor, ou seja, um elemento com amplitude e fase. No entanto, este método requer uma instrumentação que registre a medição da fase” (2013, p.17).

De acordo com Saldarriaga (2002), o equilíbrio vibracional ocorre devido à anulação do efeito do desbalanceamento com a massa adicionada. A massa adicionada depende do coeficiente de influência que é uma característica dinâmica dependente da velocidade de rotação do rotor. Além do método experimental, também é possível determinar o coeficiente por análise modal, ou por meio de elementos finitos.

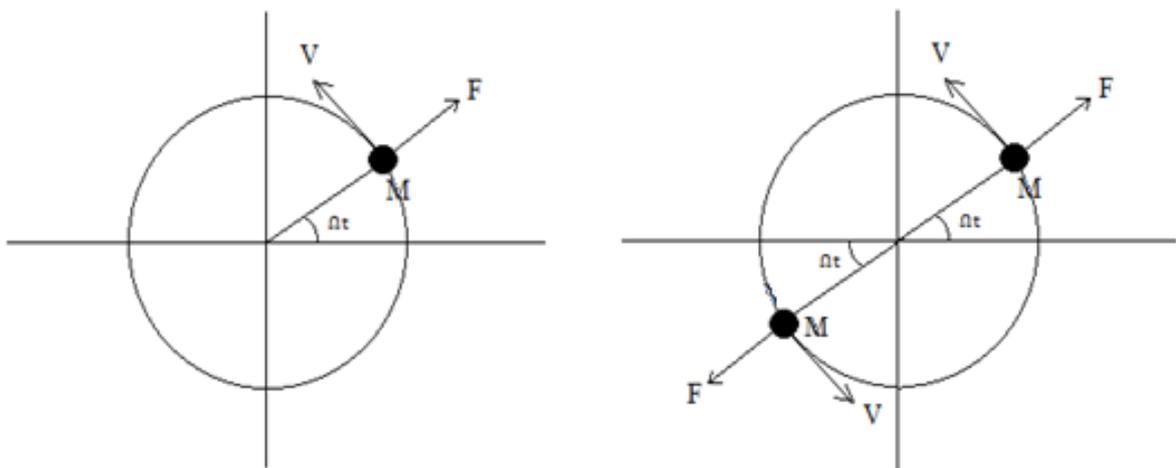
A técnica de balanceamento de rotores adiciona ou retira massas do sistema para compensar distribuições irregulares de massa em uma velocidade específica. Portanto, devido

às características de rotores com disco flexível serem variáveis, as técnicas de balanceamento tradicionais devem ser usadas com cautela (RIEGER, 1986)

Outro fator que não pode ser negligenciado é a temperatura de operação dos rotores. Em um dia ensolarado, em um trânsito pesado na cidade, a temperatura do vão do motor pode superar  $100^{\circ}\text{C}$ . Neste aumento de temperatura, as características mecânicas do rotor variam, acarretando a queda de rigidez e o aumento das deformações geradas pelas cargas aerodinâmicas (SALDARRIAGA, 2002).

Conforme observa Shablinsky, “aplicado em rotores automotivos, devido ao baixo custo e alta velocidade, o balanceamento pelo coeficiente de influência é feito com o auxílio de processamento computacional que calcula o valor e posição que uma massa deve ser acoplada ao rotor para compensar desbalanceamento” (1995).

Como pode ser observado na Figura 11, a massa desbalanceada gera uma força radial, portanto, para reduzir o nível da força, é necessário adicionar uma massa na direção oposta de  $M$ , para reduzir o desbalanceamento.



**Figura 11** – Balanceamento estático.

**Fonte:** Autoria própria.

As massas adicionadas durante o processo de balanceamento não precisam ser, necessariamente, iguais às massas desbalanceadoras, mas o momento angular gerado por elas deve ter amplitude próxima à amplitude da massa desbalanceadora e com direções opostas.

De acordo com Gunter (1970), rotores cujo comprimento seja menor que dez vezes o diâmetro podem ser balanceados apenas estaticamente. Devido ao fato de eletro-ventiladores terem pequena espessura com relação ao diâmetro, será usado apenas o balanceamento estático neste trabalho.

Uma mola comprimida por uma força desconhecida tem seu comprimento modificado. Verificando a variação de comprimento gerada pela força e determinando, experimentalmente, a constante elástica da mola, torna-se simples calcular o valor da força. Da mesma forma que é possível determinar uma força exercida sobre uma mola, é possível, experimentalmente, fazer os mesmos cálculos em um rotor, para se obter o desbalanceamento do sistema.

De acordo com Pereira (2005), para um eixo engastado sobre efeito de uma força, o deslocamento pode ser calculado como a força atuante dividida pelo coeficiente de restrição ao movimento, que será chamado de constante elástica.

$$\text{Deslocamento} = \frac{\text{Força}}{\text{Constante elástica}} \quad (2.16)$$

Nos cálculos a seguir, serão usados os fasores do vetor desbalanceamento, deslocamento do rotor e da massa de teste, que serão as representações dos vetores pelos seus módulos e ângulos com relação o eixo da abscissa.

Substitui-se o lado direito da expressão matemática 2.16, pelo fasor da força, função do desbalanceamento, dividida pelo fasor do coeficiente de restrição, que é a sensibilidade da movimentação do eixo sobre uma carga.

A unidade do desbalanceamento para eletro-ventiladores é usualmente o  $g \cdot mm$ , diferente das expressões anteriores, em que a unidade era o  $kg \cdot m$  e a unidade do deslocamento é o  $mm$ .

$$\dot{A}(mm \angle \text{Fase}) = \frac{\dot{U}}{\dot{S}} \left( \frac{g \cdot mm \angle \text{grau}}{g \angle \text{grau}} \right) \quad (2.17)$$

$\dot{A}$  é o fasor deslocamento,  $\dot{U}$  é o fasor desbalanceamento e  $\dot{S}$  é o fasor sensibilidade.

Ao se adicionar uma massa conhecida em uma posição conhecida, está sendo acrescentado ao desbalanceamento um novo fasor  $\dot{W}$ , gerando um novo fasor amplitude  $\dot{B}$ .

$$\dot{B} = \frac{\dot{U} + \dot{W}}{\dot{S}} \left( \frac{g \cdot mm \angle \text{grau}}{g \angle \text{grau}} \right) \quad (2.18)$$

Expandindo a expressão matemática 2.18, obteremos:

$$\dot{B} = \frac{\dot{U}}{\dot{S}} + \frac{\dot{W}}{\dot{S}} = \dot{A} + \frac{\dot{W}}{\dot{S}} (mm \angle \text{grau}) \quad (2.19)$$

Ou:

$$\dot{B} - \dot{A} = \frac{\dot{W}}{\dot{S}} \quad (mm \text{ rau}) \quad (2.20)$$

Portanto, o fator sensibilidade é:

$$\dot{S} = \frac{\dot{W}}{\dot{B}-\dot{A}} \quad (g \angle \text{grau}) \quad (2.21)$$

Então, o fator desbalanceamento inicial  $\dot{U}$  pode ser determinado da seguinte forma.

$$\dot{U} = \dot{S} \cdot \dot{A} \quad (g \cdot mm \angle \text{grau}) \quad (2.22)$$

O método de balanceamento pelo coeficiente de influência é o processo mais usado no balanceamento de rotores com apenas um plano de balanceamento. Quando ele é usado, considera-se que a deflexão do rotor é função apenas do desbalanceamento, considerando que a sensibilidade é constante, isso implica que, quando a massa de teste  $\dot{W}$  é adicionada ao sistema, o coeficiente de influência não irá mudar em toda faixa de rotação.

Para rotores flexíveis, em uma dada velocidade, o coeficiente de influência não muda em função do desbalanceamento, mas à medida que a velocidade é elevada, ocorre uma mudança no comportamento dinâmico devido ao fenômeno de precessão, o que inviabiliza o balanceamento em rotações diferentes da operacional. (GUNTER, 1970)

Quando o rotor é balanceado, é assumido que o coeficiente de influência é constante em qualquer velocidade e temperatura de funcionamento, portanto é necessário entender se essas variáveis podem ser ou não desconsideradas.

### 3 METODOLOGIA

Neste capítulo, será apresentada a metodologia aplicada no desenvolvimento da pesquisa, composta pelo método de medição, processamento de dados, montagem dos equipamentos de aquisição e construção da bancada de teste.

#### 3.1 Escolha do método de balanceamento

Neste trabalho, foi utilizado o método de balanceamento pelo coeficiente de influência, pois ele é usado nos equipamentos de balanceamento de uso padrão em fábricas de eletro-ventilador e é interessante garantir que os resultados deste trabalho possam ser utilizados na melhoria e desenvolvimento destes equipamentos.

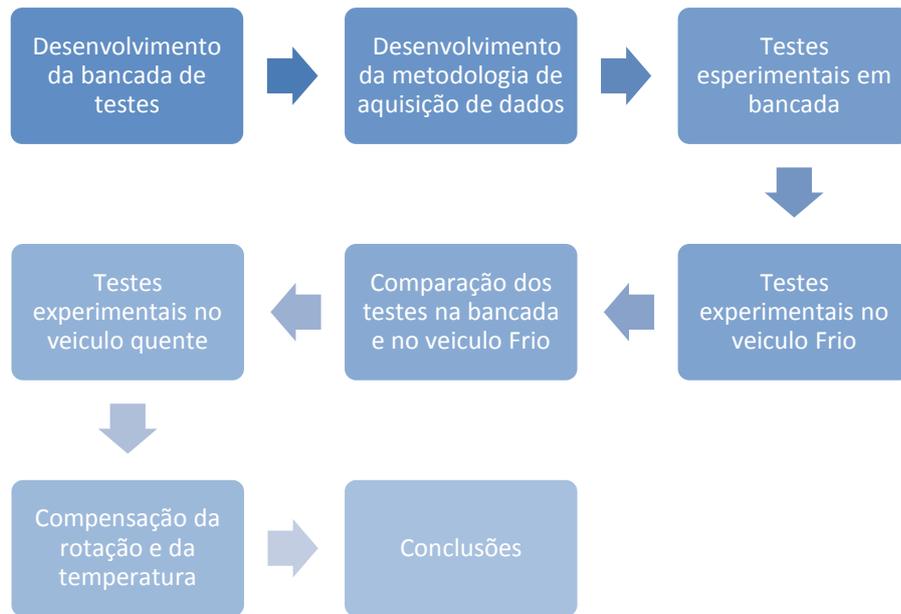
Além disso, conforme Rieger (1986), rotores cuja espessura seja inferior a um décimo do diâmetro não precisam ser balanceados dinamicamente, mas apenas estaticamente.

#### 3.2 Sequência de trabalho

Na figura 12, é apresentado o fluxograma da metodologia aplicada neste trabalho. Inicialmente foi construída uma bancada de testes, depois foi escolhido o método de aquisição de dados mais prático que agregasse as informações necessárias. Na sequência, foram feitos testes experimentais, na bancada de testes, em oito amostras de um único modelo de eletro-ventilador, depois o resultado foi comparado com o dos testes do eletro ventilador montado no veículo na condição frio, e em seguida, testado no veículo na condição quente, para compreensão do efeito térmico.

Os testes foram realizados no centro de engenharia experimental da FCA que se situa na cidade de Jaboatão dos Guararapes-PE. Com o uso do método de coeficiente de influência, foi analisado um conjunto de oito eletro-ventiladores do mesmo modelo que gerou o problema apresentado no item 1.3 como motivação para o estudo.

Todas as oito amostras foram testadas em bancada para verificação da variação do desbalanceamento em função da velocidade, duas delas foram escolhidas para comparar o resultado dos testes em bancada com os realizados no veículo desligado, e apenas uma foi utilizada para análise do efeito da variação de temperatura.



**Figura 12** – Fluxograma da pesquisa.

Fonte: Autoria própria.

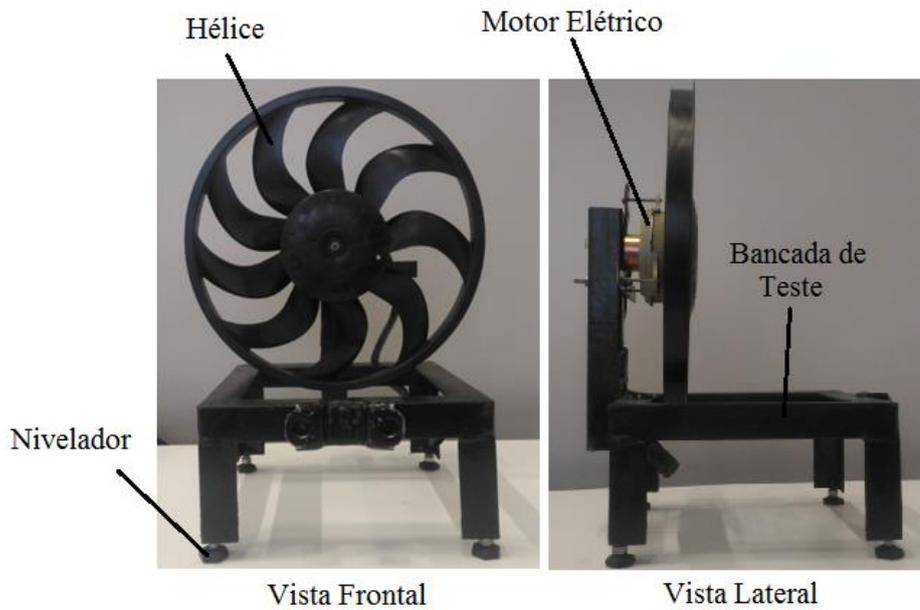
### 3.3 Dados técnicos do eletro-ventilador

O motor elétrico tem massa de 1,8 kg, tem uma potência nominal de 430 W, velocidade de rotação ao ar livre de 2600 rpm, para a tensão nominal de 13 V, eixo apoiado por uma bucha de bronze e um rolamento de esferas montado nas tampas traseira (cega) e dianteira respectivamente, onde passa extremidade do eixo para montagem do rotor. A hélice tem 9 pás, diâmetro de 450 mm, massa de 0,460 kg e constituída de plástico reforçado com fibra de vidro.

### 3.4 Bancada de teste

Para realizar o balanceamento, foi necessária uma bancada de testes, ela precisava ser rígida para suportar o peso e as cargas geradas pelo rotor, sua frequência natural deve estar fora da faixa de rotação do rotor (KALLMANN, 1949; SILVA e SALES, 2012).

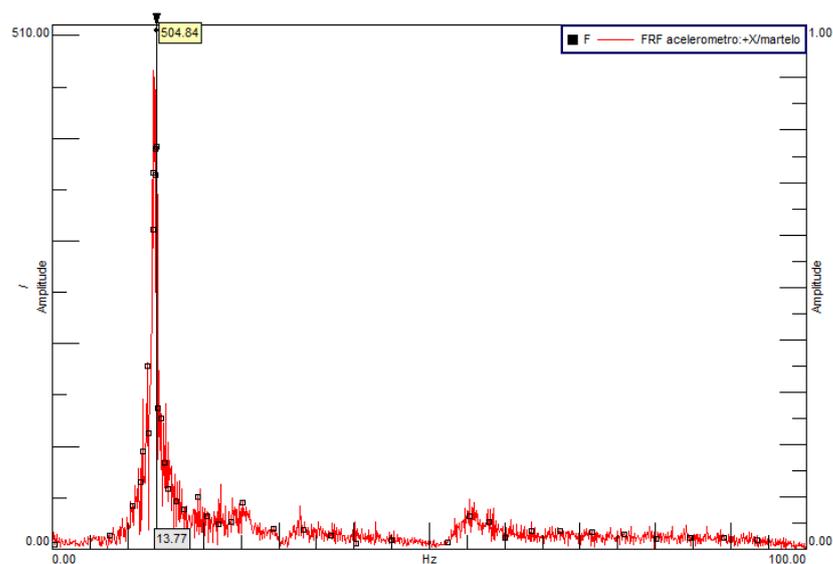
Para confecção da bancada, sua estrutura foi feita com cantoneiras em aço 1010 em L, disponíveis na oficina e sua base foi amortecida com borrachas usadas como batente. Na Figura 13, pode ser verificada a bancada sem o eletro-ventilador montado. Nos apêndices de A ao E, estão os desenhos da bancada.



**Figura 13** – Bancada de teste com o eletro-ventilador montado.

**Fonte:** Autoria própria.

Para garantir que nenhuma frequência natural da bancada esteja na faixa de rotação do rotor, foi feita uma análise modal do sistema. Na Figura 14, pode ser observado que, na direção X, existe uma ressonância em 13,77 Hz, que irá gerar uma ressonância no sistema quando o rotor estiver funcionando a uma rotação de 826 rpm, sendo todos os testes realizados a uma rotação mínima de 1500 rpm, portanto não houve problema de ressonância.



**Figura 14** – Análise modal da bancada de testes.

**Fonte:** Autoria própria.

### 3.5 Aquisição de dados

Para aquisição de dados, foi usado o Sistema de Aquisição SCADAS mobile SCM205, cedido pela empresa FCA-Pernambuco, que pode ser visualizado na Figura 15.

Dados técnicos do SCADA Mobile: número de série 25154206, fabricado pela Siemens e calibrado pela mesma em 29 de outubro de 2015, carta de calibração 2015-25154206.



**Figura 15** – Equipamento de aquisição de dados SCADA Mobile.

**Fonte:** Autoria própria.

Mais dois sensores foram usados, também cedidos pela FCA, um acelerômetro PCB, modelo T356A16, SN LW179212, calibrado em 28 de Janeiro de 2015, pela PCB, carta de calibração 2015-LW1792121 que mede o nível de aceleração do sistema, e um tacômetro, que mede a velocidade de rotação do rotor através de uma caneta que envia e recebe um pulso por rotação através de adesivo refletor colado na hélice, os sensores podem ser vistos nas Figuras 16 e 17.



**Figura 16** – Acelerômetro T356A16.

**Fonte:** Autoria própria.



**Figura 17** – Tacômetro ótico.

**Fonte:** Autoria própria.

O sinal do acelerômetro foi conectado a uma entrada analógica do aquisitor SCM205 e o sinal do tacômetro foi enviado para uma entrada analógica e para uma entrada de tacômetro. A caneta do tacômetro é um emissor ótico e envia uma luz em direção ao rotor, fixando uma pequena fita reflexível no rotor, o sinal é refletido e captado pela caneta. Portanto, o sinal do tacômetro é recebido sempre que o rotor está em uma posição específica.

Foi utilizado um acelerômetro que aquisita o nível de aceleração em três direções, mas foi usada apenas uma delas, na direção radial ao eixo.

### **3.6 Processamento de dados**

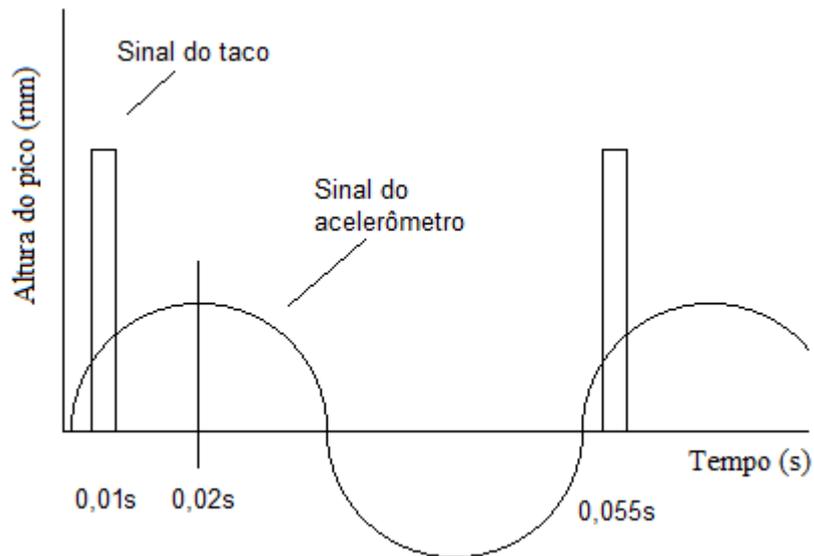
Para o processamento de dados, foi usado um programa da Siemens chamado TEST.LAB, que processou os três sinais aquisitados da seguinte forma:

### 3.6.1 Método para o cálculo do nível de vibração

O sinal do tacômetro vindo pelo canal do tacômetro foi utilizado para filtrar o sinal do acelerômetro. Em função da velocidade de rotação do rotor, é possível filtrar o sinal do acelerômetro, de forma a separar a vibração que esteja na mesma frequência que a rotação, portanto, o sinal de vibração do desbalanceamento será separado dos demais.

### 3.6.2 Método para cálculo da fase da vibração

Devido ao sinal do tacômetro ser recebido sempre com o rotor na mesma posição, é possível encontrar a fase da vibração em função das distâncias entre o pico do tacômetro e os picos do acelerômetro, como está ilustrado na Figura 18.



**Figura 18** – Cálculo da fase.

**Fonte:** Autoria própria.

Nesse caso, a fase será calculada da seguinte forma.

$$\text{Fase} = \frac{Tpa_n - Tpt_n}{Tpa_{n+1} - Tpt_n} \cdot 360^\circ \quad (3.23)$$

Onde:

$tpa_n$  = Tempo do pico índice n do sinal do deslocamento do acelerômetro.

$tpt_n$  = Tempo do pico índice n do sinal analógico do tacômetro.

$tpt_{n+1}$  = Tempo do pico índice n+1 do sinal analógico do tacômetro.

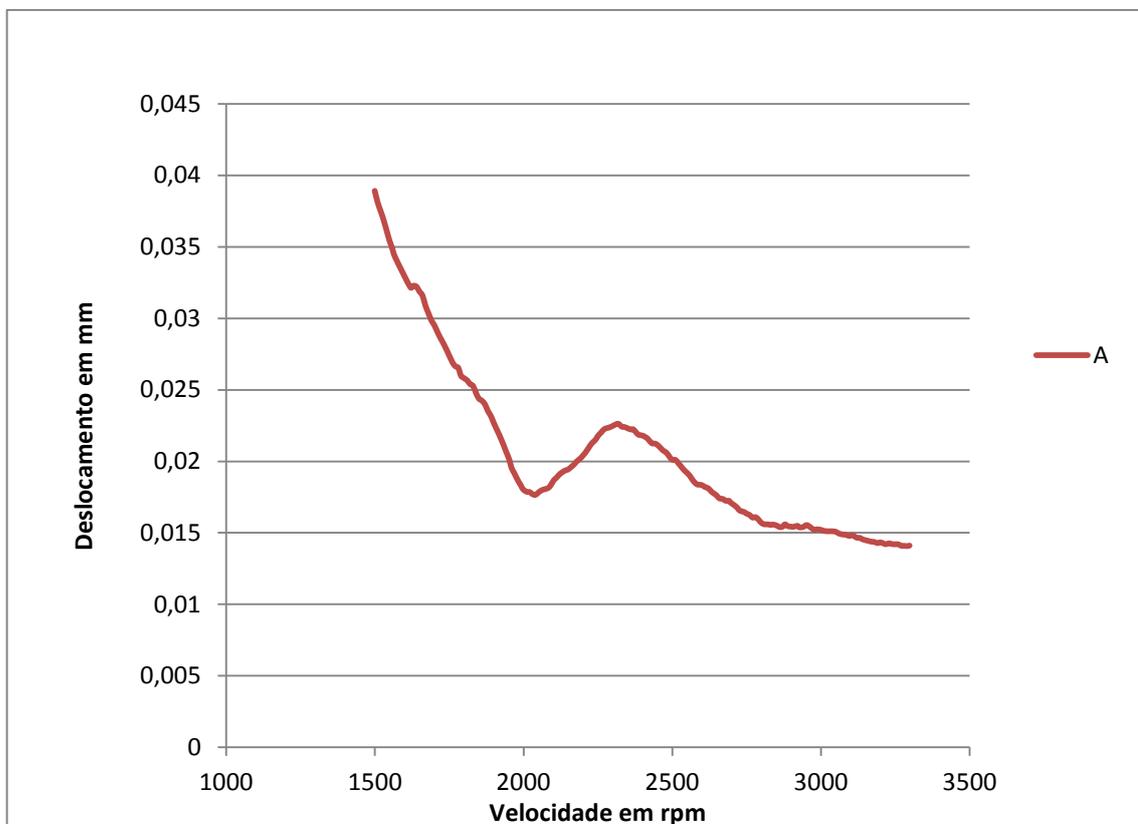
### 3.7 Procedimento do teste experimental em bancada

Diferente do método de balanceamento pelo coeficiente de influência clássico que avalia o desbalanceamento com o rotor em velocidade constante, os dados foram obtidos com o rotor submetido a uma rampa de aceleração.

Na rampa, a rotação do eletro-ventilador variou de 1500 rpm até 3400 rpm com uma taxa de crescimento de aproximadamente 6 rpm/s, pois era rampa de aceleração mais suave disponível na fonte de tensão utilizada para alimentar o motor elétrico. Durante o teste, a cada 10 rpm, a vibração e a rotação foram obtidas, gerando um ponto das curvas de vibração e fase.

Para demonstração da metodologia de processamento, serão apresentados apenas os valores do resultado dos testes de apenas um dos eletro-ventiladores, na Figura 19, pode ser vista a amplitude da primeira ordem do descolamento do sistema em função da velocidade de rotação do eletro-ventilador número 7, que representa o módulo do fasor deslocamento  $\dot{A}$ , abordado na expressão matemática 2.17.

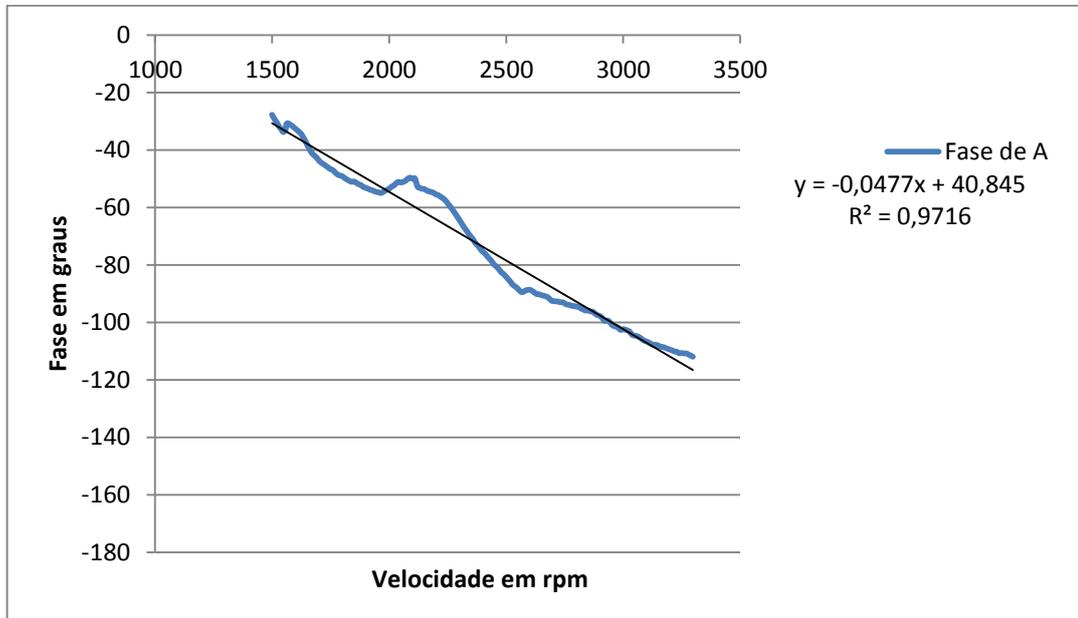
Os gráficos de deslocamento, fase, e desbalanceamento a seguir parecem contínuos, pois a densidade de pontos no gráfico é elevada, com um total de 325 pontos.



**Figura 19** – Deslocamento inicial em função da rotação.

**Fonte:** Autoria própria.

Na Figura 20, pode ser observada a fase da primeira ordem do vetor deslocamento em função da velocidade de rotação do eletro-ventilador número 7, que representa a fase do fasor deslocamento  $\dot{A}$ , abordada na expressão matemática 2.26, calculada automaticamente pelo Test.Lab, conforme demonstrado na seção 3.6.



**Figura 20** – Fase inicial em função da rotação.

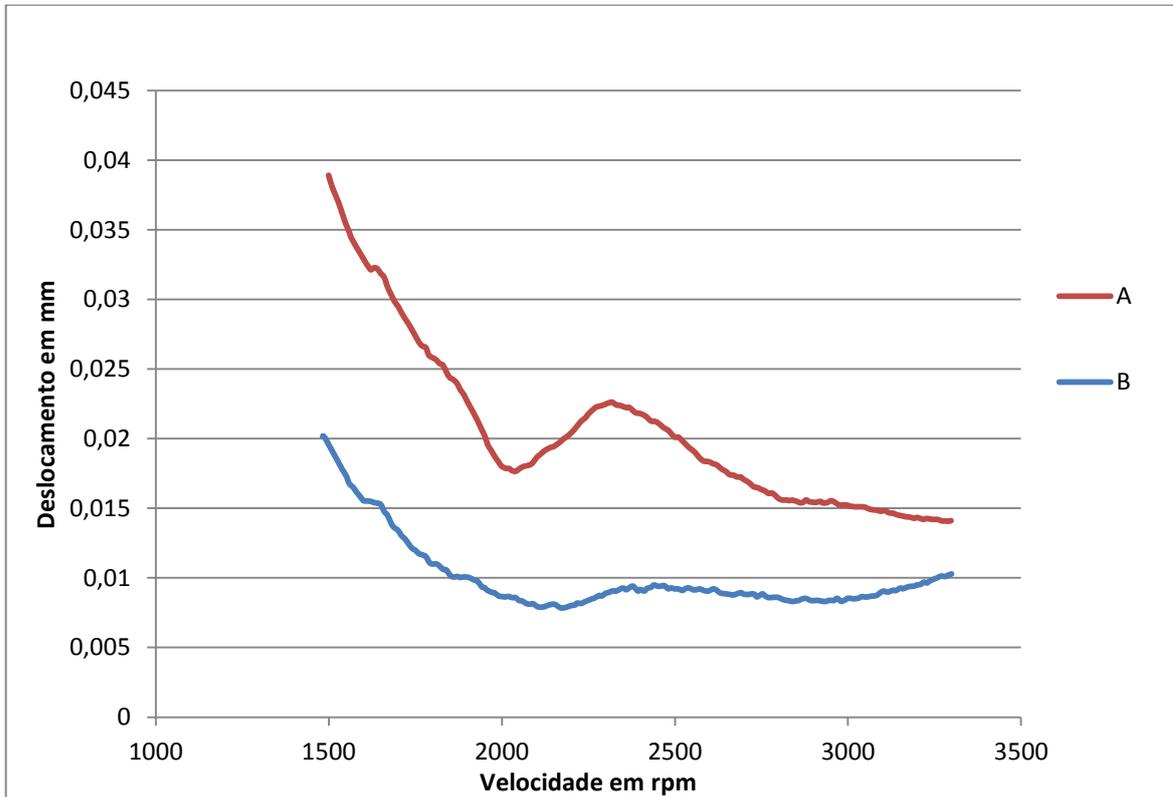
**Fonte:** Autoria própria.

Na faixa de aquisição, a fase varia quase linearmente com a velocidade de rotação, como pode ser verificado pelo coeficiente de determinação,  $R^2$ , superior a 0,97.

Foi adicionada ao eletro-ventilador uma massa de 0,18g a uma distância de 185 mm do centro do disco, em um ângulo de  $140^\circ$  de um ponto escolhido como o ângulo  $0^\circ$ , de tal forma que o fasor do momento de inércia adicionado ao sistema tem um valor  $\dot{W}=33,12 \text{ g}\cdot\text{mm} \angle 140^\circ$ .

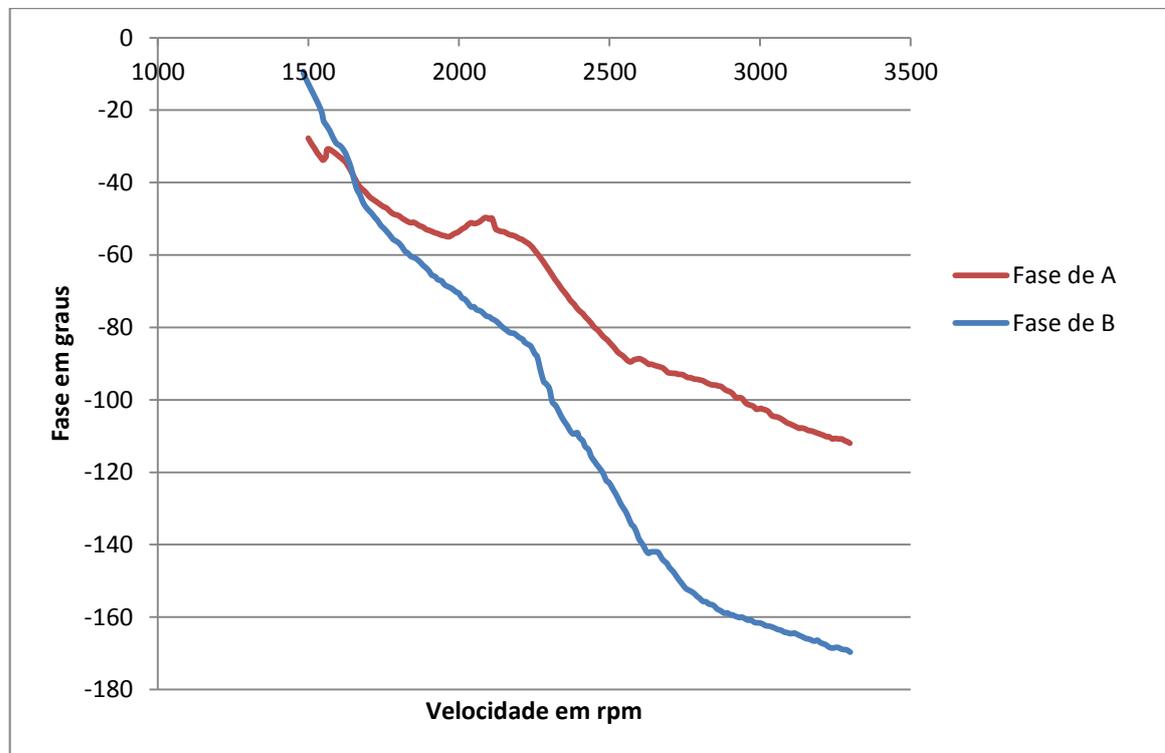
Refazendo o teste, da mesma maneira, obteremos os valores da amplitude e da fase para o novo fasor deslocamento  $\dot{B}$ .

Nas Figuras 21 e 22, pode ser vista a mudança dos valores, gerados pela adição da massa de teste.



**Figura 21** – Deslocamento antes e depois de adicionar a massa conhecida.

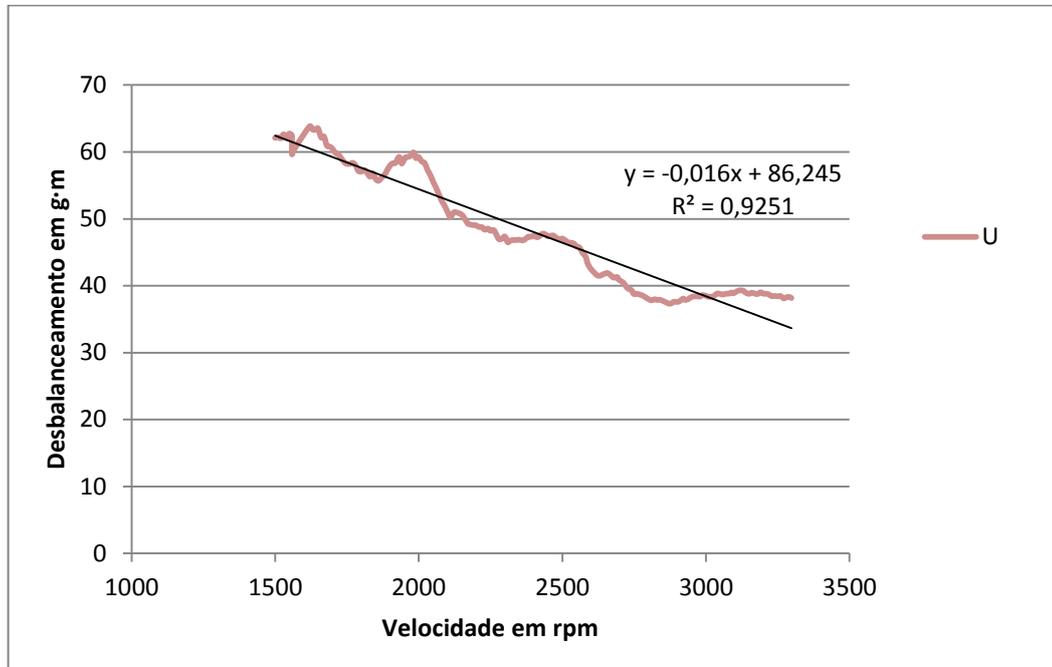
**Fonte:** Autoria própria.



**Figura 22** – Fase antes e depois de adicionar a massa conhecida.

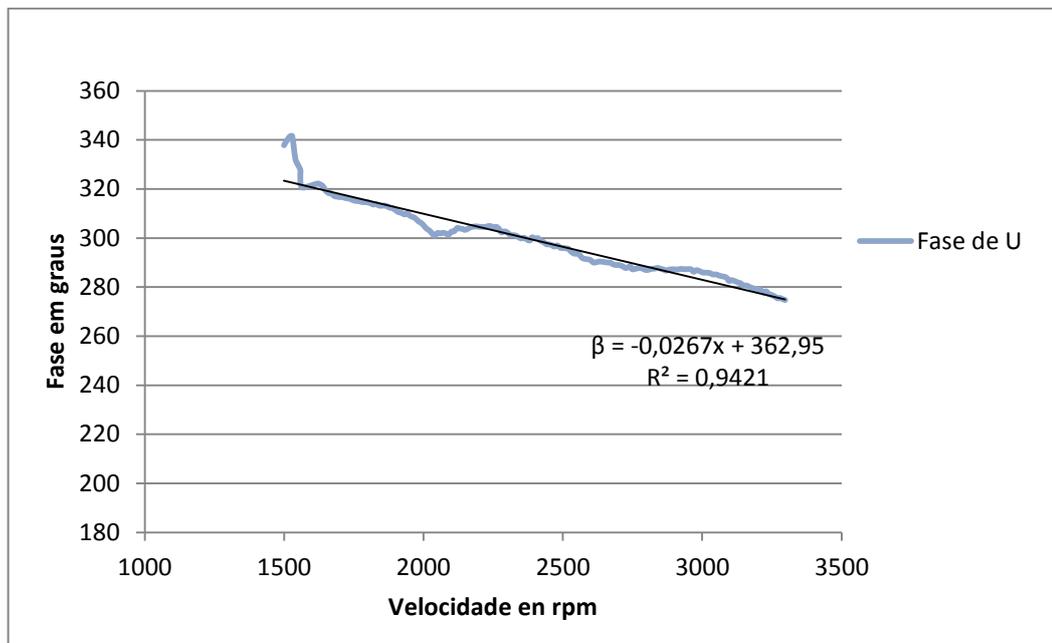
**Fonte:** Autoria própria.

Com o auxílio de uma planilha, foi aplicado o método de coeficiente de influência e calculado o fasor desbalanceamento  $\dot{U}$  em função da velocidade de rotação, conforme expressão 2.22. Nas Figuras 23 e 24, estão as representações gráficas do desbalanceamento calculado em função da velocidade de rotação.



**Figura 23** – Amplitude do desbalanceamento do rotor em função da velocidade de rotação.

**Fonte:** Autoria própria.



**Figura 24** – Fase do desbalanceamento do rotor em função da velocidade de rotação.

**Fonte:** Autoria própria.

Como pode ser observado nas Figuras 23 e 24, em toda a faixa de aquisição, o valor de desbalanceamento em amplitude e o valor da fase variam linearmente com a rotação, com coeficiente de determinação,  $R^2$ , superior a 0,92. Na Tabela 1, estão as equações que foram usadas como as funções da amplitude do desbalanceamento e da fase do eletro-ventilador número 7.

*Tabela 1 – Desbalanceamento do eletro-ventilador 7.*

-	<b>Desbalanceamento (g·mm)</b>	<b>Coefficiente <math>R^2</math></b>	<b>Fase (graus)</b>	<b>Coefficiente <math>R^2</math></b>
<b>Eletro 7</b>	$U = 86,25 - 0,0160\Omega$	0,9251	$\beta = 362,95 - 0,0267\Omega$	0,9421

Fonte: Autoria própria.

Como pode ser verificado com auxílio do gráfico ou da expressão matemática, entre 1500 e 3400 rpm, ocorreram variações superiores a 30 g·mm em amplitude e a 50° de fase no desbalanceamento do rotor.

Esse primeiro resultado experimental é suficiente para demonstrar que, para o eletro-ventilador estudado, a rotação é uma variável significativa para a determinação do desbalanceamento dinâmico.

### **3.8 Procedimento do teste realizado a frio no veículo**

O acelerômetro foi colocado em um dos parafusos de fixação do motor do eletro-ventilador.

O teste foi feito com o carro frio e desligado, para reproduzir as mesmas características dos testes de bancada.

De forma similar ao teste de bancada, foi usada uma fonte de corrente contínua para forçar uma rampa de aceleração do eletro-ventilador com uma rotação de 1500 rpm até 3400 rpm.

### **3.9 Procedimento do teste realizado com o veículo na condição quente**

Esses testes foram realizados da mesma forma que o teste a frio, porém, com o carro ligado e ar-condicionado desligado.

O veículo foi aquecido por 30 minutos com o eletro-ventilador funcionando a 1500 rpm.

A aquisição foi iniciada com a temperatura do líquido refrigerante do radiador em 90° C, com o termostato de liberação do líquido de arrefecimento acionado.

## 4 ANÁLISE DOS DADOS EXPERIMENTAIS DE BANCADA

Nesse capítulo, será analisado o efeito do fenômeno de mudança do balanceamento em função da rotação e expandir os testes para os outros sete eletro-ventiladores.

### 4.1 Análise do primeiro teste experimental de bancada

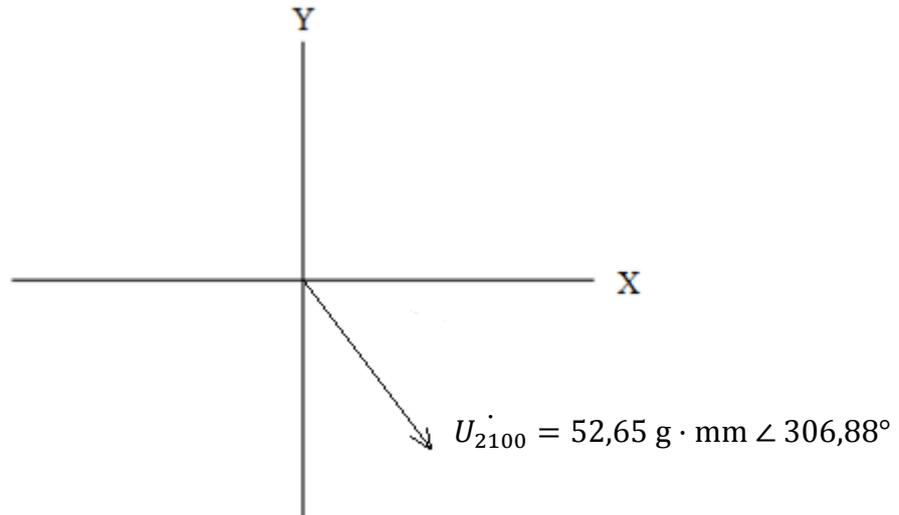
Para mensurar o efeito da variação do desbalanceamento, é preciso calcular qual será o efeito da massa adicionada durante o processo de balanceamento e, depois, calcular qual será o efeito dela com o eletro-ventilador funcionando na velocidade de operação.

Uma das amostras será balanceada a rotação de 2100 rpm e depois funcionará a uma velocidade de 2950 rpm, então será apresentado o efeito da massa adicionada durante o balanceamento em uma velocidade diferente da operacional.

O eletro-ventilador 7 foi balanceado em bancada a uma velocidade de 2100 rpm, e, nessa velocidade, o equipamento irá medir um desbalanceamento de:

$$\text{Desbalanceamento}_{2100} = 52,65 \text{ g} \cdot \text{mm} \angle 306,88^\circ$$

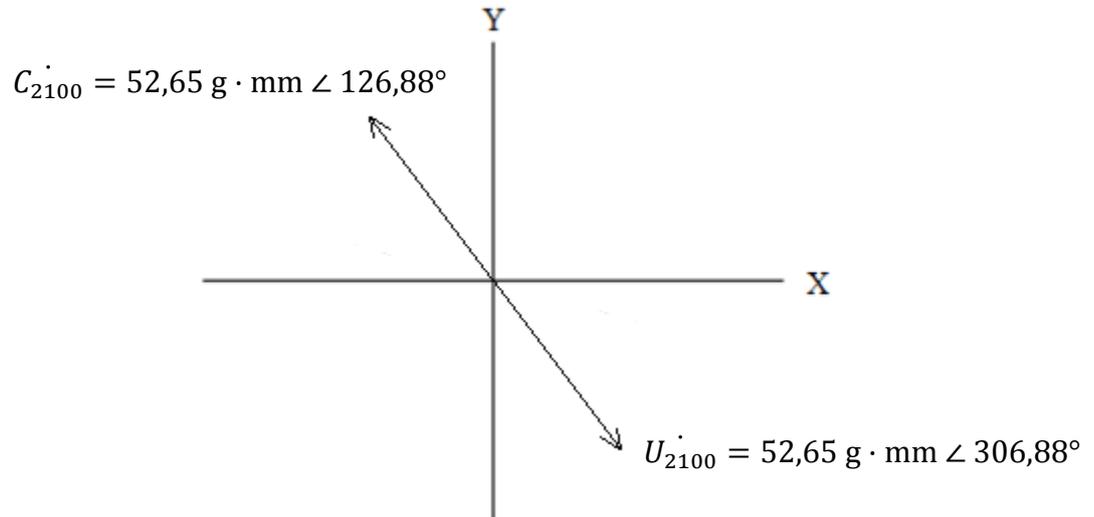
Na Figura 25, está representado o desbalanceamento inicial.



**Figura 25** – Desbalanceamento em 2100 rpm.

**Fonte:** Autoria própria.

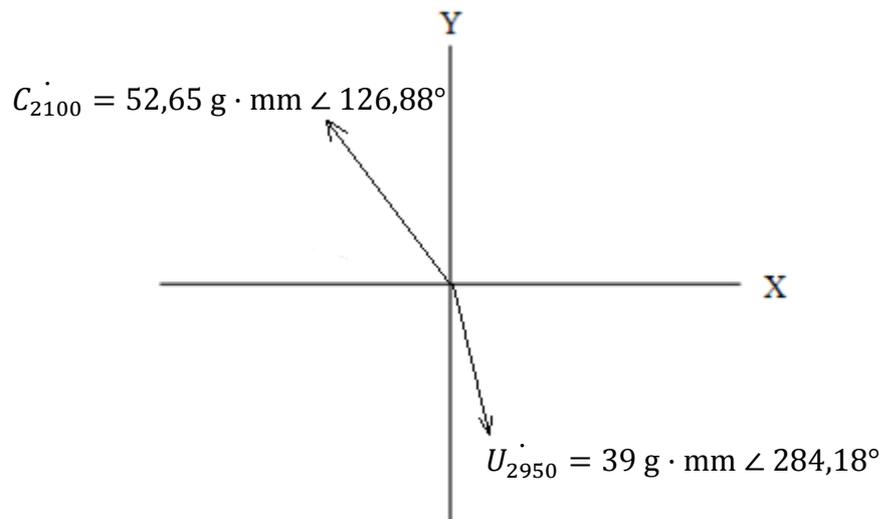
Para reduzir o desbalanceamento a zero, precisamos introduzir um momento de inércia  $\hat{C}$  de  $52,65 \text{ g} \cdot \text{mm} \angle 126,88^\circ$ , portanto, o eletro-ventilador estará perfeitamente balanceado nesta velocidade. Na Figura 26, pode ser visto graficamente o eletro-ventilador balanceado.



**Figura 26** – Eletro-ventilador balanceado em 2100 rpm.

**Fonte:** Autoria própria.

Após balancear, o eletro-ventilador será montado no veículo e funcionará a uma velocidade de 2950 rpm, portanto o desbalanceamento, antes igual a  $U_{2100} + C_{2100}$  se tornará  $U_{2950} + C_{2100}$ , conforme pode ser visto na Figura 27.



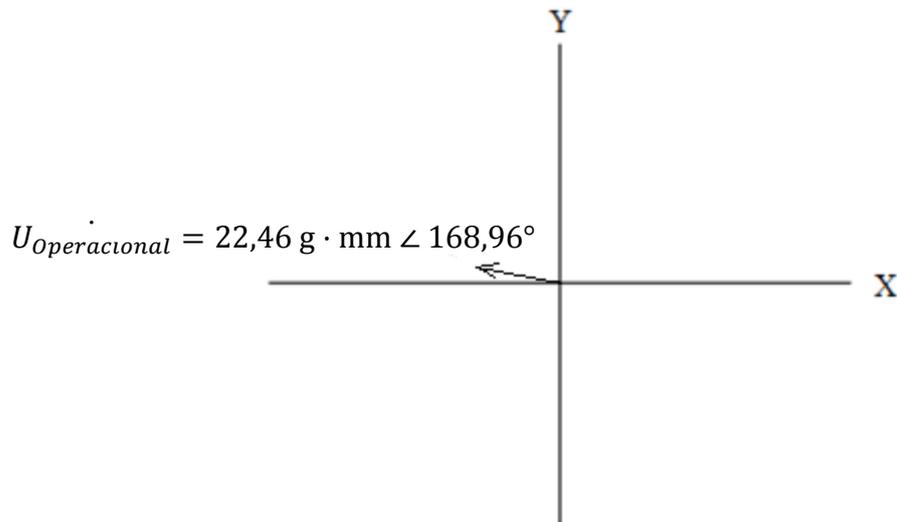
**Figura 27** – Efeito da mudança de velocidade para 2950 rpm.

**Fonte:** Autoria própria.

$$\text{Desbalanceamento}_{2950} = 39 \text{ g} \cdot \text{mm} \angle 284,18^\circ \quad (4.24)$$

$$\text{Desbalanceamento operacional}_{2950} = 22,46 \text{ g} \cdot \text{mm} \angle 168,96^\circ \quad (4.25)$$

Adicionando o efeito da massa ao novo desbalanceamento, conforme pode ser visto na Figura 28, obtém-se:



**Figura 28** – Desbalanceamento operacional em 2950 rpm.

**Fonte:** Autoria própria.

Caso o eletro-ventilador seja balanceado na velocidade de 2100 rpm e funcione na velocidade de 2950 rpm, o desbalanceamento operacional será de 22,46 g·mm, considerando que o limite de desbalanceamento de projeto é de 20 g·mm e que a produção almeja entregar o rotor com desbalanceamento inferior a 10 g·mm, portanto, a velocidade escolhida para o balanceamento não atende os requisitos de projeto. Porém, caso seja possível prever a mudança do desbalanceamento, é possível balancear o eletro-ventilador na velocidade de 2100 rpm e ajustar o valor e posição da massa de compensação para corrigir o desbalanceamento na velocidade de 2950 rpm.

#### **4.2 Análise de todos os testes experimentais de bancada**

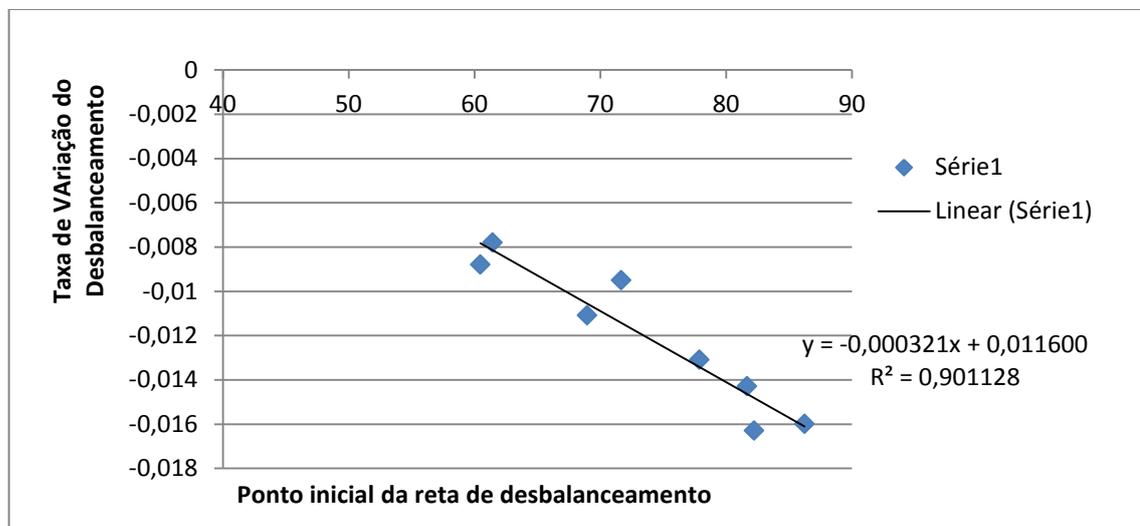
Todos os outros eletro-ventiladores foram testados da mesma forma, no mesmo dia e com a mesma massa de adição colocada na mesma posição. Na Tabela 2, encontram-se as representações das linhas de tendência da amplitude e fase dos oito eletro-ventiladores.

**Tabela 2** – Desbalanceamento do conjunto completo de eletro-ventiladores.

	<b>Desbalanceamento (g·mm)</b>	<b>Coefficiente R<sup>2</sup></b>	<b>Fase (graus)</b>	<b>Coefficiente R<sup>2</sup></b>
<b>Eletro 1</b>	U = 71,67 - 0,0095Ω	0,7551	β = 397,75 - 0,0302Ω	0,97
<b>Eletro 2</b>	U = 68,97 - 0,0111Ω	0,7539	β = 349,67 - 0,0273Ω	0,96
<b>Eletro 3</b>	U = 77,90 - 0,0131Ω	0,8512	β = 355,68 - 0,0255Ω	0,96
<b>Eletro 4</b>	U = 81,67 - 0,0143Ω	0,8923	β = 355,57 - 0,0240Ω	0,97
<b>Eletro 5</b>	U = 82,23 - 0,0163Ω	0,9126	β = 369,74 - 0,0264Ω	0,98
<b>Eletro 6</b>	U = 60,47 - 0,0088Ω	0,8243	β = 358,02 - 0,0312Ω	0,97
<b>Eletro 7</b>	U = 86,25 - 0,0160Ω	0,9251	β = 362,95 - 0,0267Ω	0,94
<b>Eletro 8</b>	U = 61,46 - 0,0078Ω	0,7139	β = 350,56 - 0,0269Ω	0,98

**Fonte:** Autoria própria.

O valor da variação da fase de todo o conjunto ficou aproximado, mas a taxa de variação do desbalanceamento variou consideravelmente, analisando as expressões da coluna ,desbalanceamento, da Tabela 2, percebe-se que a taxa de variação do desbalanceamento é proporcional ao desbalanceamento inicial, como pode ser visto na Figura 29.



**Figura 29** – Taxa de variação do desbalanceamento x ponto inicial da Reta

**Fonte:** Autoria própria.

Para mensurar o efeito do conjunto de uma forma global, foi desenvolvida uma expressão matemática que representasse o vetor desbalanceamento do conjunto dos oito eletro-ventiladores. No cálculo da fase e do módulo do desbalanceamento, foram feitas medias ponderadas pelo coeficiente de determinação, R<sup>2</sup>. No calculo da taxa de variação do desbalanceamento, foi utilizada a regressão linear apresentada na Figura 29.

$$U_{\text{global}} = 74,50 - 0,01231 \cdot \Omega \text{ gmm} \angle 362,51 - 0,0273 \cdot \Omega^\circ \quad (4.26)$$

Comparando a equação global 4.26 com a equação do eletro-ventilador 7 da tabela 1, pode ser visto que existe uma variação de apenas 2,2 % na taxa de variação da fase e uma variação de 0,5% da taxa de variação da amplitude do desbalanceamento.

Conforme pode ser visto na expressão matemática 4.26, o desbalanceamento reduz com o aumento da rotação, portanto, o desbalanceamento varia em função da rotação para o modelo do eletro-ventilador trabalhado.

Caso o eletro-ventilador seja balanceado a uma velocidade diferente da operacional, é possível calcular o desbalanceamento médio do conjunto de amostras, como calculado na seção 4.1 utilizando a expressão 4.26. Para o caso de uma velocidade operacional de 2950 rpm, na Tabela 3, pode ser verificado o comportamento do desbalanceamento.

*Tabela 3 - Desbalanceamento operacional do conjunto em 2950 rpm.*

<b>Rotação de Balanceamento (rpm)</b>	<b>Fase do desbalanceamento operacional (graus)</b>	<b>Módulo do desbalanceamento operacional (g·mm)</b>
1000	13,09	49,79
1100	11,27	47,01
1200	9,46	44,24
1300	7,64	41,48
1400	5,83	38,74
1500	4,01	36,02
1600	2,20	33,33
1700	0,39	30,65
1800	-1,41	28,00
1900	-3,22	25,38
2000	-5,03	22,79
2100	-6,84	20,23
2200	-8,64	17,70
2300	-10,45	15,21
2400	-12,26	12,75
2500	-14,08	10,34
2600	-15,90	7,96
2700	-17,75	5,63
2800	-19,66	3,34
2900	-22,05	1,10
3000	157,94	1,10
3100	155,56	3,24
3200	153,65	5,34
3300	151,81	7,38
3400	149,99	9,37

Fonte: Autoria própria.

### 4.3 Compensação do efeito da variação da velocidade

Com base nos dados da Tabela 3, verifica-se que, considerando apenas o efeito da variação da velocidade e ignorando o efeito da temperatura, para garantir o desbalanceamento máximo, admissível em projeto, de 20 g .mm, é necessário realizar o balanceamento com uma velocidade de rotação mínima de 2200 rpm, mas a equipe de qualidade do fabricante garante que o máximo desbalanceamento de um eletro-ventilador entregue pela produção é de 10

g·mm, portanto, para atingir esse valor, é preciso fazer o balanceamento com uma velocidade mínima de 2600 rpm e para minimizar o desbalanceamento, balancear na velocidade operacional de 2950 rpm

Conhecendo o comportamento do desbalanceamento em função da rotação, é possível balancear o eletro-ventilador em velocidade inferior à recomendada, mas o valor e a posição da massa devem ser modificados considerando tal fenômeno.

Com base na expressão matemática 4.26, a massa adicionada no processo de balanceamento precisa ser corrigida, pela diferença entre a massa encontrada na velocidade de balanceamento e a velocidade de operação.

$$W_{cor} = Dc - 0,01236 \cdot (Vo - Vn) \text{ gmm} \angle (0,0273 \cdot (Vo - Vn) - Fc)^\circ \quad (4.27)$$

Onde:

Dc = Desbalanceamento calculado.

Vo = Velocidade de rotação operacional.

Vn = Velocidade de rotação do processo de balanceamento.

Fc = Fase do desbalanceamento calculado.

$W_{cor}$  = Fator da massa de balanceamento corrigida.

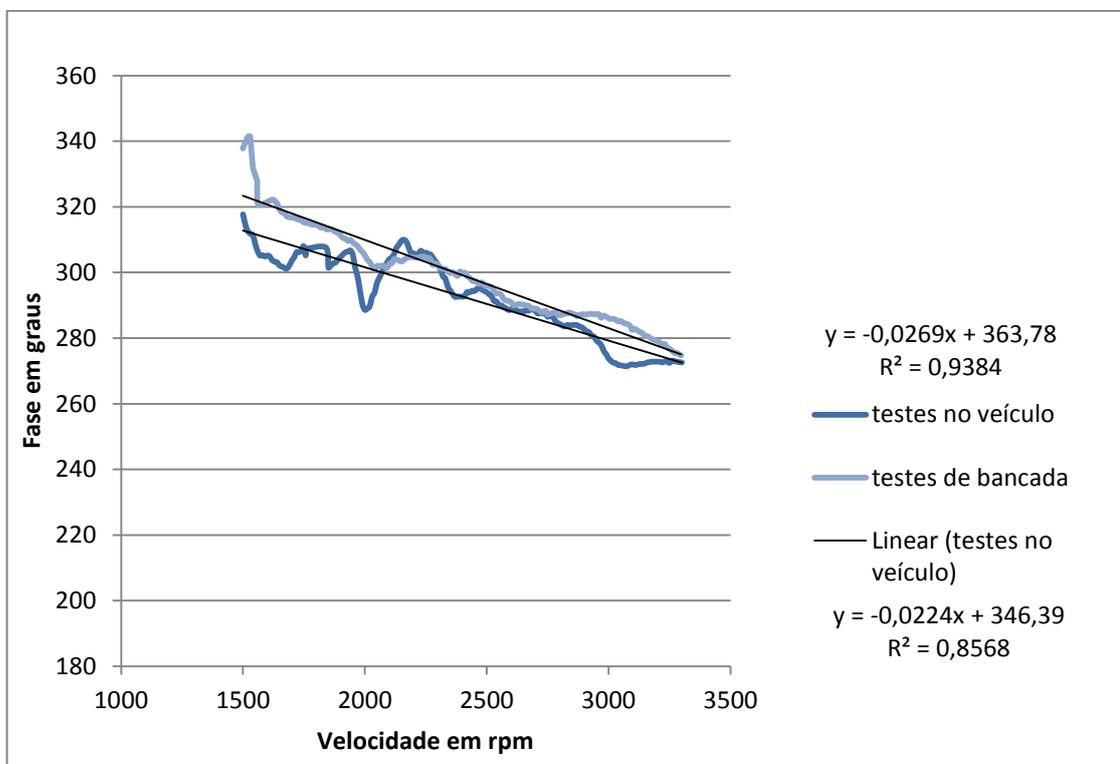
## 5 RESULTADO DOS EXPERIMENTAIS FEITOS NO VEÍCULO

Neste capítulo, os resultados dos testes realizados em bancadas serão comparados com os resultados dos testes realizados no veículo frio e quente.

### 5.1 Resultado dos testes realizados a frio no veículo

Os testes a frio foram feitos apenas com os eletro-ventiladores número 6 e 7, devido à dificuldade de montagem no veículo.

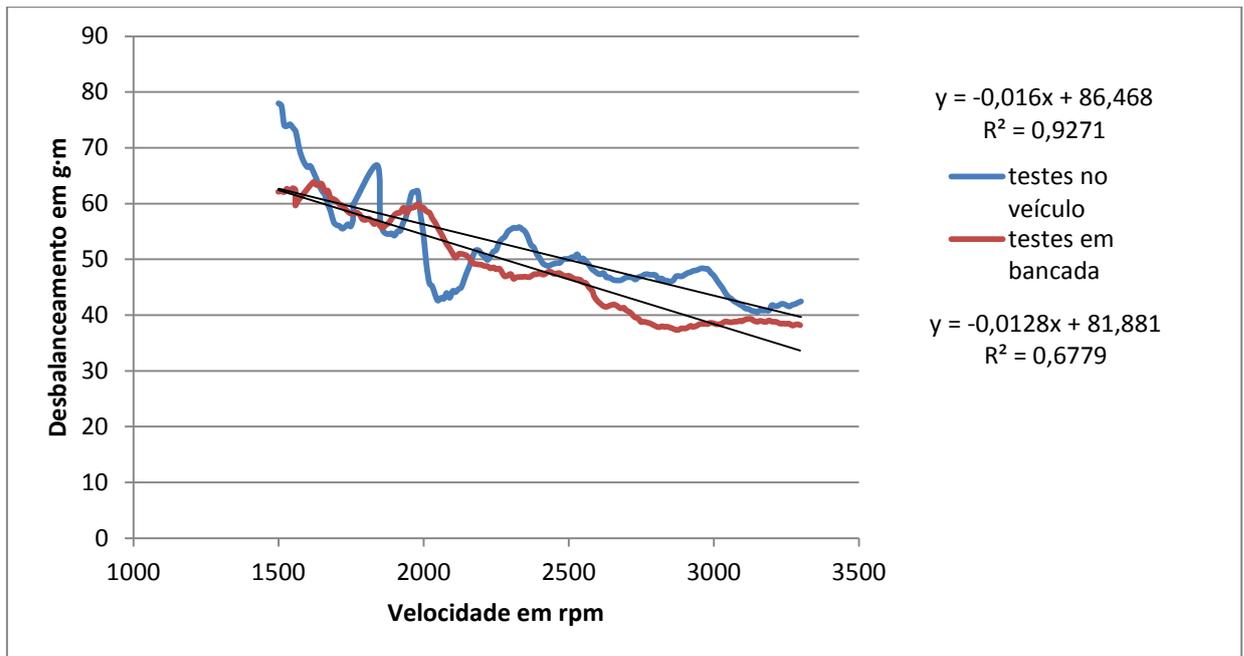
Pode ser verificado na Figura 30, que a variação da fase foi pequena, com uma variação média de  $6,59^\circ$ .



**Figura 30** – Eletro-ventilador 7 – Fase do desbalanceamento do teste realizado no veículo frio.

**Fonte:** Autoria própria.

Pode ser verificado na Figura 31, que a variação do desbalanceamento foi pequena, com uma variação média próxima de  $3 \text{ g}\cdot\text{mm}$ , gerando uma diferença próxima a 6%. Considerando que a equipe de qualidade entrega o rotor com desbalanceamento limite de  $10 \text{ g}\cdot\text{mm}$  e que o limite de projeto é de  $20 \text{ g}\cdot\text{mm}$ , um erro de 6% é admissível.



**Figura 31** – Eletro-ventilador 7 – Amplitude do desbalanceamento do teste realizado no veículo frio.

**Fonte:** Autoria própria.

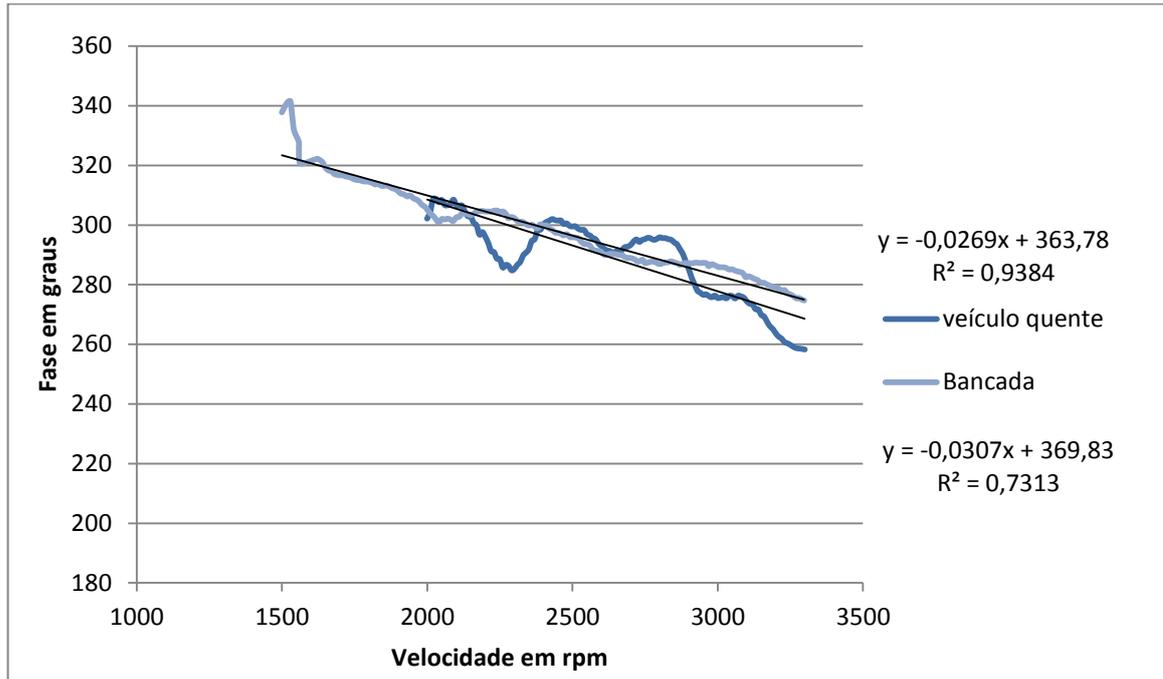
Considerando um limite de projeto de 20 g·mm e que o processo garante um balanceamento de 10 g·mm, a variação entre a resposta a frio e em bancada pode ser considerada pequena. Desta forma, o resultado dos testes feitos em bancada podem ser considerados aceitáveis, de forma que os estudos em bancada são válidos.

Adicionalmente, o eletro-ventilador número 6 foi testado e o resultado obtido foi um diferença média de 5,8° na fase e de 2,1 g·mm no desbalanceamento. Apenas dois rotores foram testados e não foi estudado o número mínimo de amostras para garantir um resultado confiável.

## 5.2 Resultado dos testes realizados a quente no veículo

Devido ao veículo estar ligado, durante os testes, sempre que a frequência de rotação do eletro-ventilador se iguala à frequência de outro componente do veículo, o sinal lido pelo sensor vai ser a soma dos dois sinais, e os cálculos de desbalanceamento não serão exatos. Devido a esse problema, os gráficos a quente não ficaram lineares como os gráficos a frio, assim como o valor de  $R^2$ . O resultado entre 1500 rpm e 1900 rpm foi descartado, pois as vibrações geradas pelo motor tornaram os testes nessa faixa de rotação inviáveis, portanto, nos testes feitos a quente, serão usados os resultados entre 2000 e 3400 rpm.

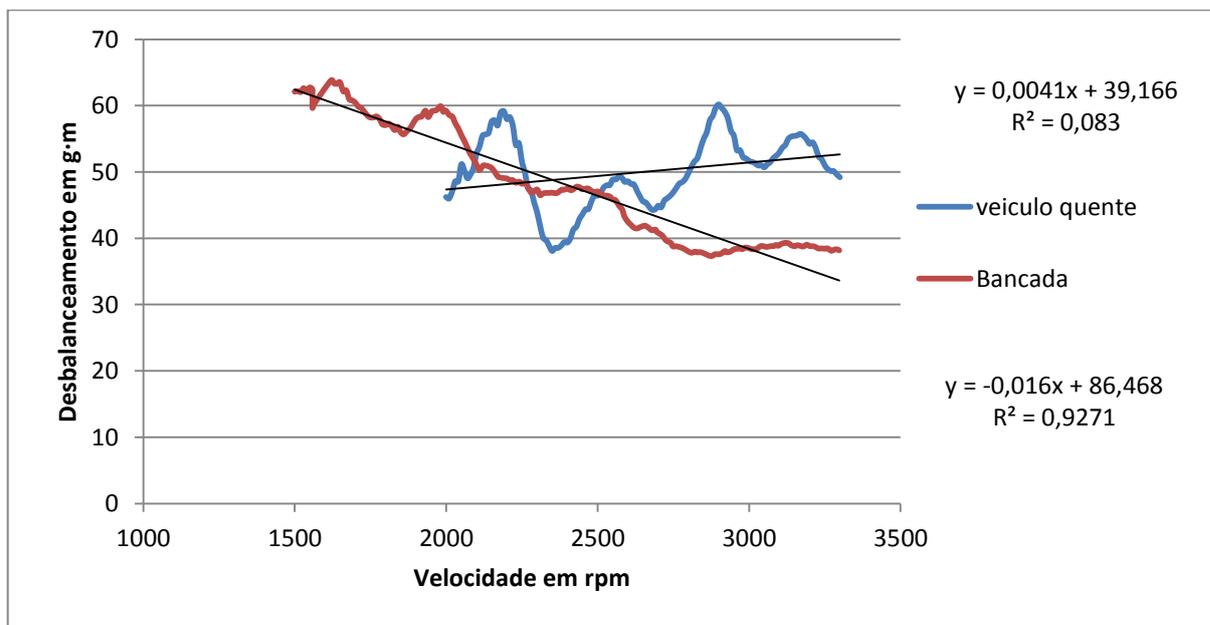
Na Figura 32, está o gráfico da fase do desbalanceamento do eletro ventilador 7 testado no veículo quente. A fase não variou muito com relação aos testes realizados em bancada com média de 2,31°.



**Figura 32** – Eletro-ventilador 7 – Fase do desbalanceamento do teste realizado no veículo quente.

Fonte: Autoria própria.

Na Figura 33, está o gráfico da amplitude do desbalanceamento do teste de bancada comparado com o teste realizado com o veículo quente. Diferente da fase, a amplitude obteve comportamento diferente do teste de bancada.



**Figura 33** – Eletro-ventilador 7 – Amplitude do desbalanceamento do teste realizado no veículo quente.

Fonte: Autoria própria.

Nos testes de bancada, a amplitude do desbalanceamento diminui, possivelmente pelo aumento da rigidez dinâmica em função do aumento da velocidade, enquanto nos testes com temperatura elevada, o desbalanceamento aumenta à medida que a rotação aumenta, possivelmente pela redução da resistência e amortecimento do rotor.

*Tabela 4 – Desbalanceamento do eletro-ventilador 7 à quente.*

-	Desbalanceamento (g·mm)	Coefficiente $R^2$	Fase (graus)	Coefficiente $R^2$
<b>Eletro 7</b>	$U = 39,17 + 0,0041\Omega$	0,9251	$\beta = 363,78 - 0,0269\Omega$	0,94

Fonte: Autoria própria.

O comportamento não linear observado no rotor flexível é devido ao fenômeno de precessão, pois as características dinâmicas do sistema são funções da velocidade de rotação. Em todos os rotores, existe uma faixa de velocidade em que o comportamento é linear, especialmente em rotores rígidos, mas, à medida que a velocidade de trabalho é elevada, o rotor passa a ter comportamento flexível e ter uma resposta não linear (FERREIRA,1989) .

### 5.3 Efeito da temperatura no desbalanceamento

Na Tabela 5, está o valor do desbalanceamento operacional do eletro-ventilador número 7, sendo balanceado em diferentes velocidades e funcionando no veículo quente em uma velocidade de rotação de 2950 rpm.

*Tabela 5 – Desbalanceamento operacional do eletro-ventilador 7 considerando o efeito térmico.*

<b>Rotação de Balanceamento (rpm)</b>	<b>Fase do desbalanceamento operacional (graus)</b>	<b>Módulo do desbalanceamento operacional (g·mm)</b>
1000	-158,30	60,32
1100	-159,36	56,87
1200	-160,33	53,46
1300	-161,19	50,07
1400	-161,92	46,71
1500	-162,51	43,40
1600	-162,91	40,13
1700	-163,08	36,92
1800	-162,96	33,77
1900	-162,49	30,70
2000	-161,56	27,71
2100	-160,03	24,84
2200	-157,72	22,10
2300	-154,36	19,53
2400	-149,65	17,21
2500	-143,21	15,19
2600	-134,74	13,60
2700	-124,31	12,55
2800	-112,67	12,16
2900	-101,17	12,44
3000	-91,09	13,31
3100	-83,03	14,63
3200	-76,95	16,27
3300	-72,54	18,10
3400	-69,42	20,05

**Fonte:** Autoria própria.

O valor do desbalanceamento operacional em 2950 rpm aumentou com o efeito da temperatura. Independente da rotação escolhida para realizar o balanceamento, o valor ficará acima do valor limite estabelecido pela produção de 10 g·mm.

#### **5.4 Compensação do efeito térmico**

Observa-se que a fase do desbalanceamento não variou com o aumento da temperatura e que apenas o desbalanceamento variou, se apenas a quantidade de massa adicionada ao eletro durante o balanceamento for alterada, será possível compensar a variação do desbalanceamento gerada pelo efeito térmico.

Em 2950 rpm, o desbalanceamento residual é de 12,87 g·mm, portanto, para compensar esse valor, é preciso elevar o momento de inércia em 12,87 g·mm para realizar o balanceamento. Fazendo esta compensação, o valor do desbalanceamento operacional com o veículo quente pode ser visto na Tabela 6.

**Tabela 6** – Desbalanceamento operacional do eletro-ventilador 7 compensando efeito térmico.

<b>Rotação de Balanceamento (rpm)</b>	<b>Fase do desbalanceamento operacional (graus)</b>	<b>Módulo do desbalanceamento operacional (g·mm)</b>
1000	-165,84	69,95
1100	-167,53	66,31
1200	-169,21	62,69
1300	-170,88	59,08
1400	-172,53	55,49
1500	-174,16	51,93
1600	-175,78	48,38
1700	-177,37	44,87
1800	-178,93	41,38
1900	179,55	37,92
2000	178,08	34,50
2100	176,66	31,12
2200	175,32	27,77
2300	174,10	24,47
2400	173,02	21,22
2500	172,19	18,01
2600	171,72	14,86
2700	171,91	11,77
2800	173,39	8,76
2900	178,04	5,86
3000	-166,33	3,21
3100	-105,02	1,92
3200	-57,20	3,67
3300	-45,63	6,21
3400	-42,01	8,83

**Fonte:** Autoria própria.

Para compensar todos os efeitos e para garantir o limite de desbalanceamento em projeto, precisamos balancear o eletro-ventilador com um adicional de 12,87 g·mm e a rotação deve ser superior a 2800 rpm.

Após realizar análise empírica, foi visto que, ao elevar a massa de balanceamento em 14,5 g·mm, o menor valor de desbalanceamento será obtido em 3100 rpm. Conforme pode ser visto na Tabela 7.

*Tabela 7 – Desbalanceamento operacional do eletro-ventilador 7 após compensar efeito da temperatura e rotação.*

<b>Rotação de Balanceamento (rpm)</b>	<b>Fase do desbalanceamento operacional (graus)</b>	<b>Módulo do desbalanceamento operacional (g·mm)</b>
1000	-166,64	71,24
1100	-168,40	67,59
1200	-170,14	63,95
1300	-171,89	60,32
1400	-173,63	56,72
1500	-175,36	53,13
1600	-177,08	49,57
1700	-178,80	46,03
1800	179,49	42,52
1900	177,79	39,05
2000	176,11	35,60
2100	174,44	32,19
2200	172,80	28,83
2300	171,19	25,50
2400	169,61	22,21
2500	168,10	18,97
2600	166,69	15,78
2700	165,43	12,64
2800	164,49	9,56
2900	164,27	6,53
3000	166,55	3,58
3100	-162,20	0,83
3200	-39,63	2,31
3300	-33,81	5,06
3400	-33,37	7,78

**Fonte:** Autoria própria.

Portanto, durante o balanceamento de bancada, é necessário realizar o procedimento em uma rotação superior a de funcionamento e elevar o momento de inércia calculada pelo método do coeficiente de influência para garantir que o eletro-ventilador esteja balanceado na temperatura e velocidade de rotação operacional.

## 6 MÉTODO DE BALANCEAMENTO MODIFICADO

Neste capítulo, os dados do comportamento a frio e a quente serão usados para propor uma nova metodologia de balanceamento, capaz de compensar o efeito da variação da velocidade em função e temperatura.

### 6.1 Variação entre o funcionamento a frio e a quente

Caso o eletro-ventilador seja balanceado na bancada de teste em uma velocidade específica e funcione a quente no veículo, o desbalanceamento durante a operação será o vetor desbalanceamento durante a operação, calculado conforme Tabela 4, na página 43, menos o vetor desbalanceamento em bancada, calculado na Tabela 1, na página 33.

A Variação da fase será:

$$D_{fase} = (363,78 - 0,0269 \cdot \Omega_{operacional} - 362,95 + 0,0267 \cdot \Omega_{balanceamento})^\circ \quad (6.28)$$

A Variação de amplitude será por unidade de desbalanceamento:

$$D_{amplitude} = \frac{(39,166 + 0,0041 \cdot \Omega_{operacional} - 86,245 + 0,016 \cdot \Omega_{balanceamento})}{86,245 - 0,016 \cdot \Omega_{balanceamento}} + 1 \quad (6.29)$$

Para garantir que o processo de balanceamento em bancada compense o efeito da variação de temperatura e velocidade, o valor encontrado na expressão 6.28 deve ser adicionado à fase e o valor da expressão 6.29 deve ser adicionado ao valor da amplitude da massa que deve ser adicionada durante o balanceamento em bancada.

No caso do modelo de eletro-ventilador utilizado neste trabalho, balanceado em bancada na rotação de 2300 rpm e trabalhando a quente em 2950 rpm, o momento de inércia adicionado ao sistema para compensar o balanceamento deve ser multiplicado por 1,05 e a fase deve ser reduzida de 17,11°.

O coeficiente multiplicativo para corrigir a amplitude do desbalanceamento é próxima a 1, pois o aumento da temperatura tem efeito contrario ao aumento da velocidade, no modulo do desbalanceamento, portanto as duas variações praticamente se anularam.

Portanto, um balanceamento feito a uma velocidade de rotação de 2300 rpm, o valor do desbalanceamento deve ser corrigido da seguinte forma.

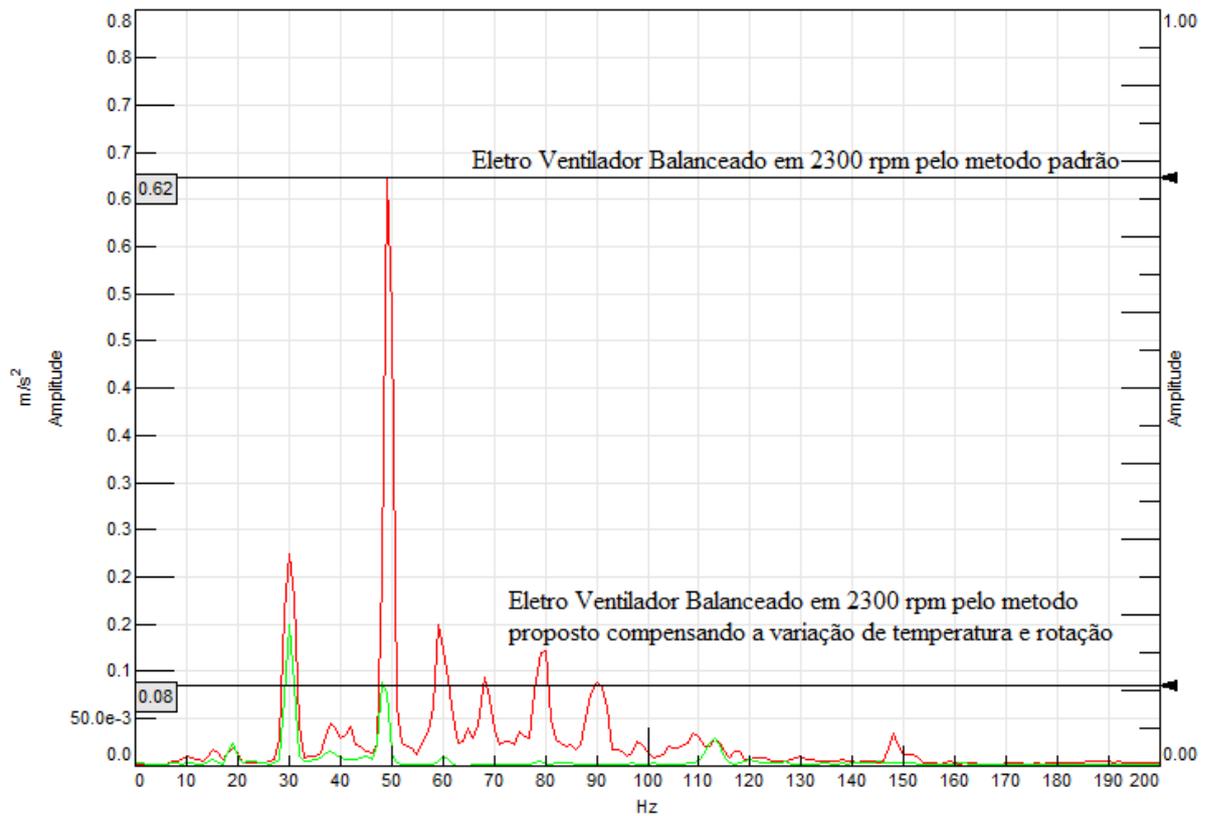
$$\text{Fase corrigida} = \text{Fase medida} - 17,11^\circ \quad (6.30)$$

$$\text{Momento de inércia corrigido} = \text{Momento de inércia medido} + 1,816 \text{ g}\cdot\text{mm} \quad (6.31)$$

### 6.2 Aplicação da compensação do efeito da velocidade e temperatura

O eletro-ventilador 7 foi balanceado pelo método do coeficiente de influência clássico em bancada na velocidade de 2300 rpm e em seguida foi medido o nível de vibração no volante do veículo. Na sequência, foi feito um novo balanceamento em bancada, mas os

valores de desbalanceamento registrados pela bancada foram corrigidos pelas expressões 6.30 e 6.31. Como pode ser observado na Figura 34, o nível de aceleração reduziu de  $0,62 \text{ m/s}^2$  para  $0,08 \text{ m/s}^2$ , respeitando o limite de projeto de  $0,52 \text{ m/s}^2$ .



**Figura 34** – Comparação do método de balanceamento clássico e o proposto pelo nível de vibração no volante do veículo.

**Fonte:** Autoria própria.

## **7 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA CONTINUIDADE DO TRABALHO**

### **7.1 Conclusões**

Neste trabalho mostrou-se que a temperatura de funcionamento e a velocidade de rotação do eletro-ventilador são variáveis importantes no cálculo do desbalanceamento operacional e que esse fenômeno pode ser compensado para garantir um bom balanceamento.

Para o modelo de eletro-ventilador estudado, verificou-se que considerando apenas o efeito da variação de velocidade de rotação, com o eletro-ventilador funcionando em 2950 rpm, a velocidade de rotação mínima adequada para fazer o balanceamento é de 2500 rpm e idealmente de 2950 rpm.

Para o modelo de eletro-ventilador estudado, verificou-se que o método de balanceamento modificado possibilita que o balanceamento seja feito em temperaturas e velocidades diferentes das de operação, desde que se conheça o comportamento global nas duas situações. Portanto, é possível desenvolver novas máquinas de balanceamento capazes de calcular a diferença do desbalanceamento e compensar o efeito da variação de temperatura e velocidade de rotação, mantendo os níveis de vibração dentro do limite de projeto.

### **7.2 Sugestões**

- Realizar testes em bancada dentro de câmara térmica, para que o teste ocorra sem outros componentes do veículo funcionando e gerando vibrações;
- Desenvolver um equipamento de balanceamento capaz de calcular e compensar os efeitos da velocidade e da temperatura;
- Desenvolver um índice de rigidez para o eletro-ventilador que informe a sensibilidade do rotor a variações de rotação e temperatura.

## REFERÊNCIAS

- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. ABNT, *NBR 8008: Balanceamento de Corpos Rígidos Rotativos – Balanceamento – Procedimentos*. (1993).
- BISHOP, R.E.D., GLANDELL, G.M.L. *The vibration and balancing of an unbalanced flexible rotor*. Journal of mechanical Engineering Science, 1, p. 66-77, 1959.
- BOZOLAN F.S. *Uma Breve Introdução à Lei de Atração Universal de Isaac Newton*. Dissertação (Mestrado em Ensino) - Departamento de Astronomia, Universidade de São Paulo, 73p., 2015.
- CLEZAR, C. A. e NOGUEIRA, A. C. R. *Ventilação Industrial*. Ed. Da UFSC, 1999.
- CALLISTER, W. D. *Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução*. John Wiley & Sons, Inc., cap 16, 2012.
- CORREIA, F. A. G. *Determinação de Características de Desempenho de Mancais Radiais Elípticos Utilizando o Método de Elementos Finitos*. 109p Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Minas Gerais, 2007.
- COTA, R. E. *Análise Dinâmica de Rotores em Balanço Utilizando Procedimentos Computacionais e Experimentais*. 94p Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Minas Gerais, 2008.
- FERREIRA, J. V. *Balanceamento de Rotores Flexíveis*. 257p. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Campinas, UNICAMP, Campinas, 1989.
- FERREIRA R.F. e PAIS L.S. *Processo de balanceamento em alta rotação e a caracterização de rotores rígidos e flexíveis*, 9º Fórum de Turbomáquinas Petrobras, Rio de Janeiro, 2013.
- GÓZ, R. D.; *Balanceamento de Rotores*. s.l. : R&T Análise de Vibrações e Balanceamento, 49p., 2013.
- GOSIEWSKI, Z. *Automatic Balancing of Flexible Rotors*, Journal of Sound and Vibration, p. 551-567, 1984.

GUNTER, E.J. *Influence of Flexibly Mounted Rolling Element Bearing on Rotor Response, Part I - Linear Analysis*. Journal of Lubrication Technology, Transactions ASME, Series, V. 92, n. 1, p.59-75, 1970.

KALLMANN, H. E. *Balancing machine*. U.S. Patent n. 2.461.645, 15 fev. 1949.

JEFFCOTT, H. H. XXVII. *The lateral vibration of loaded shafts in the neighbourhood of a whirling speed.—The effect of want of balance*. The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science, V. 37, n. 219, p. 304-314, 1919.

KALSI, S. S. *Development Status of Rotating Machines Employing Superconducting Field Windings*. Proceedings of the IEEE, v. 92, n. 10, p. 1688-1704, 2004.

LACERDA, H. *Racionalização do Método dos Coeficientes de influência Aplicado ao Balanceamento de Rotores Flexíveis*. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Centro de Ciências Exatas e Tecnologia, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 1990.

MAGALHÃES, L.D. *Balanceamento de Rotores Utilizando os Métodos dos 3 Pontos e do Coeficiente de Influência*. 49p. Trabalho de Conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2013.

OICA. *Organisation Internationale des Constructeurs d'Automobiles, World Motor Vehicle Production by Country*. Disponível em: <<http://oica.net/category/production-statistics/>>. Acesso em: fev. 2017.

PEREIRA, J. C. *Introdução à dinâmica de rotores*. Apostila do curso de dinâmica de rotores do Departamento de engenharia mecânica da UFSC, 2005.

RIEGER, N. F. *Balancing of Rigid and Flexible Rotors*. STRESS TECHNOLOGY INC ROCHESTER, NY, 1986.

RANGEL, J. S. *Análise Rotodinâmica de Equipamentos Sujeitos a Desbalanceamento Estático, Dinâmico e Modal*. 82P. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, UFRJ – 2008.

SALDARRIAGA, M.R.V. *Balanceamento de Rotores Flexíveis Sem Usar Massa de Teste*. 124p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Centro de Ciências Exatas e Tecnologia, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2002.

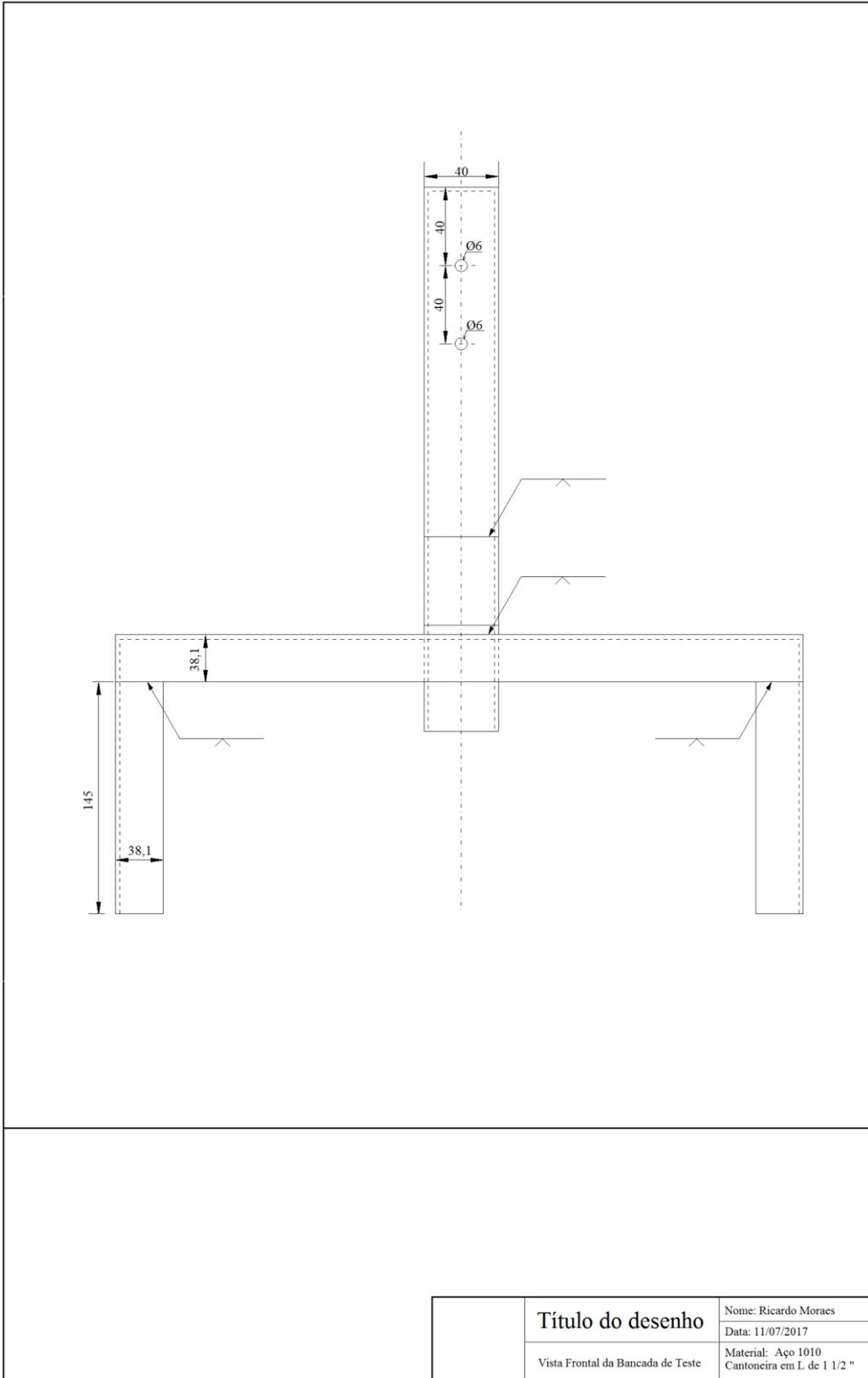
SHABLINSKY, A. G. *Machine Balancing in Field Conditions*. Vibro Acoustical Systems and Technologies, 1995. Disponível em: <<http://www.vibrotek.com/articles/fldbal/index.htm/>>. Acesso em: fev. 2017.

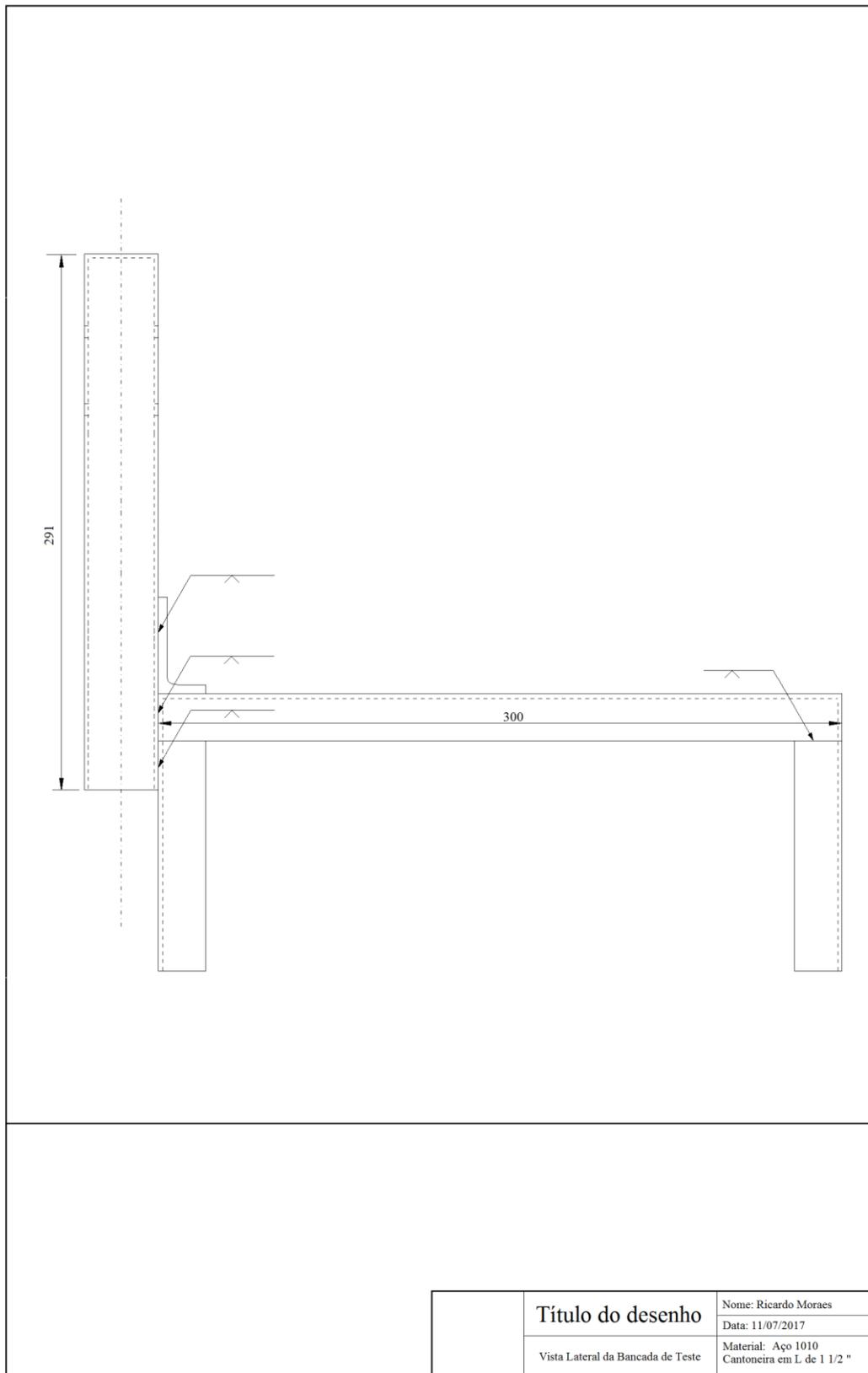
SILVA A.S. e SALES J.G.S, *Desenvolvimento de uma bancada experimental para estudo de vibração em motor monocilíndrico e realização de balanceamento dinâmico*, CONEM, 7, São Luís, Universidade Estadual do Maranhão, p10, 2012.

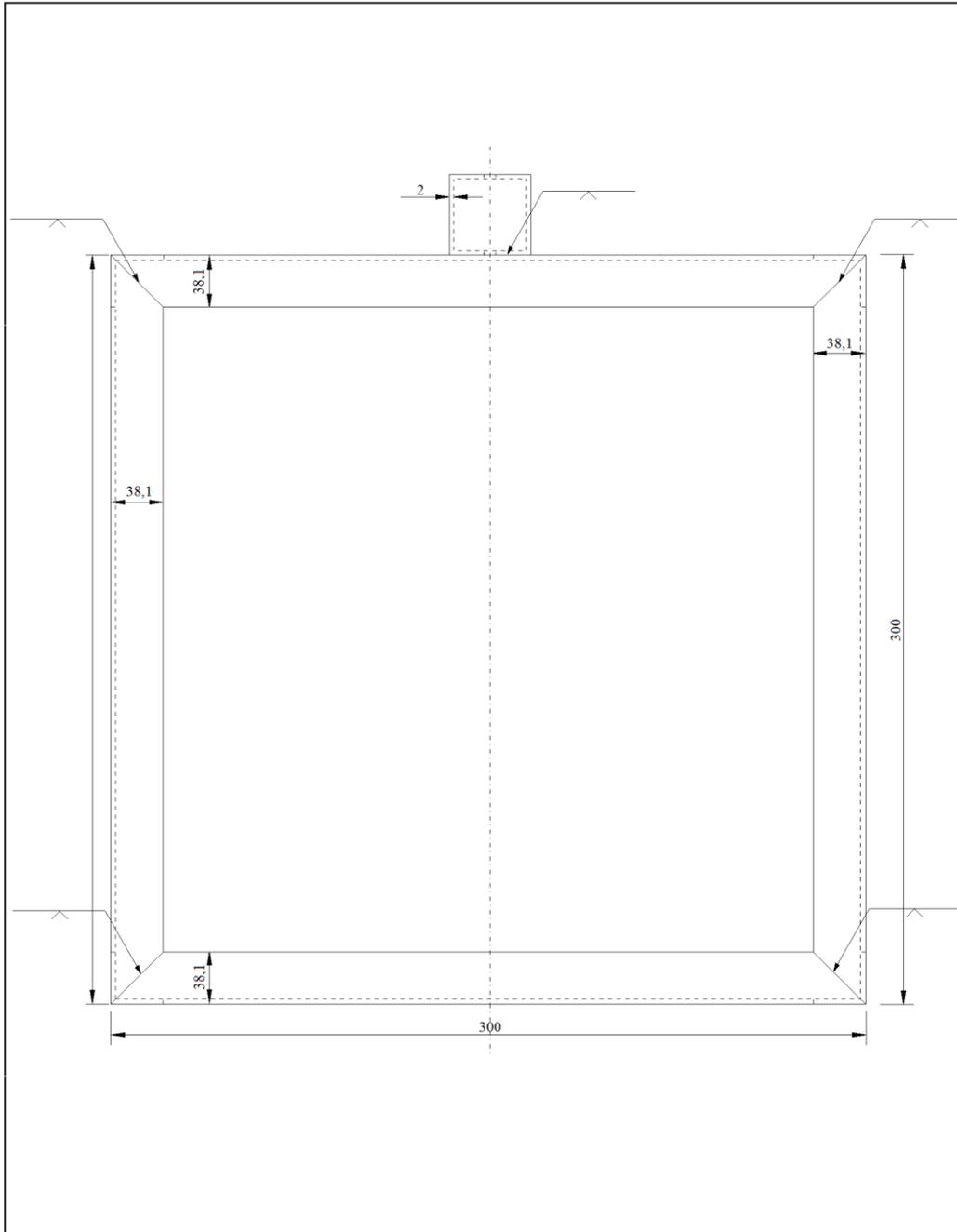
ZHOU, S., SHI, S. *Active balancing and vibration control of rotating machinery: a survey*, Shock and Vibration Digest, v. 33, n. 5, p. 361–371, 2001.

# APÊNDICES

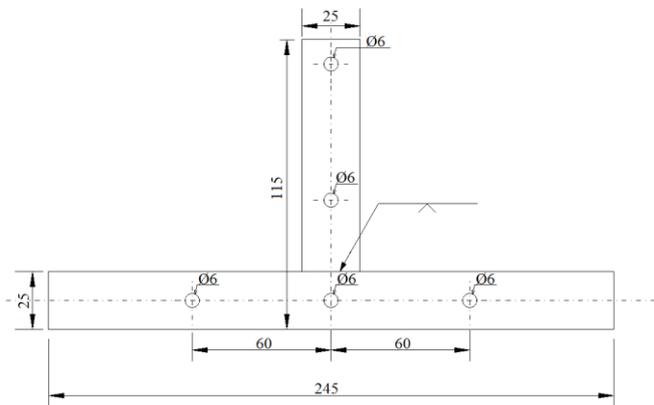
## APÊNDICE A - Desenho da Vista Frontal da Bancada.



**APÊNDICE B - Desenho da Vista Lateral da Bancada.****APÊNDICE C - Desenho da Vista de Topo da Bancada.**



	<b>Título do desenho</b>	Nome: Ricardo Moraes
	Vista de Topo da Bancada de Teste	Data: 11/07/2017 Material: Aço 1010 Cantoneira em L de 1 1/2 "

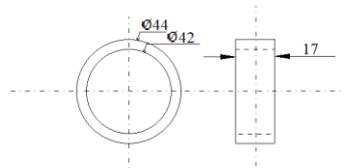
**APÊNDICE D - Desenho do suporte do eletro-ventilador.****Título do desenho**

Nome: Ricardo Moraes

Data: 11/07/2017

Suporte do eletroventilador

Material: Aço 1010  
Chapa de 1/8"

**APÊNDICE E - Desenho do apoiador de montagem do eletro-ventilador****Título do desenho**

Nome: Ricardo Moraes

Data: 11/07/2017

Apoiador

Material: Aço 1010  
Tubo de 1 3/4"