



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

MARCELO ALBUQUERQUE MARTINS

**CONSIDERAÇÕES TEÓRICAS ENTRE DOIS SISTEMAS DE FRENAGEM PARA
BANCADA DE TESTES DE PROTÓTIPOS DE ROTORES EÓLICOS DE PEQUENO
PORTE**

FORTALEZA

2018

MARCELO ALBUQUERQUE MARTINS

CONSIDERAÇÕES TEÓRICAS ENTRE DOIS SISTEMAS DE FRENAGEM PARA
BANCADA DE TESTES DE PROTÓTIPOS DE ROTORES EÓLICOS DE PEQUENO
PORTE

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica. Área de concentração: Energias Renováveis.

Orientadora: Prof. Dra. Carla Freitas de Andrade.

Coorientador: Prof. Francisco Olimpio Moura Carneiro

FORTALEZA

2018

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Biblioteca Universitária
Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

M344c Martins, Marcelo Albuquerque.

Considerações teóricas entre dois sistemas de frenagem para bancada de testes de protótipos de rotores eólicos de pequeno porte / Marcelo Albuquerque Martins. – 2018.
71 f. : il. color.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Fortaleza, 2018.

Orientação: Prof. Dr. Carla Freitas de Andrade.

Coorientação: Prof. Me. Francisco Olimpio Moura Carneiro.

1. Energia eólica.. 2. Frenagem. 3. Correntes de Foucault. 4. Efeito viscoso. I. Título.

CDD 620.1

MARCELO ALBUQUERQUE MARTINS

CONSIDERAÇÕES TEÓRICAS ENTRE DOIS SISTEMAS DE FRENAGEM PARA
BANCADA DE TESTES DE PROTÓTIPOS DE ROTORES EÓLICOS
DE PEQUENO PORTE

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, do Centro de Tecnologia da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial para a obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica. Área de Concentração: Processos, Equipamentos e Sistemas para Energias Renováveis.

Aprovada em 22/10/2018

BANCA EXAMINADORA

Prof.^a Dra. Carla Freitas de Andrade (Orientadora)
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Me. Francisco Olimpio Moura Carneiro (Coorientador)
Universidade da Integração Internacional da Lusofonia Afro-Brasileira (UNILAB)

Prof. Dr. André Valente Bueno
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr. Paulo Alexandre Costa Rocha
Universidade Federal do Ceará (UFC)

A Deus.

Aos meus pais, Francisco Antônio Martins de
Paula e Fátima Maria Albuquerque Martins, e
à minha esposa, Jéssyca Oliveira Fontenele
Albuquerque

AGRADECIMENTOS

À Prof. Dra. Carla Freitas de Andrade, pela excelente orientação. Ao Prof. Francisco Olimpio Moura Carneiro pelas importantes orientações e imprescindíveis contribuições, sem as quais esse trabalho não seria possível.

Aos colegas da turma de mestrado, pelas reflexões, críticas e sugestões recebidas.

Aos bolsistas e voluntários do LAERO que contribuíram para a realização deste trabalho.

RESUMO

O presente trabalho visou avaliar a aplicabilidade de dois tipos de sistemas de frenagem para uma bancada de testes de um laboratório didático de rotores eólicos, cujo atual sistema de frenagem é um freio a tambor. O primeiro sistema é um freio eletromagnético por efeito de correntes de Foucault, onde um eletroímã induz correntes elétricas sobre um disco de alumínio. O segundo sistema se baseia no efeito viscoso e foi concebido como um freio formado por um disco de alumínio paralelo à uma superfície lisa onde existe uma fina camada de fluido entre estes, de modo que o torque de frenagem é modificado pela mudança de altura na camada de fluido. Foi aplicado o modelo analítico desenvolvido por Wouterse (1991) para descrever o comportamento do freio eletromagnético, ao passo que o comportamento do freio por efeito viscoso foi descrito por um modelo desenvolvido a partir da Lei de Newton para escoamentos unidirecionais. Feito isto, foram testados protótipos de cada um dos freios, de modo que fosse possível comparar as medições experimentais às estimativas analíticas. Assim, obtendo-se como resultados, para o protótipo de freio eletromagnético, que os valores de torque de frenagem medidos foram, em média, 22,7% inferiores aos valores estimados analiticamente. E para o protótipo de freio por efeito viscoso, as estimativas de torque analíticas foram 52,7% inferiores aos valores de torque medidos no teste, em média. Além disso, foram calculados os requisitos mínimos de torque a serem alcançados pelos sistemas de freio para que possam ser aplicados adequadamente à bancada de testes para rotores eólicos. A partir disto, foi possível estimar que, caso fossem implementados à bancada de testes, os freios por efeito eletromagnético e por efeito viscoso produziriam torque máximo 2,81 e 3,54 vezes superior aos requisitos mínimos, respectivamente.

Palavras-chave: Energia eólica. Frenagem. Correntes de Foucault. Efeito viscoso.

ABSTRACT

This paper aimed to evaluate the applicability of two types of braking systems to a test bench of an educational laboratory for wind rotors, whose current braking system is a drum brake. The first system is an eddy current brake, where an electromagnet induces electric currents on an aluminum disc. The second system is based on the viscous effect and was designed as a brake formed by an aluminum disc parallel to a smooth surface where there is a thin layer of fluid therebetween, so that the braking torque is modified by changing the height in the layer of fluid. The analytical model developed by Wouterse (1991) was applied to describe the behavior of the electromagnetic brake, whereas the behavior of the brake by viscous effect was described by a model developed from Newton's Law for unidirectional flows. After this, prototypes of each of the brakes were tested, so that it would be possible to compare the experimental measurements with the analytical estimates. Thus, for the electromagnetic brake prototype, the measured braking torque values were, on average, 22.7% lower than the values estimated analytically. And for the viscous-effect brake prototype, the analytical torque estimates were 52.7% lower than the torque values measured on the test, on average. In addition, the minimum torque requirements to be achieved by the brake systems have been calculated so that these systems can be properly applied to the test bench for wind rotors. From this, it was possible to estimate that, if they were implemented to the test bench, the brakes by electromagnetic effect and by viscous effect would produce maximum torque 2.81 and 3.54 times higher than the minimum requirements, respectively.

Keywords: Wind power. Braking. Eddy currents. Viscous effect.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	- Desenho da bancada para testes de rotores eólicos do LAERO.....	16
Figura 2	- Foto da bancada para testes de rotores eólicos do LAERO.....	16
Figura 3	- Desenho do freio a tambor que compõe o sistema de testes de rotores do LAERO.....	17
Figura 4	- Componentes principais de uma turbina eólica.....	24
Figura 5	- Freio a disco.....	25
Figura 6	- Freio tipo embreagem.....	26
Figura 7	- Representação do gradiente de velocidades no escoamento unidirecional....	31
Figura 8	- Representação de discos paralelos concêntricos com fluido newtoniano.....	31
Figura 9	- Representação de cilindros concêntricos com fluido newtoniano.....	33
Figura 10	- Representação de sistema hidráulico com múltiplas paredes cilíndricas.....	34
Figura 11	- Representação do protótipo de freio hidráulico.....	38
Figura 12	- Protótipo de freio hidráulico em escala reduzida.....	39
Figura 13	- Representação de freio de correntes induzidas.....	39
Figura 14	- Protótipo de freio elétrico em escala reduzida.....	40
Figura 15	- Bancada de testes para medição de torque e rotação.....	41
Figura 16	- Transdutor de torque e rotação HBM T20WN.....	41
Figura 17	- Motor elétrico 12V.....	42
Figura 18	- Fonte elétrica chaveada.....	42
Figura 19	- Fonte elétrica do sistema de aquisição.....	43
Figura 20	- Bancada de testes durante a realização do ensaio com protótipo de freio de correntes induzidas.....	48
Figura 21	- Bancada de testes durante o ensaio com o protótipo de freio por efeito viscoso.....	54
Figura 22	- Ilustração do sistema de frenagem por efeito viscoso.....	56
Figura 23	- Ilustrações do sistema de frenagem por efeito viscoso com visualização de detalhes internos.....	57

Figura 24 - Ilustração do sistema de frenagem por efeito viscoso com aletas.....	57
Figura 25 - Ilustração do sistema de frenagem por correntes induzidas.....	59

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Distribuição de capacidade de geração elétrica instalada por fonte energética.....	14
Gráfico 2 - Torque e Potência de frenagem <i>versus</i> velocidade de rotação de um freio de correntes induzidas.....	29
Gráfico 3 - Dados de Torque medido e Torque teórico <i>versus</i> Rotação para o freio elétrico.....	49
Gráfico 4 - Dados de $f^* \times x/D$ para diversos autores.....	50
Gráfico 5 - Distribuição de frequência para f^*	51
Gráfico 6 - Dados de torque medido experimentalmente e torque teórico <i>versus</i> rotação para o freio hidráulico.....	55

LISTA DE SÍMBOLOS

S	Área da face do polo magnético
a	Raio do disco
γ	Inverso da resistividade volumétrica do disco
T	Torque
D	Coefficiente geométrico constante
β	Coefficiente geométrico constante
ω	Velocidade angular
ϕ_0	Fluxo magnético
R	Relutância magnética
ρ	Resistividade
d	Espessura do disco
c	Coefficiente baseado em características geométricas
B_0	Campo magnético
v	Velocidade linear
σ	Condutividade elétrica
δ	Espessura
r	Raio eletromagnético
m	Medida do centro do disco ao centro do polo magnético
v_k	Velocidade crítica
x	Distância entreferro
μ_0	Permeabilidade magnética do ar

SUMÁRIO

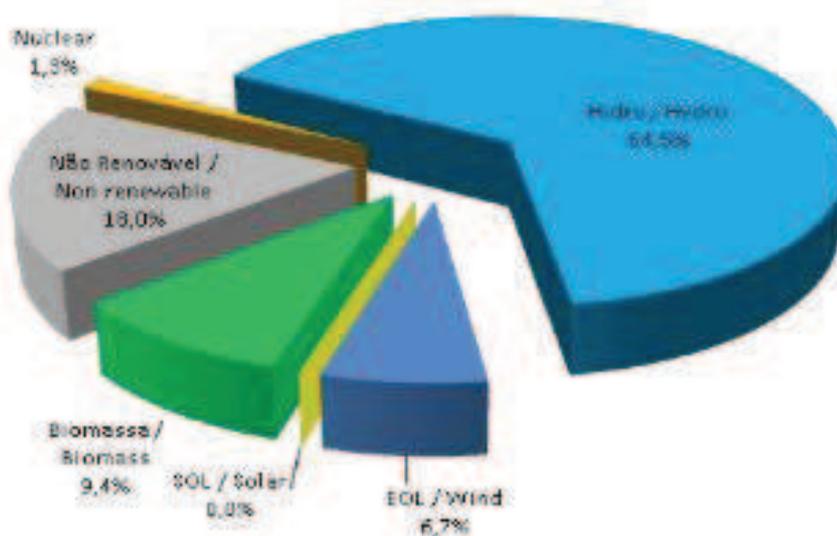
1	INTRODUÇÃO.....	14
1.1	Descrição do problema.....	16
1.2	Objetivos.....	18
1.2.1	<i>Objetivos específicos.....</i>	<i>18</i>
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	20
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	24
3.1	Principais componentes de uma turbina eólica.....	24
3.1.1	<i>Tipos de freios em aerogeradores de grande porte.....</i>	<i>25</i>
3.2	Freio de correntes de Foucault.....	26
3.2.1	<i>Modelo de W. R. Smythe.....</i>	<i>26</i>
3.2.2	<i>Modelo de Schieber.....</i>	<i>27</i>
3.2.3	<i>Modelo de Wouterse.....</i>	<i>28</i>
3.3	Freio hidráulico	30
3.3.1	<i>Fluidos newtonianos</i>	<i>30</i>
3.3.2	<i>Torque devido a forças viscosas em discos paralelos.....</i>	<i>31</i>
3.3.3	<i>Torque devido a forças viscosas em cilindros concêntricos.....</i>	<i>33</i>
3.4	Desempenho de aerogeradores	35
3.4.1	<i>Energia extraída do vento.....</i>	<i>35</i>
3.4.2	<i>Rendimento de Betz.....</i>	<i>35</i>
4	MATERIAIS E MÉTODOS.....	37
4.1	Desenvolvimento dos protótipos iniciais.....	37
4.1.1	<i>Protótipo de freio hidráulico em escala reduzida.....</i>	<i>37</i>
4.1.2	<i>Protótipo de freio elétrico em escala reduzida.....</i>	<i>39</i>
4.2	Bancada de testes.....	40
4.2.1	<i>Transdutor de torque e rotação.....</i>	<i>41</i>
4.2.3	<i>Fontes elétricas.....</i>	<i>42</i>
4.2.3.1	<i>Fonte elétrica do sistema de freio por corrente induzida.....</i>	<i>42</i>
4.2.3.2	<i>Fonte elétrica de alimentação do sistema de aquisição.....</i>	<i>43</i>
4.2.4	<i>Sistema eletrônico de aquisição de dados e controle de rotação.....</i>	<i>43</i>
4.3	Determinação do desempenho teórico dos protótipos fabricados.....	44
4.3.1	<i>Determinação do desempenho teórico do freio hidráulico.....</i>	<i>44</i>

4.3.2	<i>Determinação do desempenho teórico do freio elétrico em escala reduzida....</i>	45
4.4	Dimensionamento dos requisitos de torque.....	46
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	48
5.1	Testes do sistema de freio elétrico.....	48
5.2	Testes do sistema de freio hidráulico.....	52
5.3	Sistemas de freio para a bancada de testes para rotores eólicos do LAERO.....	55
5.3.1	<i>Considerações para o sistema de freio hidráulico.....</i>	55
5.3.2	<i>Considerações para o sistema de freio elétrico.....</i>	57
6	CONCLUSÃO.....	60
	REFERÊNCIAS.....	61
	APÊNDICE A – DADOS DE TORQUE DOS ENSAIOS DE FRENAGEM.....	65

1 INTRODUÇÃO

No cenário energético nacional, a fonte eólica é a que apresenta o maior crescimento entre as fontes renováveis. De acordo com o Balanço Energético Nacional 2017, a produção de eletricidade por fonte eólica no ano de 2016 foi de 33.489 GWh, o que representa um aumento de 54,9% em relação ao ano anterior. Em termos de capacidade instalada, a fonte eólica ainda representa uma percentagem relativamente baixa, de 6,7 % da matriz energética brasileira, o que demonstra que esse modal energético deve manter altas taxas de crescimento nos próximos anos. O Gráfico 1 mostra os percentuais de capacidade instalada por fonte energética.

Gráfico 1 – Distribuição de capacidade de geração elétrica instalada por fonte energética.



Fonte: Balanço Energético Nacional (2017).

Dentro deste cenário de crescimento, um dos principais motivos é a grande vantagem econômica desta fonte energética. Apesar de no início de sua produção no Brasil esta fonte ter sido subsidiada, em poucos anos se tornou economicamente viável e bastante competitiva frente a outras fontes energéticas tanto tradicionais, quanto renováveis. Isso pode ser demonstrado tomando como exemplo os dados do leilão de energia A-6, realizado no dia 20 de dezembro de 2017, no qual o preço médio dos 49 projetos de fonte eólica foi de R\$ 98,62/MWh, ao passo que o preço médio do leilão incluindo as demais fontes energéticas foi R\$ 189,45/MWh. No caso, a fonte biomassa teve preço médio de R\$ 216,82/MWh, o gás

natural teve preço de R\$ 213,46/MWh e a fonte hídrica teve o preço de 219,20/MWh. A análise dos dados apresentados reforça a previsão de continuação do forte crescimento desta fonte energética na matriz nacional.

Quanto à micro e mini geração distribuídas, a fonte eólica ainda apresenta uma representatividade baixa frente a outras fontes energéticas. Ainda segundo o Balanço Energético Nacional 2017, apenas 3 GWh de energia elétrica de fonte eólica foram produzidos no ano de 2016 no Brasil, para mini e micro geração, frente a 54 GWh de energia de fonte solar. Estes dados mostram a importância de pesquisas na área de micro e mini geração eólica, tendo em vista que o vasto potencial eólico brasileiro não está sendo explorado na área de mini e micro geração.

Nesse contexto, a expansão micro geração distribuída de energia eólica traria potenciais benefícios, como a possibilidade de acesso à energia em locais remotos. Assim, são necessários avanços em estudos que possibilitem o desenvolvimento de melhores equipamentos eólicos de pequeno porte.

O presente trabalho apresenta a comparação de dois sistemas de frenagem para aplicação em uma bancada que é usada para testes de rotores eólicos no Laboratório de Aerodinâmica e Mecânica dos Fluidos do Departamento de Engenharia Mecânica da UFC, LAERO.

O propósito deste sistema de frenagem é simular a carga de contra-torque produzida por um gerador elétrico em uma turbina eólica real, de modo que seja possível medir o torque útil desenvolvido no rotor eólico, em diferentes situações de carregamento. Assim, um sistema de frenagem com essas características é importante para o teste adequado de pás eólicas. Além disso, os sistemas de freio têm a finalidade de proteger contra ventos fortes, que sejam capazes de danificar o rotor devido a rotações muito elevadas.

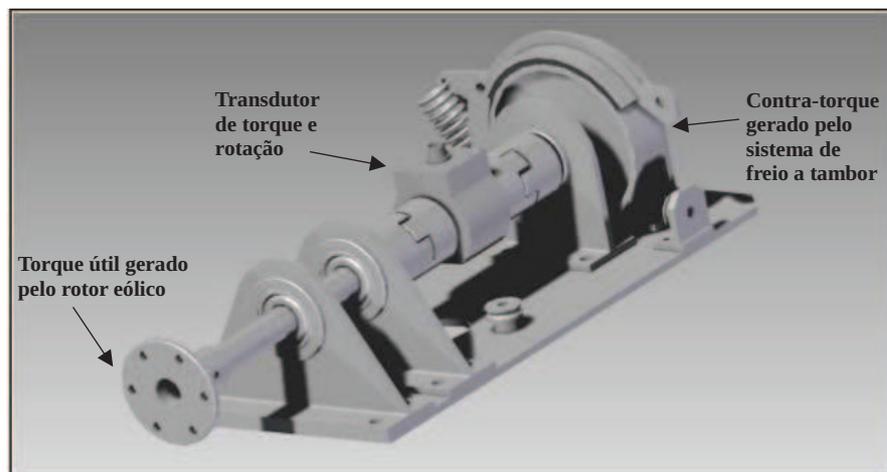
Com o intuito de contribuir para o aprimoramento da pesquisa na área de eólica, foi proposto desenvolver dois tipos de sistemas de frenagem para aplicação na bancada de testes do LAERO. Um sistema com princípio de funcionamento hidráulico e um sistema com princípio de funcionamento eletromagnético. O freio hidráulico se baseia no efeito viscoso, fenômeno este que é descrito pela lei de Newton da viscosidade para escoamento unidirecional. Já o freio eletromagnético é um freio de correntes induzidas ou correntes de Foucault, que é um equipamento que consiste num disco de material condutor que gira sob a influência de um campo magnético. Este campo induz correntes parasitas no disco, produzindo um torque de frenagem que se opõe ao movimento do mesmo.

1.1 Descrição do problema

No LAERO, existe um equipamento desenvolvido para testar e avaliar o desempenho de rotores eólicos, que foi desenvolvido por estudantes do laboratório. A Figura 1 mostra o desenho em 3D do equipamento de testes supracitado e a Figura 2 mostra uma foto do mesmo.

Para realizar os testes, os rotores eólicos são fixados no flange que fica na parte da frente do sistema, onde é gerada a potência útil produzida pelo rotor. Assim, para que seja possível realizar a medição de torque, é necessário um contra-torque de igual magnitude na extremidade oposta do eixo de trabalho, tornando necessária a presença de um sistema de frenagem.

Figura 1 – Desenho da bancada para testes de rotores eólicos do LAERO.



Fonte: LOPES (2011).

Figura 2 – Foto da bancada para testes de rotores eólicos do LAERO.

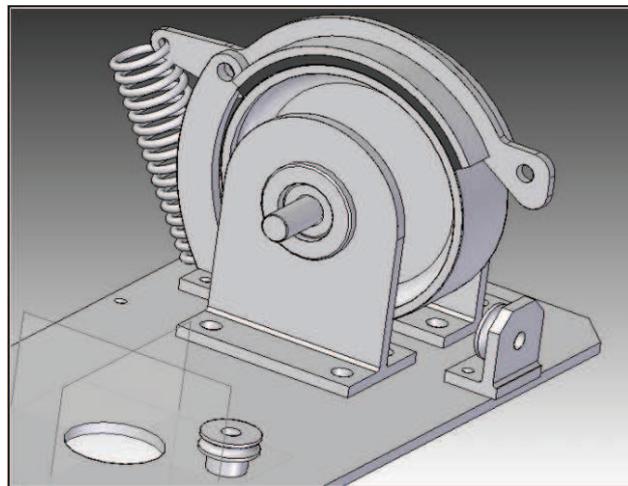


Fonte: Elaborado pelo autor.

O sistema atual emprega um freio a tambor, mostrado em detalhe na Figura 3, cujo acionamento é feito através de um cabo de aço, que é tensionado por meio de uma manivela manual. Assim, durante a operação deste freio, não há como medir ou controlar a tensão aplicada ao cabo e, portanto, controlar o contra-torque do sistema. Como o sistema de freio a tambor tem como princípio de funcionamento o atrito mecânico, este equipamento causará uma alta resistência à partida do rotor, pois o coeficiente de atrito estático é superior ao coeficiente de atrito cinemático, culminando numa alta velocidade de *cut-in* do sistema como um todo.

Ademais, em teoria, o torque de frenagem do freio a tambor é invariável com relação à rotação, comportamento este que é bem diferente do comportamento de geradores elétricos, o que torna os testes nesta bancada consideravelmente diferentes das situações reais de uso dos rotores eólicos. Além disso, como o tambor foi fabricado em aço, e sua forma geométrica tem a maior parte de sua massa concentrada nas extremidades, seu momento de inércia é consideravelmente alto, tendo em vista a baixa faixa de potência dos rotores testados.

Figura 3 – Desenho do freio a tambor que compõe o sistema de testes de rotores do LAERO.



Fonte: LOPES (2011)

Durante um teste hipotético, para uma determinada rotação, caso o torque no rotor seja superior ao contra-torque gerado pelo freio, o eixo sofrerá aceleração angular, e conseqüente sofrerá uma redução de torque, até que este se iguale ao contra-torque. Portanto, a atuação do freio tem papel fundamental na determinação das velocidades angulares alcançadas durante os testes. Assim, para que seja possível estudar o desempenho de um rotor em faixas

específicas de velocidade, é desejável um sistema de frenagem onde exista a possibilidade de implementação de um sistema de controle manual ou eletrônico.

Para a aplicação pretendida, o sistema de frenagem deve possuir, as seguintes características:

1. Ser antitravamento;
2. Ser capaz de variar o torque de frenagem de forma contínua;
3. Possibilitar a implementação posterior de controle (fora do escopo deste trabalho);
4. Fabricação de baixa ou média complexidade.

No presente trabalho, são propostos dois modelos de freios com o objetivo de atender às características supracitadas. Portanto, pretende-se avaliar a viabilidade da aplicação destes sistemas à bancada de testes de rotores do LAERO. Os modelos propostos são:

1. Sistema de frenagem por correntes de Foucault;
2. Sistema de frenagem por efeito viscoso.

1.2 Objetivos

O objetivo deste trabalho é comparar dois sistemas de frenagem, um eletromagnético e um hidráulico, para uma bancada de testes de rotores eólicos de pequeno porte, usada em laboratório.

Para isto, pretende-se propor equações de modelagem para os dois tipos de freios, testar protótipos em escala reduzida, comparando os resultados teóricos e experimentais, como também, realizar o ajuste das equações de modelagem, caso seja necessário.

1.2.1 Objetivos específicos

1. Propor equações de modelagem para os sistemas de frenagem baseadas na literatura disponível;
2. Projetar protótipo de sistema de frenagem por efeito viscoso para testes em laboratório;

3. Projetar protótipo de sistema de frenagem eletromagnético por efeito de correntes de Foucault para testes em laboratório;
4. Testar os protótipos de sistemas de frenagem por efeito viscoso e por efeito eletromagnético em escala reduzida;
5. Comparar os resultados experimentais aos valores obtidos através das equações de modelagem propostas;

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Viterna e Corrigan (1982) estudaram experimentalmente dois rotores em uma turbina de larga escala, de 100 KW de potência. Os rotores testados são de ângulo de *pitch* fixo e com os experimentos buscou-se investigar o desempenho destes rotores, ambos com 38 m de diâmetro. Um dos rotores era fabricado em alumínio e apresentava razão de espessura por corda variável e 34° de torção não linear, já o outro era fabricado em aço sem torção e com razão de espessura/corda constante. Os testes foram feitos a 20 e 26 rpm para o rotor de alumínio e 32 rpm para o rotor de aço, sendo o controle de torque no gerador utilizado como freio para manter a rotação estável. A “*blade element momentum theory*” foi usada para estimar teoricamente os parâmetros de desempenho dos rotores. No trabalho, foi desenvolvido um método para adequar as características dos aerofólios para uso na teoria citada. Essas modificações aumentaram significativamente a correlação dos dados experimentais com os valores calculados aplicando a teoria.

Sukhwani e Hirani (2007) construíram e testaram dois freios de fluidos magneto-reológicos. Os freios consistem em um disco coberto por uma carcaça de maneira que o disco não toque a carcaça, mas fique a uma pequena distância de suas paredes, em que o espaço entre os dois é preenchido por um fluido capaz de alterar sua viscosidade ao ser exposto a um campo magnético. A carcaça permanece parada enquanto o disco se movimenta junto com o eixo sobre o qual se deseja produzir torque de frenagem. Os freios testados foram fabricados com distâncias de 1mm e 2 mm, sendo utilizados um eletroímã central e dois laterais em cada equipamento. Foram realizados experimentos com 200, 400, 600, 800, 1000 e 1200 rpm e correntes de 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0 e 1,2A. Foi alcançada multiplicação de até 88 vezes no torque de frenagem entre corrente 0 e 1,2A. De modo geral, o freio com 1mm de distância obteve valores mais altos de torque comparado ao de 2mm, com exceção nas rotações mais altas.

Mahmoud, *et al.*, (2012) realizaram experimentos com diferentes geometrias de rotores de turbinas eólicas de eixo vertical do tipo Savonius. Foram testados rotores com duas, três e quatro pás. O aparato experimental envolveu um sistema mecânico para produzir e controlar o torque de frenagem no eixo da turbina. O sistema consiste em um conjunto com fio de nylon, polias, um contrapeso e uma balança de molas. Os experimentos mostraram que o rotor com duas pás é mais eficiente que com três ou quatro. E ainda, os rotores com placas nas extremidades (*endplates*), se mostraram mais eficientes, assim como os rotores de dois estágios se mostraram mais eficientes comparados a um único estágio.

Chong, *et al.*, (2013) construíram e testaram em túnel de vento uma turbina eólica de eixo vertical com uma estrutura de guias ao redor da turbina que têm o objetivo de aumentar a velocidade do vento e ajustar ângulo de incidência entre vento e as pás para aumentar a extração de energia. O projeto teórico seria a construção da turbina no topo de prédios altos, de forma que seja um sistema híbrido de geração de energia solar, energia eólica e captação de água da chuva. O sistema produzido para os testes em túnel de vento não possui equipamento para produzir contra torque no eixo da turbina, de forma que o parâmetro medido para avaliar o desempenho foi apenas a rotação da turbina. Os resultados mostraram aumento de 75,16% na velocidade de rotação com uso da estrutura de guias. Foi realizada também simulação computacional, que demonstrou aumento de 2,88 vezes no torque da turbina.

Danao, *et al.*, (2013) investigaram a influência de ventos inconstantes no desempenho de uma turbina eólica de eixo vertical. Foram realizados experimentos em túnel de vento com uma turbina de pequena escala. O teste foi conduzido à velocidade de 7 m/s, com flutuações de 7% e 12% a 0,5 Hz. Um freio de histerese foi utilizado para produzir torque de frenagem no eixo da turbina de teste e manter a turbina com valor de λ em aproximadamente 4. Os resultados mostraram que para ventos inconstantes o C_P de pico é maior que o C_P para velocidade constante, mas o C_P médio para ventos inconstantes é menor que o C_P para velocidades contantes.

Outro trabalho foi produzido por Chong, *et al.*, (2013) explorando o uso de uma estrutura de guias onidirecional ao redor de uma turbina eólica de eixo vertical tipo H. Foi utilizada uma turbina de cinco pás, com aerofólios tipo Wortmann FX63-137. Com o uso da estrutura supracitada, a turbina mostrou redução na velocidade de *cut in*, portanto possibilitando mais horas de funcionamento. Foi utilizado um freio de histerese eletromagnético para produzir contra torque no eixo da turbina. Os resultados mostraram que o aumento de potência com o uso da estrutura de guias foi de 3,48 vezes no torque de pico a 6 m/s. Além disso, foram realizadas simulações computacionais, que mostraram que, com o uso da estrutura, houve aumento de 58% no torque, para $\lambda=2,5$, e aumento de 39% no torque para $\lambda=5,1$.

Pinheiro (2014) realizou um trabalho de desenvolvimento analítico, estudo computacional e estudo experimental sobre a aplicação da frenagem de correntes parasitas para o controle de velocidade de PIG's (que são equipamentos cilíndricos ou esféricos usados para inspeção, limpeza e manutenção de tubulações). Foram realizadas simulações em elementos finitos e foi possível obter a distribuição de corrente elétrica que foi induzida nas paredes do tubo. A simulação também mostrou a resposta no aumento da força magnética que produz a frenagem com o aumento da corrente aplicada ao eletroímã e também mostrou que a força

aumenta com o aumento da velocidade do PIG em relação ao tubo, mas apenas até certo ponto, onde a partir daí a força passa a diminuir com o aumento da velocidade. Os resultados analíticos foram comparados aos resultados das simulações, em que se observou que analiticamente a força de frenagem aumenta linearmente com o aumento da velocidade, ao passo que a simulação mostrou um comportamento polinomial em que a força alcança um ponto máximo e passa a cair em seguida. Para os testes experimentais, foi construído um protótipo semelhante a um equipamento PIG com o sistema de frenagem embarcado. Foi construída uma guia metálica para simular a tubulação e o aparato foi instrumentado com sucessivos medidores de velocidade a laser. Os resultados de velocidade *versus* tempo, experimentais e teóricos, foram comparados e apresentaram curvas bastante semelhantes, com exceção do setor de velocidade mais baixa, em que os dados experimentais apresentaram velocidades menores que o teórico, o que pode ser explicado pela existência de atrito entre a guia e o protótipo.

Attia, *et al.*, (2016) construíram e testaram um freio de fluido magneto-reológico e uma bancada de testes. Além disso, apresentaram soluções teóricas para o problema aplicando as equações de Navier-Stokes numericamente, com o auxílio do software Matlab, e os resultados teóricos e experimentais foram comparados. Os efeitos da corrente elétrica e da viscosidade do fluido puderam ser avaliados no trabalho, e ainda, foram realizadas medições de torque e de velocidade angular do eixo de testes. Os dados mostraram bastante proximidade entre os valores teóricos e experimentais para a aplicação de 2 e 3 V de tensão elétrica. Mas para 1 V de tensão houve diferenças significativas. A razão de folga (*gap ratio*) também foi estudada. Essa medida consiste na razão entre a distância do disco à carcaça e o raio do disco. Foi observado que quanto maior essa razão, menor é o torque de frenagem.

Hassanzadeh, *et al.*, (2016) estudaram a otimização de parâmetros de corda e ângulo de torção de pás de um rotor eólico de uma turbina de eixo horizontal de pequena escala, com o intuito de aumentar a produção anual de energia. Foi utilizada a teoria do “*Blade Element Momentum*” para a tarefa de otimização. O artigo relata a dificuldade em prever dados no regime pós *stall* e foram utilizadas as equações de Viterna (1982) para extrapolar dados de sustentação e arrasto no regime citado. Como resultado das modificações propostas pela implementação do método, houve aumento de 8,51% na taxa de produção de energia anual.

Zie, *et al.*, (2017) propuseram um novo conceito de rotor para turbinas eólicas de eixo vertical. Nesse conceito, as pás se dobram por meio de dobradiças semelhantes a um guarda-chuva, dessa forma produzindo mudança de ângulo de *pitch* para controlar a potência produzida. Foram realizados testes em túnel de vento e modelamento através da teoria *blade element momentum*. Para os testes em túnel de vento, foi utilizado um motor elétrico e uma

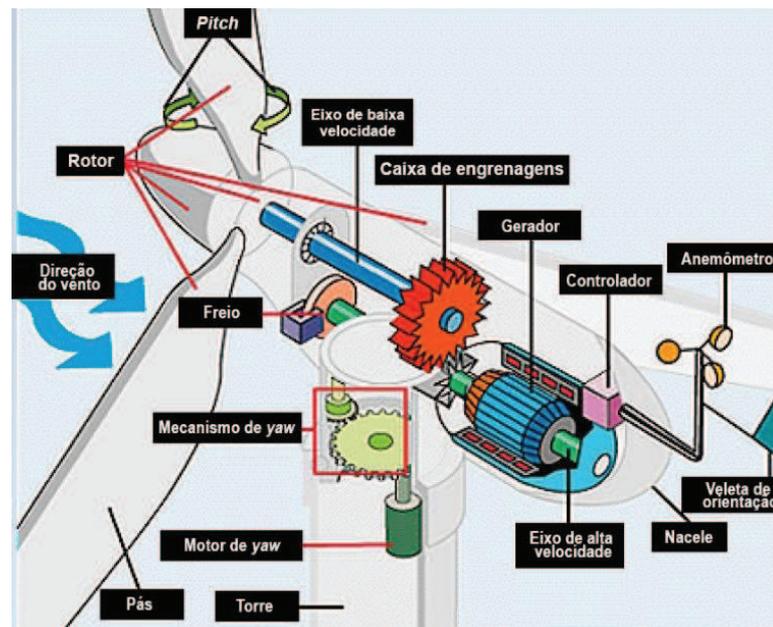
fonte de corrente contínua para produzir contra-torque. A corrente foi ajustada manualmente. O estudo mostrou que o novo conceito foi efetivo para controlar a potência da turbina. O coeficiente de potência máximo foi 0,259 e apresentou o valor de 0,06 para um fechamento de 20° das pás.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 Principais componentes de uma turbina eólica

Os principais componentes de uma turbina eólica de grande porte são apresentados na Figura 4.

Figura 4 – Componentes principais de uma turbina eólica.



Fonte: HORIZON ENERGY (2018)

Numa descrição sucinta dos componentes principais de uma turbina eólica de grande porte, destacam-se:

Torre: suporta o rotor e demais componentes e posiciona-os em alturas em que o vento apresenta maior velocidade média.

Nacelle: possui a função de conter e proteger os componentes do *drive train*, gerador e sistemas de controle.

Pás: elementos que realizam a conversão da energia cinética presente no vento para energia mecânica no eixo no aerogerador.

Cubo: atua como suporte das pás, sendo o elemento de ligação entre as pás e o eixo de baixa velocidade. Normalmente, contém os controles de *pitch*.

Freio: age em conjunto com o freio aerodinâmico e tem a função de parar a turbina e mantê-la estacionária. A maioria das turbinas eólicas possui freios mecânicos e na maioria das turbinas o freio mecânico tem capacidade de parar a turbina, mas em alguns casos o freio mecânico tem capacidade apenas de manter a turbina estacionária.

3.1.1 Tipos de freios em aerogeradores de grande porte

Existem dois tipos principais de freio mecânico que são utilizados no projeto de aerogeradores de grande porte, os freios a disco e freios tipo embreagem. Os freios a disco são formados por um disco de aço que é pressionado por um conjunto de pastilhas de freio através de um sistema hidráulico, semelhantemente aos sistemas utilizados em automóveis. Já os freios tipo embreagem consistem num sistema contendo um platô e um disco de fricção, que é pressionado contra este platô por um conjunto de molas para produzir o torque de frenagem. A frenagem é liberada por sistemas pneumáticos ou hidráulicos, e por estes tipos de freio serem acionados por molas, eles são considerados sistemas à prova de falhas, pois na ocasião do sistema ser desligado sem a intenção do operador, o sistema de freios é acionado automaticamente. As Figuras 5 e 6 apresentam exemplos de freio a disco e freio tipo embreagem, respectivamente.

Figura 5 - Freio a disco.



Fonte: (ANDERSON, 2018)

Figura 6 - Freio tipo embreagem.



Fonte: (WICHITA CLUTCH, 2018).

Além dos freios mecânicos, existe um tipo de freio elétrico utilizado em aerogeradores comerciais. Apesar de ser menos comum que os sistemas mecânicos, neste tipo de freio, a frenagem é alcançada desligando o gerador da rede elétrica e desviando a potência produzida pelo gerador para alimentar um banco de resistências, criando assim uma alta carga no gerador elétrico, e conseqüentemente desacelerando o rotor.

3.2 Freio de correntes de Foucault

O freio de corrente induzidas foi estudado por diversos pesquisadores e alguns modelos teóricos de seu desempenho foram desenvolvidos. Os modelos considerados mais relevantes para este trabalho são apresentados a seguir.

3.2.1 Modelo de W. R. Smythe

Smythe (1942) desenvolveu um modelo teórico de freio de correntes induzidas. Ele considerou um disco ferromagnético girando entre eletroímãs, e para anular os efeitos de borda, considerou o disco como tendo diâmetro infinito. Smythe (1942) desenvolveu a seguinte equação para o cálculo do torque de frenagem:

$$T(\omega) = \frac{\omega \cdot \gamma \cdot R \cdot \Phi_0^2 \cdot D}{(R + \beta^2 \cdot \gamma^2 \cdot \omega^2)^2} \quad (1)$$

Onde:

γ é o inverso da resistividade volumétrica do disco, em $m \cdot \Omega^{-1}$;

D e β são coeficientes geométricos constantes;

ω é a velocidade angular, em rad/s ;

Φ_0 é o fluxo magnético, em Wb ;

R é a relutância magnética, em $A \cdot Wb^{-1}$;

A Equação (1), proposta por Smythe (1942), apresentou resultados coerentes com a literatura para baixas rotações, contudo ela subestima o torque em rotações mais elevadas. O autor atribui este efeito ao fato de que as condições de saturação do ferro no eletroímã podem interferir na relação entre a força eletromotriz e o fluxo magnético, relação esta que é assumida como constante para a fórmula em questão.

Smythe também propôs a Equação (2) para calcular o máximo torque de frenagem possível para um freio de correntes induzidas.

$$T_m = \frac{3\sqrt{3R}\Phi_0^2 \cdot D}{16\beta} \quad (2)$$

3.2.2 Modelo de Schieber

Schieber (1975) também desenvolveu uma equação com o objetivo de modelar o comportamento de um freio de correntes induzidas, mas devido às considerações que aplicou em seu modelo, ele pode ser aplicado com bons resultados apenas para baixas rotações. O principal motivo para isto foi a desconsideração do campo magnético produzido pela corrente elétrica no disco metálico.

A Equação (3), proposta por Schieber (1975), é apresentada a seguir:

$$T(\omega) = \frac{\pi}{2} \cdot \sigma \cdot \delta \cdot \omega \cdot (r \cdot m \cdot B_0)^2 \cdot \left(1 - \frac{\left(\frac{r}{a}\right)^2}{\left(1 - \left(\frac{m}{a}\right)^2\right)^2} \right) \quad (3)$$

Onde:

σ é a condutividade do material do disco, em $(m \cdot \Omega)^{-1}$;

δ é a espessura do disco, em m ;

ω é a velocidade angular, em rad/s ;

r é o raio eletromagnético, em m ;

m é a medida do centro do disco ao centro do polo magnético, em m ;

B_0 é a densidade de fluxo magnético normal ao polo magnético, em T ;

a é o raio do disco, em m ;

3.2.3 Modelo de Wouterse

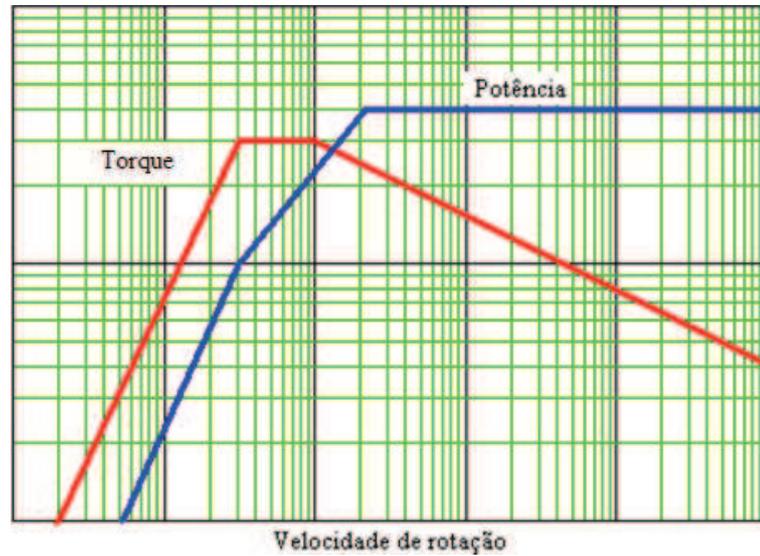
Wouterse (1991) também estudou os freios de correntes induzidas, e baseado nos trabalhos de Smythe (1942) e Schieber (1975), buscou desenvolver expressões que descrevessem o comportamento desse dispositivo em uma situação mais geral, sendo aplicável a uma maior extensão de rotações.

Dessa forma, em seu estudo, Wouterse (1991) passou a considerar a influência do campo magnético gerado pelas correntes induzidas sobre o campo magnético aplicado diretamente ao disco.

Em baixas rotações, o campo magnético produzido pelas correntes induzidas pode ser desprezado, pois é significativamente menor que o campo aplicado sobre o disco. Neste regime, o torque de frenagem aumenta à medida que a rotação aumenta, até o ponto que o torque máximo é atingido. Neste ponto, foi observado que o campo magnético aplicado sobre o disco já é consideravelmente inferior ao campo magnético original (do regime de baixas rotações), pois o campo produzido pelas correntes parasitas no disco age cancelando o campo principal. E a partir deste ponto onde o torque é máximo, chamado de rotação crítica, o torque de frenagem passa a diminuir com o aumento da rotação.

O Gráfico 2 apresenta o comportamento típico do torque de frenagem e da potência de frenagem de um freio de correntes induzidas, em relação à velocidade de rotação. O regime inicial onde a curva de torque é crescente é denominado regime de baixas rotações. Já quando esta curva atinge seu máximo, este local é definido como ponto crítico. Após isto, segue-se o regime de altas rotações, onde a curva de torque é decrescente.

Gráfico 2 – Torque e Potência de frenagem *versus* velocidade de rotação de um freio de correntes induzidas.



Fonte: PEREIRA (2006)

A Equação (4) correlaciona a força de frenagem em função da velocidade, e a Equação (5) trata do coeficiente geométrico c , sendo dadas por:

$$F(v) = c \cdot \sigma \cdot v \cdot d \cdot S \cdot B_0^2 \quad (4)$$

Onde:

$$c = \frac{1}{2} \cdot \left(1 - \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{R}{r}\right)^2 \cdot \left(\frac{r-R}{D}\right)^2} \right) \quad (5)$$

F é a força, em N ;

σ é a condutividade elétrica, $(\Omega \cdot m)^{-1}$;

v é a velocidade, em m/s ;

d é a espessura do disco, em m ;

S é a área da face do polo magnético, em m^2 ;

B_0 é o campo magnético, em T .

As Equações (6) e (7), que também permitem calcular a força linear em função da velocidade, podem ser escritas da seguinte forma:

$$F(v) = c' \cdot \sigma \cdot v \cdot vol \cdot B_0^2 \quad (6)$$

Onde:

F é a força, em N ;

σ é a condutividade elétrica, em $(\Omega \cdot m)^{-1}$;

v é a velocidade, em m/s ;

vol é o volume do disco sob a ação do campo magnético (considerando a espessura do disco e a área sob o polo magnético), em m^3 ;

B_0 é o campo magnético, em T .

Nesse caso, o fator geométrico c' é dado por:

$$c' = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{\pi^2}{24} \left(\frac{D}{2h} \right)^2 \right) \quad (7)$$

Onde:

D é o diâmetro do polo magnético, em m ;

h é a altura da bobina, em m ;

O autor propõe ainda, a Equação (8) como uma expressão para estimar a velocidade crítica do freio de correntes induzidas (v_k). Onde ξ é um fator de proporcionalidade que não tem seu valor conhecido com exatidão, mas pode ser estimado como o valor da unidade.

$$v_k = \frac{2}{\mu_0} \sqrt{\frac{1}{c\xi}} \left(\frac{\rho}{d} \right) \sqrt{\frac{x}{D}} \quad (8)$$

3.3 Freio hidráulico

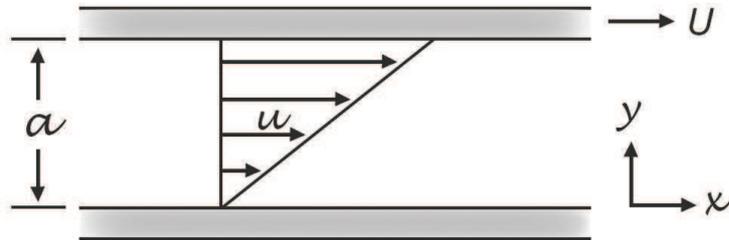
3.3.1 Fluidos Newtonianos

A maioria dos fluidos comuns estudados na engenharia são considerados fluidos newtonianos. Como exemplos desses fluidos, pode-se citar a água, o ar e a gasolina.

Esses fluidos são definidos como fluidos que apresentam taxas de deformação proporcionais à tensão de cisalhamento aplicada, relação esta, que é representada pela Equação (9), e ilustrada na Figura 7.

$$\tau \propto \frac{du}{dy} \quad (9)$$

Figura 7 – Representação do gradiente de velocidades no escoamento unidirecional.



Fonte: Fox (2010) modificada.

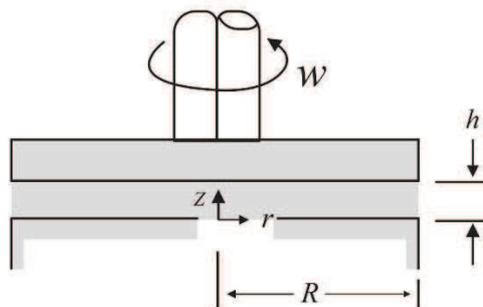
A constante de proporcionalidade da Equação (9) é definida como viscosidade absoluta ou viscosidade dinâmica. A qual representa a medida da resistência de um fluido ao movimento, e é representada pela letra μ . Assim, a lei de Newton da viscosidade para o escoamento unidimensional é dada pela Equação (10):

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (10)$$

3.3.2 Torque devido a forças viscosas em discos paralelos

A Figura 8 mostra uma representação de dois discos paralelos e concêntricos, com um fluido newtoniano entre eles. A partir da Equação (10), pode-se deduzir uma equação para o cálculo do torque no eixo da Figura 8, quando os discos possuem velocidade relativa entre si.

Figura 8 – Representação de discos paralelos concêntricos com fluido newtoniano.



Fonte: Fox (2010) modificada.

Sendo r, z e θ as coordenadas, pode-se escrever a fórmula de Newton como:

$$\tau_{z\theta} = \mu \frac{dv_{\theta}}{dz} \quad (11)$$

Onde:

μ é a viscosidade dinâmica, em $N \cdot s/m^2$;

τ é a tensão cisalhante, em Pa ;

v é a velocidade, em m/s ;

Além disso, tem-se que:

$$dT = r dF = r \tau_{z\theta} dA \quad (12)$$

Onde:

T é o torque;

r é a distância do centro do disco a um dado elemento de área;

A é a área;

Para o presente trabalho, foi considerado que o fluido é newtoniano, que se aplica a condição de não escorregamento do fluido e que o perfil de velocidades é linear.

Visto que a velocidade em um dado ponto do disco é $v_{\theta} = \omega \cdot r$, onde ω é a velocidade angular, então, tem-se:

$$\tau_{z\theta} = \mu \frac{dv_{\theta}}{dz} = \mu \frac{\Delta v}{\Delta z} = \mu \frac{(\omega_r - 0)}{(h - 0)} = \mu \frac{\omega_r}{h} \quad (13)$$

Logo,

$$dT = r \tau_{z\theta} dA = r \mu \frac{\omega_r}{h} 2\pi r dr = \frac{2\pi\mu\omega r^3}{h} dr \quad (14)$$

Integrando, obtém-se o torque:

$$T = \int_0^R \frac{2\pi\mu\omega r^3}{h} dr$$

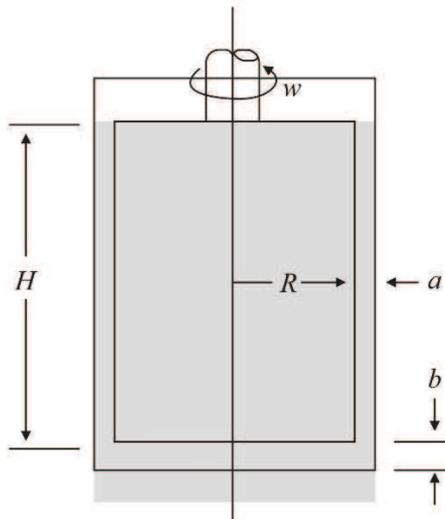
$$T = \frac{\pi\mu\omega R^4}{2h} \quad (15)$$

A Equação (15) possibilita calcular o torque no eixo de uma máquina ou equipamento com princípio de funcionamento semelhante ao representado na Figura 8, conhecendo-se a velocidade angular, a viscosidade do fluido, o raio dos discos e a folga entre eles. Vale salientar que o torque é diretamente proporcional à velocidade angular (ω) e inversamente proporcional à folga (h).

3.3.3 Torque devido a forças viscosas em cilindros concêntricos.

Semelhantemente ao modelo de sistema hidráulico apresentado na Figura 8, é possível montar um sistema hidráulico com características similares, que consiste em um par de cilindros concêntricos, como está representado na Figura 9. Nesse sistema, um cilindro é posicionado no interior do outro e a folga entre eles é preenchida com um fluido. O torque necessário para manter uma dada velocidade angular num sistema desse tipo pode ser calculado a partir da Lei de Newton para a viscosidade.

Figura 9 – Representação de cilindros concêntricos com fluido newtoniano.



Fonte: Fox (2010) modificada.

Considerando que o fluido é newtoniano e que o perfil de velocidades é linear, o torque causado pelo cisalhamento nas faces laterais pode ser calculado por:

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} = \mu \frac{\omega R}{a} \quad (16)$$

Já o torque total pode ser dado por:

$$T = \tau AR = \mu \frac{\omega R}{a} 2\pi R H R \quad (17)$$

$$T = \frac{2\pi H \mu \omega}{a} R^3 \quad (18)$$

Onde o torque produzido pela face inferior do cilindro é calculado pela mesma Equação (15). Sendo assim, pode-se somar as Equações (15) e (18) e obter o valor do torque total.

$$T = \frac{2\pi H\mu\omega}{a} R^3 + \frac{\pi\mu\omega R^4}{2b} \quad (19)$$

$$T = \pi\mu\omega \left(\frac{2HR^3}{a} + \frac{R^4}{2b} \right) \quad (20)$$

Esse tipo de sistema hidráulico pode ser empregado no controle de torque de diversos sistemas de engenharia, inclusive em aerogeradores. A seguir, serão discutidas as características de desempenho desse tipo de sistema.

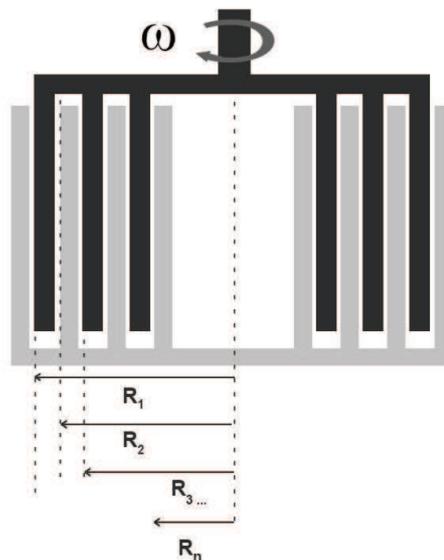
Uma variação possível para este modelo é o uso de cilindros com paredes internas, de modo que o sistema passa a equivaler ao uso de diversos cilindros centrados num eixo axial comum, cujo torque de frenagem produzido é calculado pela Equação (21). A Figura 10 mostra uma representação esquemática deste sistema.

$$T = \frac{2\pi H\mu\omega}{a} (R_1^3 + R_2^3 + R_3^3 + \dots + R_n^3) \quad (21)$$

$$R_{n+1} = R_n - a \quad (22)$$

$$n = 1, 2, 3 \dots$$

Figura 10 – Representação de sistema hidráulico com múltiplas paredes cilíndricas.



Fonte: Elaborada pelo autor.

3.4 Desempenho de aerogeradores

3.4.1 Energia extraída do vento

Segundo Manwell (2002), a energia que pode ser extraída do vento pode ser calculada a partir da densidade do ar, da área de varredura do rotor e do fluxo de massa. Isso pode ser calculado pela Equação (23), que é denominada equação do fluxo de energia cinética:

$$P_v = \frac{1}{2} \rho A v^3 \quad (23)$$

Onde:

P_v é a potência do vento;

ρ é a densidade do ar (considerada $1,225 \text{ kg/m}^3$);

A é a área varrida pelo rotor;

v é a velocidade do vento;

3.4.2 Rendimento de Betz

O rendimento de uma turbina eólica ideal pode ser determinado a partir de um modelo desenvolvido por Betz (1920). Este modelo considera um volume de controle formado por um escoamento tubular (Manwell, 2002). A turbina eólica é representada por um disco atuador, e não se restringe a um tipo específico de turbina. As seguintes considerações foram feitas por Betz (1920):

- Escoamento em regime permanente, homogêneo e incompressível
- Sem arrasto
- Número infinito de pás no rotor
- Propulsão uniforme sobre a área do rotor
- A pressão estática a montante e a jusante são iguais à pressão ambiente

A partir da conservação do momento linear, é possível desenvolver a seguinte expressão para a potência máxima do rotor, que é dada pela Equação (24):

$$P = \frac{1}{2} \rho A U^3 4a(1 - a)^2 \quad (24)$$

Assim, pode-se calcular o máximo C_p possível para a turbina eólica idealizada.

$$C_p = \frac{\text{Potência no rotor}}{\text{Potência no vento}} = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho A v^3} \quad (25)$$

$$C_p = 4a(1 - a)^2 \quad (26)$$

Derivando a Equação (26) e igualando a zero, obtém-se que o valor máximo teórico para o C_p é 0,5926. Portanto, o rendimento máximo possível de qualquer máquina eólica é 59,26%.

4 MATERIAIS E MÉTODOS

4.1 Desenvolvimento dos protótipos iniciais

4.1.1 Protótipo de freio hidráulico em escala reduzida

O conceito básico que norteia o projeto do freio hidráulico é elaborar um equipamento que consiste num disco imerso em um recipiente de óleo, de tal modo que o controle de frenagem se dá pela variação de distância entre o disco e a superfície do fundo do reservatório de óleo.

Na concepção do freio hidráulico, foi identificada a necessidade de se transmitir potência entre eixos perpendiculares, pois considerando-se que o disco que irá realizar a frenagem terá que ficar imerso em óleo, necessariamente o disco deve ser posicionado horizontalmente no equipamento, assim evitando a necessidade de retentores, o que aumentaria consideravelmente a complexidade do sistema. Logo, o eixo que transmite potência ao disco necessariamente estará montado verticalmente, portanto perpendicular ao eixo da bancada de testes, que é horizontal.

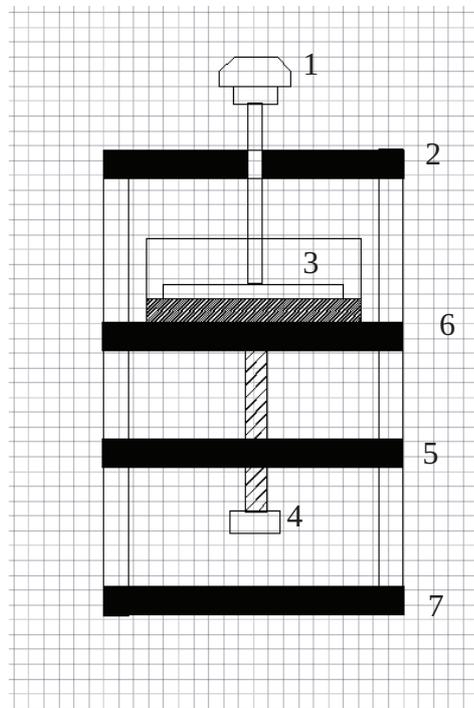
A solução mais simples encontrada foi o emprego de um par de engrenagens cônicas. Devido à baixa faixa de torque de trabalho aplicada neste projeto, foi decidido utilizar engrenagens plásticas, que puderam ser adquiridas no mercado local, eliminando a necessidade de usinagem e reduzindo o custo do protótipo pelo emprego de itens direto da prateleira.

Não sendo encontrada uma alternativa de projeto adequada para a variação da posição vertical do disco, foi decidido manter a posição do disco constante e movimentar verticalmente a carcaça que conterá o óleo. A solução empregada para o movimento vertical do recipiente é a utilização de estrutura com guias, que têm sua posição controlada por um fuso ajustado manualmente. Dessa maneira, é possível um ajuste fino da folga entre o disco e a carcaça do freio.

Devido às restrições inerentes à fabricação manual ou artesanal, decidiu-se utilizar tubos de alumínio, de 10 mm de diâmetro externo, e bases de madeira MDF. Feito isto, foi fabricada e primeira versão da estrutura com duas guias de deslizamento, contudo a estrutura não apresentou rigidez suficiente. Assim, foi feita uma segunda estrutura utilizando quatro guias

de deslizamento. A Figura 11 mostra uma representação esquemática do protótipo e a Figura 12 apresenta a estrutura que foi fabricada.

Figura 11 – Representação do protótipo de freio hidráulico.



Fonte: Elaborado pelo autor.

- 1 – Engrenagem cônica.
- 2 – Estrutura de montagem das guias e eixo de frenagem.
- 3 – Disco imerso no fluido de trabalho.
- 4 – Parafuso.
- 5 – Estrutura de suporte do parafuso.
- 6 – Estrutura móvel de suporte do recipiente que tem sua posição determinada pelo parafuso.
- 7 – Estrutura para montagem das guias.

Figura 12 – Protótipo de freio hidráulico em escala reduzida

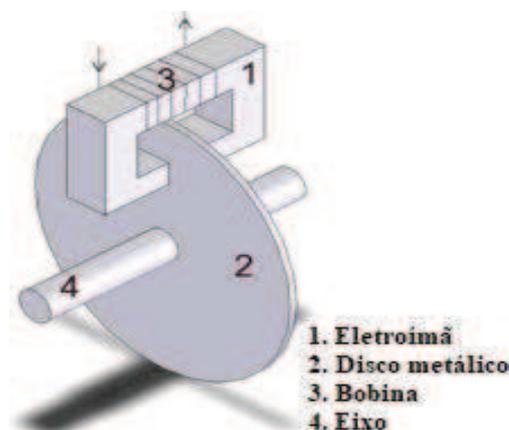


Fonte: Elaborado pelo autor.

4.1.2 Protótipo de freio elétrico em escala reduzida

O protótipo eletromagnético consiste em um disco de alumínio que está acoplado a um eixo e um conjunto eletroímã-núcleo, que aplica um campo magnético ao disco, de forma que, quando o eletroímã é acionado, são induzidas correntes parasitas no interior do disco e estas correntes são atraídas pelo campo magnético do eletroímã, produzindo uma força que se opõe ao movimento de rotação do disco, qualquer que seja o sentido deste movimento. Os elementos principais do sistema estão ilustrados na Figura 13.

Figura 13- Representação de freio de correntes induzidas



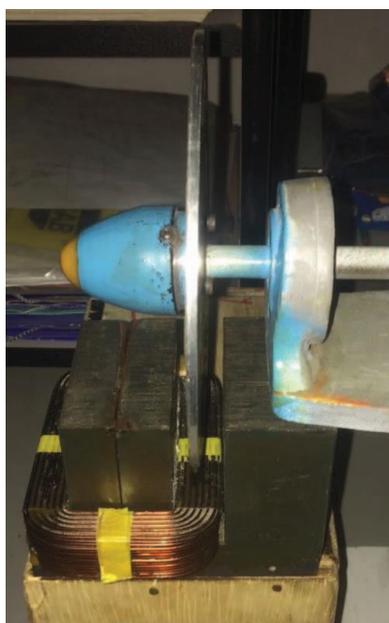
Fonte: KARAKOC (2016).

Para a produção do protótipo, foi necessário utilizar uma bobina eletromagnética com pelo menos 150 voltas, com fio de capacidade para correntes de até 10 A, para que fosse possível produzir um campo magnético suficiente para gerar frenagem. Para o projeto, foi selecionada uma bobina do enrolamento primário de um transformador elétrico utilizado em um forno de micro-ondas. A mesma foi selecionada por apresentar uma quantidade de voltas adequada ao projeto e pela possibilidade de adquiri-la no mercado, eliminando a necessidade de fabricar a bobina em laboratório.

Foi fabricado um disco de alumínio de mesmo diâmetro do tambor de freio da bancada de testes (130mm), com espessura de 3 mm.

Foi selecionada, também, uma fonte elétrica para a alimentação do eletroímã. O equipamento selecionado foi uma fonte chaveada 12V/24V. O protótipo construído é apresentado na Figura 14.

Figura 14 – Protótipo de freio elétrico em escala reduzida



Fonte: Elaborado pelo autor.

4.2 Bancada de testes

Para que fosse possível realizar a medição das variáveis necessárias ao estudo dos protótipos de sistemas de frenagem foi utilizada uma bancada de testes instrumentada. A seguir,

é apresentado o detalhamento dos equipamentos empregados. A bancada de testes é apresentada na Figura 15.

Figura 15 – Bancada de testes para medição de torque e rotação.



Fonte: Elaborada pelo autor.

4.2.1 Transdutor de torque e rotação

Foi empregado no sistema um transdutor de torque e rotação de modelo HBM T20WN cuja faixa de leitura é até 2 N.m com erro de $\pm 0,2 \%$ e leitura de rotação até 3000 RPM. A Figura 16 apresenta o transdutor utilizado.

Figura 16 – Transdutor de torque e rotação HBM T20WN.



Fonte: Elaborada pelo autor.

4.2.2 Motor elétrico

Foi utilizado um motor elétrico de 12 V para simular o torque e a potência úteis produzidos por um rotor eólico, Figura 17.

Figura 17 – Motor elétrico 12V.



Fonte: Elaborada pelo autor.

4.2.3 Fontes elétricas

4.2.3.1 Fonte elétrica do sistema de freio por corrente induzida

Para alimentar a corrente elétrica para o eletroímã foi utilizada uma fonte chaveada de 12V/24V, Figura 18.

Figura 18 – Fonte elétrica chaveada

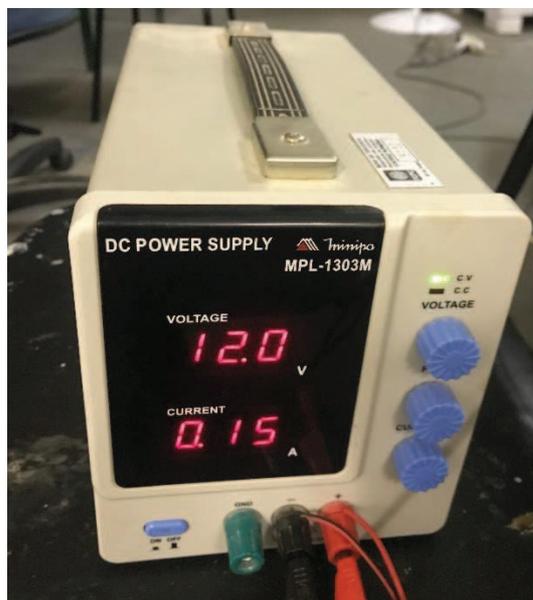


Fonte: Elaborada pelo autor.

4.2.3.2 Fonte elétrica de alimentação do sistema de aquisição

Para a alimentação do motor elétrico e do sistema de aquisição e controle foi utilizada uma fonte de corrente contínua de tensão e corrente ajustáveis. O modelo de fonte utilizado foi o MPL-1303M, com tensão ajustável na extensão de 0-32 V e corrente ajustável de 0 – 3 A, com erro de $\pm 0,01\%$ para ambas grandezas, segundo mostra a Figura 19.

Figura 19 – Fonte elétrica do sistema de aquisição.



Fonte: Elaborada pelo autor.

4.2.4 Sistema eletrônico de aquisição de dados e controle de rotação

Todo o aparato utilizado para realizar a aquisição de dados e controlar a rotação foi desenvolvido por alunos do LAERO. O sistema utiliza a plataforma Arduino e uma placa eletrônica multiplicadora de sinal para converter os sinais do transdutor e controlar a rotação do motor elétrico.

4.3 Determinação do desempenho teórico dos protótipos fabricados

4.3.1 Determinação do desempenho teórico do freio hidráulico em escala reduzida

A partir do protótipo que foi fabricado, é possível determinar os valores teóricos de torque de frenagem, fazendo uso da Equação (15), com o objetivo de comparar os resultados experimentais, a serem obtidos, aos valores teóricos de desempenho.

O protótipo fabricado possui o raio do disco de 0,045 m e a viscosidade do fluido de trabalho é 12,5 Pa.s (fluido para embreagens viscosas), portanto, o seu torque pode ser descrito pela expressão a seguir.

$$T(\omega, h) = \frac{8,051 \cdot 10^{-5} \cdot \omega}{h} \text{ N.m}$$

Já no caso de que seja empregado como fluido o óleo sintético SAE 15w40 (viscosidade 91,67 mPa.s), o torque de frenagem seria estimado pela seguinte expressão.

$$T(\omega, h) = \frac{5,904 \cdot 10^{-7} \cdot \omega}{h} \text{ N.m}$$

Dessa forma, tomando como exemplo uma folga de 2 mm e velocidade angular de 30,33 rad/s, os valores de torque e potência podem ser calculados, obtendo-se $T = 1,221 \text{ N.m}$ e $Pot = 37,033 \text{ W}$, utilizando-se o fluido para embreagens viscosas.

Para efeito de comparação, considerando um protótipo hipotético que tenha sido fabricado utilizando o modelo de cilindros concêntricos, com altura do cilindro igual ao raio do disco do protótipo fabricado, e tudo mais constante, é possível determinar o torque de frenagem teórico para este modelo. Fazendo uso da Equação (20), tem-se que o torque será 6,105 N.m e a potência será 185,16 W.

Comparando os dados, observa-se que o protótipo hipotético produziria um torque teórico 5 vezes superior ao primeiro, o que sugere que esse modelo pode produzir muito mais torque de frenagem para projetos com dimensões similares.

Para a aplicação pretendida para o sistema de frenagem, o espaço disponível é um fator limitante de muita importância, pois o sistema ficará encapsulado na cobertura de proteção da bancada. Desse modo, o segundo modelo de freio se mostra muito mais indicado para o projeto definitivo.

Para ajustar o projeto ao desempenho de torque e potência de frenagem adequados à bancada do laboratório, pode-se realizar modificações em diversas variáveis que têm efeito sobre o torque produzido. A partir de uma análise da Equação (20), pode-se perceber que o torque aumenta com o aumento do raio do cilindro, da viscosidade, da velocidade angular e da altura dos cilindros.

O raio e a altura dos cilindros são limitados pelo espaço disponível na bancada, e devem ter as maiores dimensões possíveis dentro das restrições existentes, de modo a maximizar o torque de frenagem. Além disso, outra restrição ao raio e altura dos cilindros é o sistema que realizará o movimento destes cilindros a fim de variar o torque de frenagem. Este sistema, que será formado de uma base, guias metálicas, rolamentos lineares e um motor de passo com fuso de potência, deve ser projetado de maneira que ocupe o mínimo espaço possível.

O fluido que será utilizado deve ser escolhido de modo que tenha a maior viscosidade possível, de modo que ainda seja capaz de escoar pelas brechas laterais de forma razoavelmente ágil, de maneira que o freio tenha uma resposta ágil na redução do torque de frenagem quando os cilindros se afastarem.

4.3.2 Determinação do desempenho teórico do freio elétrico em escala reduzida

Fazendo uso do modelo teórico desenvolvido por Wouterse (1991), o desempenho teórico esperado do protótipo de freio de correntes induzidas foi calculado, para que seja possível uma comparação com os resultados experimentais do equipamento, aplicando as Equações (6) e (7).

O campo magnético (B_0) pode ser obtido a partir da Equação (28), que possibilita calculá-lo a partir do produto do número de voltas de uma bobina (N) e a corrente elétrica (I). Este produto pode ser denominado força magnetomotriz, conforme a Equação (27).

$$N \cdot I = \frac{2 \cdot x}{\mu_0} B_0 \quad (27)$$

$$B_0 = \frac{\mu_0 \cdot N \cdot I}{2 \cdot x} \quad (28)$$

Para o eletroímã do sistema de frenagem fabricado encontrou-se que o valor do campo magnético vale 0,258 T.

Através da Equação (7), o cálculo do coeficiente geométrico foi realizado, encontrando-se o valor de $c' = 0,297$.

Utilizando a Equação (6), pode-se relacionar a força de frenagem em função da velocidade, obtendo-se as Equações (29) e (30).

$$T(v) = c' \cdot \sigma \cdot v \cdot vol \cdot B_0^2 \cdot R \quad (29)$$

$$T(rot) = \frac{c' \cdot \sigma \cdot \pi \cdot rot \cdot vol \cdot B_0^2 \cdot R^2}{30} \quad (30)$$

Para determinar o torque de frenagem, foi utilizado o raio efetivo (R), que é a distância entre o centro do disco e o centro da face do polo magnético, que é o ponto de ação da força resultante sobre o disco.

Para o protótipo construído, tem-se o valor de raio efetivo $R=0,0515$ m. A partir destes dados, obtém-se que o valor do torque é determinado pela expressão a seguir.

$$T(rot) = 7,399 \cdot 10^{-5} \cdot rot \text{ N.m}$$

4.4 Dimensionamento dos requisitos de torque

A bancada de teste de rotores do LAERO foi utilizada por Sousa (2014) para testes de três rotores diferentes. Com base nos dados encontrados por Sousa (2014), é possível estimar os valores de torque e potência de frenagem que os sistemas de freio deverão ser capazes de atingir para alcançar desempenho satisfatório.

Os requisitos de desempenho do sistema de frenagem podem ser estimados a partir dos dados construtivos e experimentais do aerogerador.

A Equação (23) fornece o cálculo da potência.

$$P_{vento} = 1130,17 \text{ W}$$

Para o valor do coeficiente de potência (C_p), foi aplicado o valor 0,2413, que é maior entre os valores médios medidos para os rotores testados por Sousa (2014). Desse modo, existe uma margem de segurança adequada entre as especificações de projeto e os valores reais observados. Assim, o valor de referência para a potência da turbina eólica é calculado a partir da Equação (17).

$$P_{rotor} = 272,71 \text{ W}$$

A rotação de referência para as especificações de projeto é obtida através da razão de velocidades de ponta de pá de projeto do rotor (TSR), ou *tip speed ratio*, aplicada para a velocidade de vento considerada (6,5 m/s). A TSR de projeto dos rotores é 7.

Desse modo, obtém-se o torque de referência que os sistemas de frenagem devem alcançar para atender satisfatoriamente os requisitos de projeto para aplicação no aerogerador do LAERO, sendo $T_{rotor} = 8,99 \text{ N.m}$ a 290 RPM.

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados deste projeto consistem no levantamento de dados de desempenho dos protótipos de sistemas de frenagem obtidos na bancada de medições do LAERO.

5.1 Testes do sistema de freio elétrico

O sistema de frenagem por correntes de Foucault foi testado em diferentes rotações, com corrente elétrica constante. A Figura 20 mostra a bancada de testes durante as medições feitas.

Figura 20 – Bancada de testes durante a realização do ensaio com protótipo de freio de correntes induzidas.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Cada um dos testes realizados, para diferentes rotações, resultou numa série de dados. Onde, as médias de cada série de dados foram compiladas em cada linha da Tabela 1.

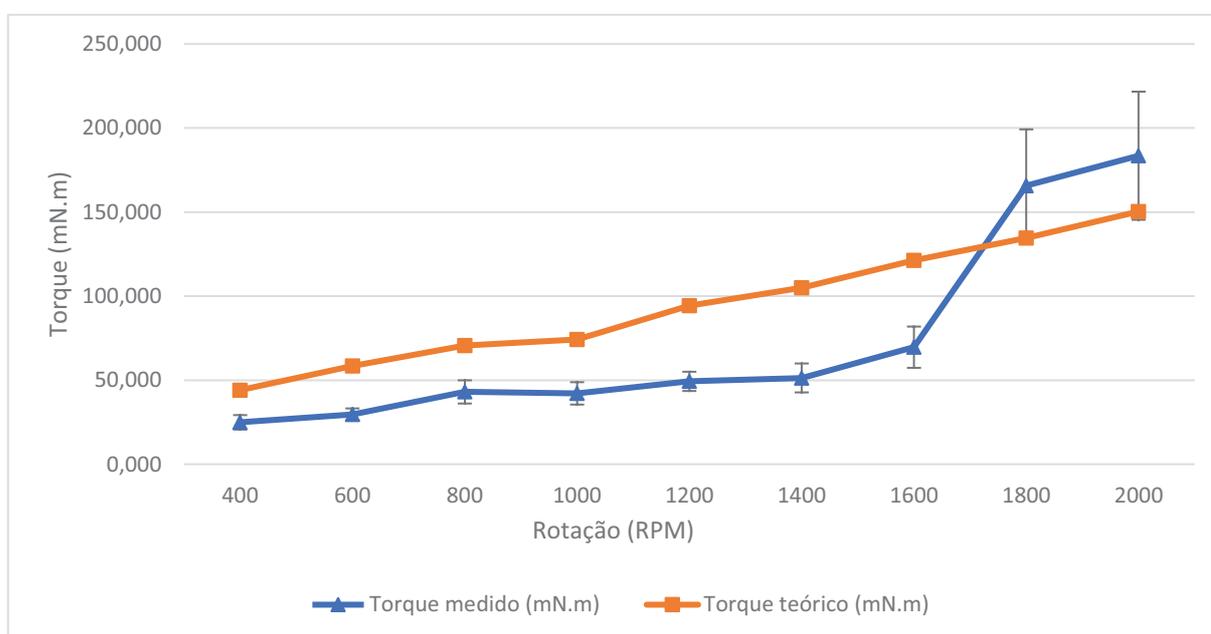
Tabela 1 – Resultado das medições de torque do sistema de freio elétrico.

Rotação nominal (RPM)	Rotação média (RPM)	Torque medido (mN.m)	Torque teórico calculado pela Equação (30) (mN.m)
400	426,4	24,954	44,119
600	596,3	29,682	58,462
800	790,2	43,020	70,578
1000	1004,0	42,141	74,278
1200	1273,8	49,292	94,238
1400	1418,9	51,320	104,969
1600	1640,2	69,608	121,343
1800	1818,3	165,684	134,518
2000	2031,8	183,513	150,317

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os valores obtidos foram dispostos em um gráfico T(mN.m) x Rot (RPM) produzindo as curvas apresentadas no Gráfico 3.

Gráfico 3 – Dados de Torque medido e Torque teórico *versus* Rotação para o freio elétrico.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Nota-se certa diferença entre as curvas dos resultados experimentais e dos valores analíticos, em que os resultados experimentais de torque, em média, foram 45,2% inferiores aos

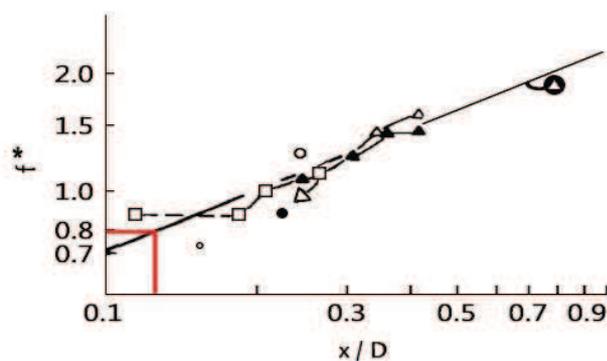
valores analíticos na faixa de 400 RPM a 1600 RPM e 22,6% superiores aos valores analíticos, em média, na faixa de 1800 RPM a 2000 RPM e, considerando toda a extensão de dados, a média dos resultados experimentais representa 77,3% da média dos valores analíticos.

Quanto ao modelo analítico, sua confiabilidade pode ser avaliada através dos resultados apresentados por Wouterse (1991), onde este modelo foi experimentalmente validado e comparado aos experimentos realizados por Lentz, Zimmermann, Dumoulin Berkens e Van Sterkenberg.

O Gráfico 4 apresenta os dados de f^* versus x/D , onde f^* é a razão entre a força de frenagem experimental e a força de frenagem calculada a partir do modelo analítico e x/D é a razão entre o entreferro e o diâmetro da face do polo magnético do freio testado.

A partir do Gráfico 4, depreende-se que a modelagem analítica de Wouterse (1991) apresenta a melhor previsão dos resultados experimentais para x/D aproximadamente 0,2. No tocante ao protótipo fabricado no âmbito deste trabalho, sua razão x/D é 0,127; e baseado neste valor, foi traçada a linha vermelha no Gráfico 4, o que resulta em um valor esperado de f^* de aproximadamente 0,8. Como o valor médio de f^* para o protótipo é de 0,7729; entende-se que este valor está em conformidade com a literatura.

Gráfico 4 - Dados de f^* x x/D para diversos autores.



Valores experimentais conjugados com a teoria

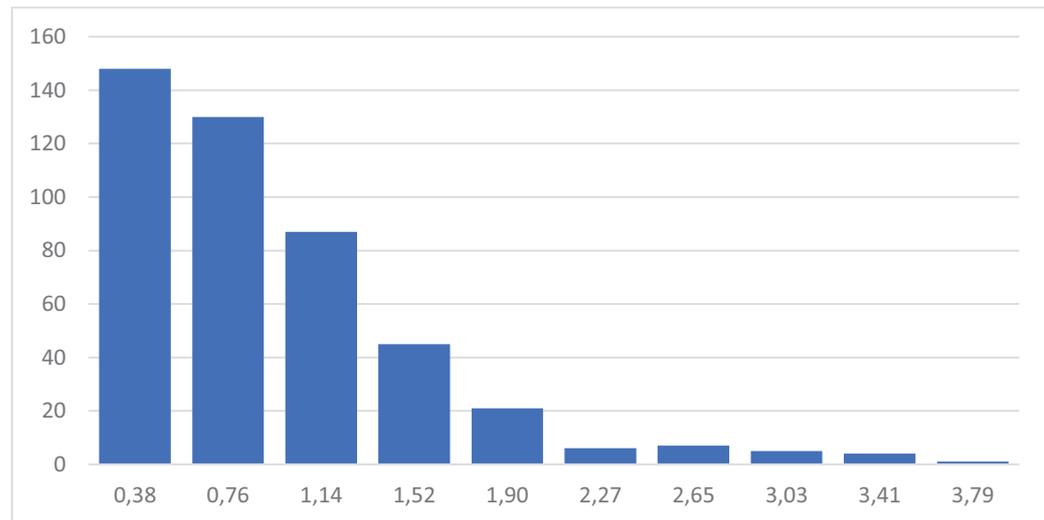
- Lentz [3]; polo retangular
- Zimmermann [4]; polo circular
- Dumoulin [6]; polo circular
- Berkens [8]; polo circular
- ▲ Van Sterkenberg [9]; polo circular
- △ Van Sterkenberg [9]; polo circular
- Valor teórico

Fonte: Wouterse (1991) modificado.

Os valores de f^* , cujo valor médio é 0,7729, valor foram dispostos em histograma de frequência, apresentado no Gráfico 5. É possível notar que a maior parte dos dados se

mantém que a maioria dos dados se mantém nas 3 primeiras faixas ($f^* \leq 1,14$), contudo existe a ocorrência de valores de f^* acima de 2, mesmo que em baixas frequências.

Gráfico 5 - Distribuição de frequência para f^* .



Fonte: Elaborado pelo autor.

Observou-se, também, a simulação em elementos finitos realizada por Karakoc (2016), que simulou um sistema de frenagem com dimensões semelhantes ao sistema utilizado neste trabalho. O aparato simulado por Karakoc (2016) é formado por um disco de 3 mm de espessura e 50 mm de raio, que rotaciona à velocidade de 100 rad/s (954 RPM) e está exposto a um campo de indução magnética de 0,3 T. Aplicando estes parâmetros de velocidade angular e indução magnética ao modelo de Wouterse (1991), o torque analítico resulta em 31,37 mN.m, ao passo que o modelo de simulação com elementos finitos apresenta o valor de aproximadamente 35 mN.m, o que representa um valor aproximadamente 11 % superior ao valor analítico.

No modelo de Wouterse (1991), a área da face do polo magnético é significativamente menor que a área do disco, entretanto, no freio testado neste trabalho, a proporção entre a área da face do polo magnético e a área do disco é consideravelmente maior. Contudo, este fator não se mostrou relevante na previsão dos valores experimentais.

É interessante notar que a curva Torque \times Rotação não demonstrou o aspecto típico apresentado no Gráfico 2. Para que seja possível analisar qualitativamente esse aspecto, é necessário saber a rotação crítica (Rot_k) do freio testado, ou seja, a rotação de máximo torque

de frenagem. Sendo assim, aplicou-se a Equação (8), obtendo-se $v_k = 1020,7 \frac{m}{s}$ e $Rot_k = 205199 \text{ RPM}$.

A partir do cálculo da rotação crítica, pode-se inferir que a rotação máxima alcançada nos testes é consideravelmente inferior à rotação crítica. Dessa forma, entende-se que a curva de resultados experimentais, demonstrada no Gráfico 3, representa apenas a porção inicial do Gráfico 2. Onde o esperado seria a curva de torque ter comportamento crescente até aproximadamente 200.000 RPM, em teoria, uma vez que rotações desta magnitude dificilmente poderiam ser atingidas por sistemas mecânicos.

De modo geral, os resultados experimentais representaram 0,6987 dos valores analíticos, em média. Dado isso, para o dimensionamento definitivo do sistema de freio elétrico, será adicionado o fator 0,6987 à equação de cálculo do torque de frenagem (Equação 6).

5.2 Testes do sistema de freio hidráulico

O protótipo de freio hidráulico foi testado na bancada de medição de torque e rotação. As Tabelas 2 e 3 apresentam os resultados dos ensaios.

No projeto em questão, o torque de frenagem foi determinado pela folga entre o disco e o fundo do recipiente de óleo, o que gera a necessidade de que a folga seja ajustável, e que isto ocorra com razoável precisão. Inicialmente, foi proposta a utilização de um came para controlar a posição do disco. Contudo, isso cria a necessidade de o disco ser capaz de deslizar verticalmente sobre eixo ao qual está acoplado. Para tal feito, o disco teria que ser montado ao eixo por meio de uma união estriada, o que requer elevado grau de refinamento na fabricação, aumentando proibitivamente os custos do projeto. Além disso, tal montagem apresentaria elevado nível de atrito, o que causaria problemas na movimentação do disco, pois uma vez que o disco fosse elevado pelo came, o mesmo não seria capaz de retornar a uma posição mais baixa apenas com a ação da gravidade. Outro impedimento dessa solução era a montagem do eixo que iria movimentar o came, pois a adição desse eixo ao projeto implicaria na utilização de uma estrutura consideravelmente mais robusta para o equipamento.

Inicialmente, pretendeu-se realizar os testes com fluido de embreagem viscosa, que possui alta viscosidade, de modo que fosse possível alcançar valores absolutos de torque mais significativos. Entretanto, nas tentativas de teste realizadas, o motor elétrico da bancada não foi

capaz de se manter em rotação, uma vez que o freio era acionado, mesmo aplicando o mínimo grau de frenagem possível. Então, decidiu-se realizar os testes com um fluido de baixa viscosidade, sendo selecionado o óleo sintético SAE 15w40, com viscosidade 105 cSt a 40 °C (91,67 mPa.s) e densidade 873 kg/m³.

A primeira abordagem utilizada no ensaio, foi fixar a folga entre disco e fundo do recipiente de óleo em um valor determinado e ajustar a velocidade do motor através do controle de tensão, de modo a alcançar as rotações nas quais se pretendia estudar o desempenho do freio. Contudo, aplicando este método, não foi possível estabilizar o conjunto motor-freio nas rotações desejadas. Portanto, a abordagem foi modificada.

Optou-se por aplicar a máxima tensão possível no motor elétrico e a frenagem foi aplicada de forma progressiva pela redução lenta e gradativa da medida da folga, por meio do fuso que controla a posição do recipiente que contém o fluido.

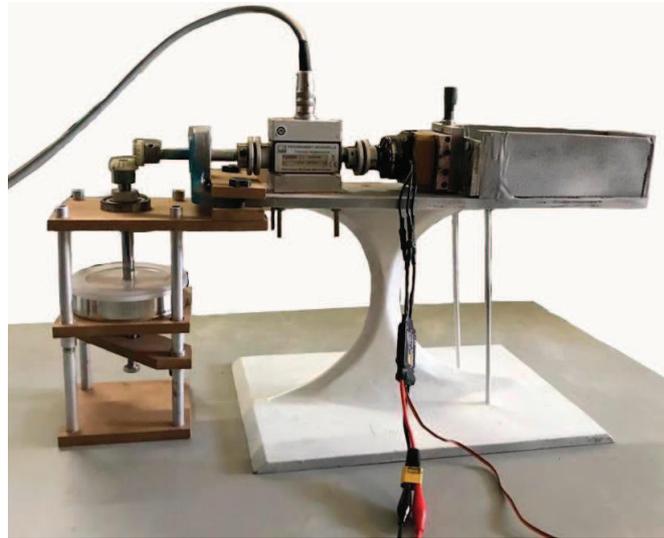
Sem a aplicação do freio, a rotação do sistema era de aproximadamente 6500 RPM e, a partir do acionamento inicial do freio (quando o disco em rotação entrava em contato com o fluido), a rotação era reduzida para aproximadamente 2150 RPM, onde decidiu-se prosseguir aumentando a frenagem até que a rotação alcançasse, aproximadamente, 2000 RPM e então era realizada a medida da folga. O mesmo procedimento foi repetido em três ensaios, cujos resultados são apresentados na Tabela 3.

Após a estabilização da rotação em aproximadamente 2000 RPM, procedeu-se o aumento gradativo de frenagem, onde era observado que quando a rotação se aproximava de 1900 RPM, com a mínima redução da folga do sistema, a rotação reduzia-se quase imediatamente para, aproximadamente, 600 RPM, sendo possível estabilizar o sistema para esta velocidade. Por isso, também foram realizados 3 ensaios de frenagem para 600 RPM seguindo o mesmo procedimento e registrando a medida da folga em cada teste.

Ao prosseguir aumentando o nível de frenagem, quando o freio alcançou aproximadamente 500 RPM, o motor passou a apresentar um aumento considerável de vibração e a rotação passou a oscilar de forma perceptível, não sendo possível prosseguir as medições com rotações nominais inferiores à 600 RPM.

A Figura 21 mostra a bancada de testes durante a realização das medições de frenagem do freio por efeito viscoso.

Figura 21 – Bancada de testes durante o ensaio com o protótipo de freio por efeito viscoso.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 2 – Resultado das medidas de torque de frenagem do sistema de freio hidráulico (600 RPM)

Rotação nominal 600 RPM		
	Torque de frenagem medido (mN.m)	Torque teórico (mN.m)
teste 1	19,7	9,1
teste 2	18,4	8,4
teste 3	24,8	7,5

Fonte: Elaborada pelo autor.

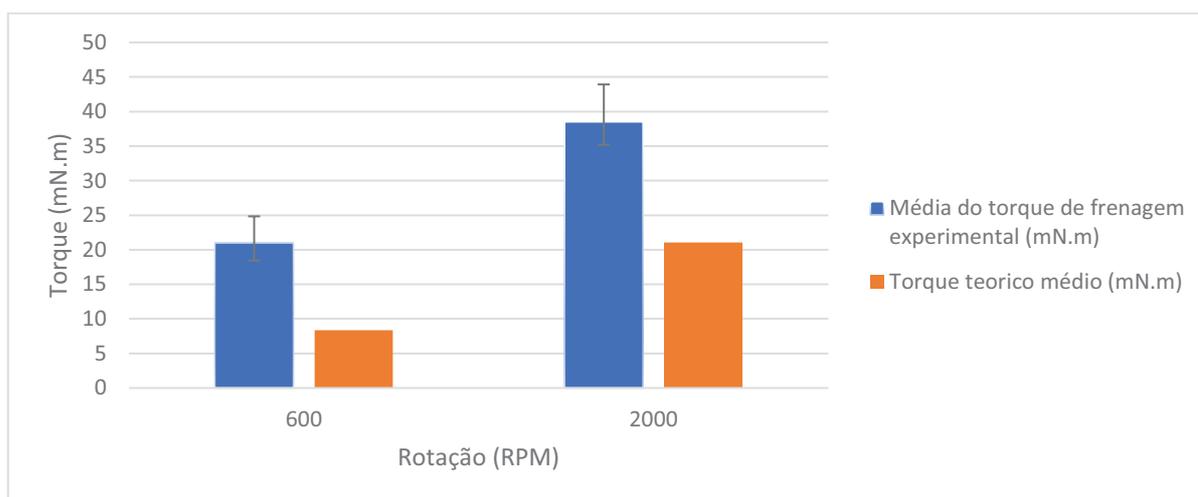
Tabela 3 – Resultado das medidas de torque de frenagem do sistema de freio hidráulico (2000 RPM)

Rotação nominal 2000 RPM		
	Torque de frenagem medido (mN.m)	Torque teórico (mN.m)
teste 1	35,2	20,9
teste 2	36,4	22,2
teste 3	43,9	19,9

Fonte: Elaborada pelo autor.

O Gráfico 6 apresenta as médias dos dados exibidos nas Tabelas 2 e 3. A partir da análise desses dados, identificou-se que os valores de torque calculados através do modelo teórico (Equação 15) foram 52,7% inferiores às medições de torque experimentais.

Gráfico 6 – Dados de torque medido experimentalmente e torque teórico versus rotação para o freio hidráulico.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Esta inconsistência pode ser atribuída ao fato de o modelo teórico considerar apenas o fluido que está entre a face inferior do disco e o fundo do recipiente de óleo, desconsiderando a influência do fluido que está acima do disco, subestimando, dessa forma, a magnitude do torque de frenagem.

5.3 Sistemas de freio para a bancada de testes para rotores eólicos do LAERO

5.3.1 Considerações para o sistema de freio hidráulico

O freio hidráulico deve ter seus parâmetros de projeto adaptados para alcançar o torque de frenagem de 8,99 N.m, estabelecido anteriormente. Como foi demonstrado, o modelo teórico que utiliza os cilindros concêntricos tem uma relação mais favorável entre o torque de frenagem e as dimensões do sistema e, por isso, esse será o modelo utilizado para o projeto definitivo do sistema de freio hidráulico.

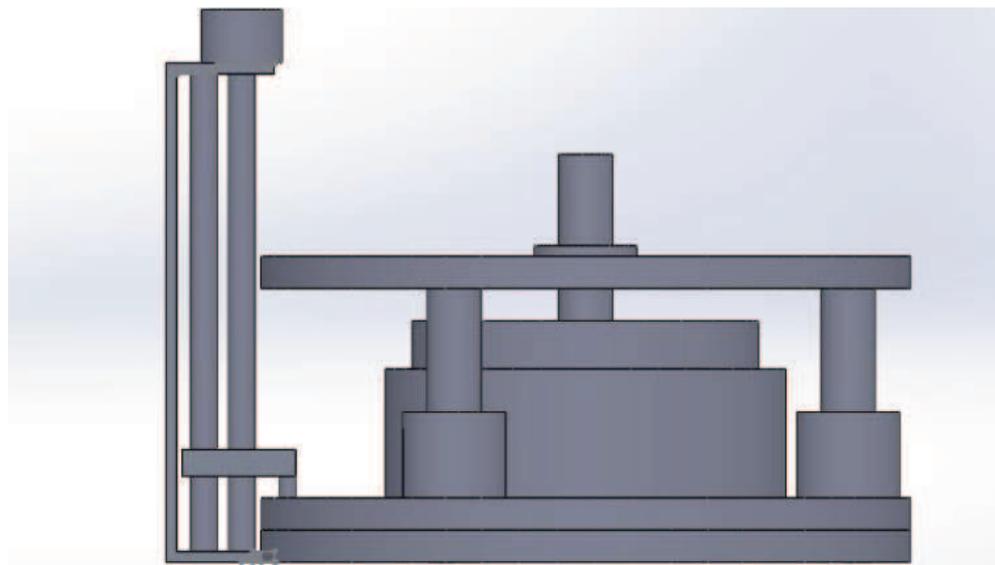
Os parâmetros de projeto que influenciam o torque de frenagem são a viscosidade

do fluido, a velocidade angular de projeto, o raio dos cilindros, a altura dos cilindros e as folgas laterais e de fundo. As folgas laterais e de fundo podem ser reduzidas a 1mm, ou ainda a valores menores, caso necessário. Já a altura e raio dos cilindros podem ser alteradas, mas com uma pequena margem de aumento, devido às limitações de espaço na bancada de testes. Dessa forma, os parâmetros que podem ser alterados mais facilmente são a viscosidade do fluido e a velocidade angular de projeto, fazendo uso de uma caixa de aumento. Além destes fatores, a área pode ser sensivelmente aumentada, com o uso de paredes internas nos cilindros, o que equivale ao uso de múltiplos cilindros concêntricos de diâmetros diferentes. Assim, selecionando as máximas dimensões geométricas possíveis para o modelo de cilindros concêntricos e utilizando um fluido de alta viscosidade (fluido utilizado em embreagens viscosas), obtém-se o torque de 31,85 *N.m*.

Portanto, nos parâmetros definidos, o sistema produzirá torque máximo de frenagem 3,54 vezes superior ao torque máximo de projeto. Contudo, a energia dissipada durante o funcionamento do freio poderá reduzir seu desempenho, devido à redução de viscosidade do fluido de trabalho, sendo recomendável a adição de aletas ao cilindro externo, com o intuito de manter a temperatura de trabalho em níveis razoáveis.

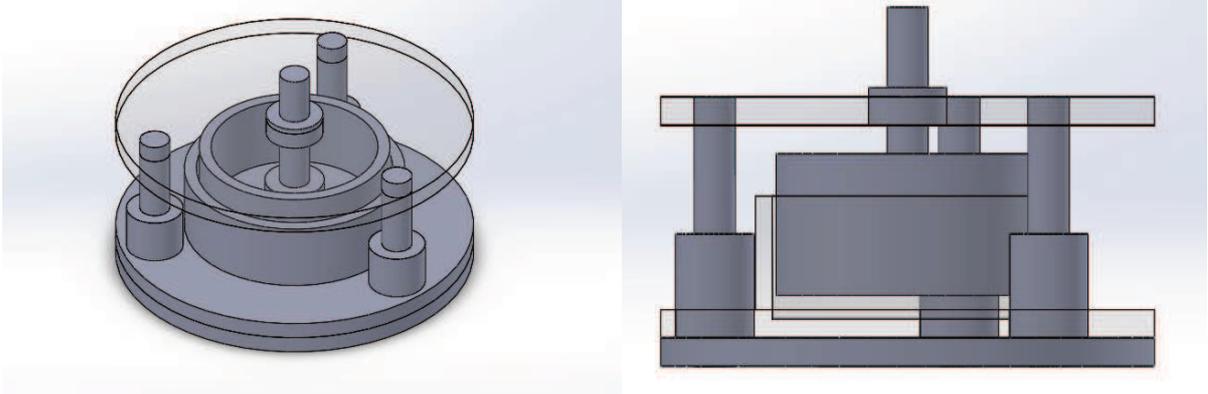
As Figuras 22, 23 e 24 apresentam ilustrações do sistema de frenagem por efeito viscoso.

Figura 22 – Ilustração do sistema de frenagem por efeito viscoso.



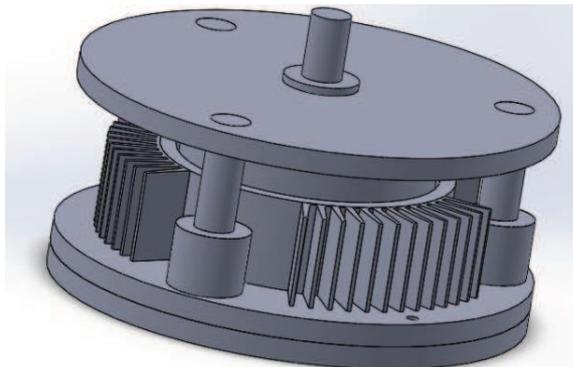
Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 23 – Ilustrações do sistema de frenagem por efeito viscoso com visualização de detalhes internos.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 24 – Ilustração do sistema de frenagem por efeito viscoso com aletas.



Fonte: Elaborada pelo autor.

5.3.2 Considerações para o sistema de freio elétrico

Para o sistema de freio por correntes parasitas, os principais fatores construtivos que têm influência no torque de frenagem são o volume do disco sob influência do polo magnético, o raio do disco, a condutividade elétrica do material do disco, o número de voltas da bobina, a corrente máxima possível para o fio utilizado na bobina e o entreferro do eletroímã.

Em relação ao volume do disco sob o polo magnético, pode-se aumentar a espessura do disco e a área da face do polo magnético. Mas, nesse caso, apenas a espessura do disco

poderia ser aumentada, já que a área do polo magnético já está ultrapassando as dimensões do disco, não trazendo nenhum efeito de aumento de torque. Já o raio do disco é limitado pelo espaço disponível na bancada e não pode ser alterado.

O material escolhido para a fabricação do disco é o alumínio, que possui alta condutividade elétrica. Então, para aumentar a condutividade elétrica, a alternativa de material seria o cobre, mas não existe boa disponibilidade de oferta no mercado de tarugos de cobre em dimensões adequadas para a fabricação de um disco para esta aplicação. Dessa forma, o alumínio permanece como a melhor escolha de material para o disco.

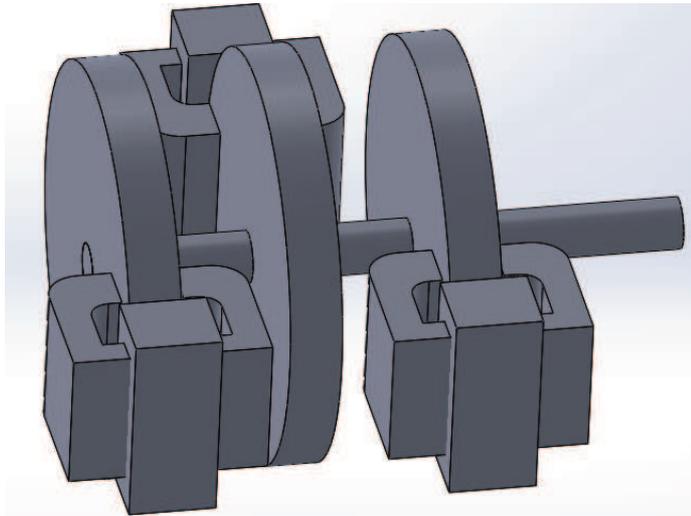
O número de voltas da bobina pode ser alterado, contudo, este aumento é limitado pelo volume ocupado pela bobina dentro do espaço disponível na bancada. É importante ressaltar que é desejável utilizar o maior número de voltas possível, para que se possa trabalhar com correntes elétricas mais baixas, devido aos riscos de choque elétrico e devido à maior dificuldade em obter fontes elétricas que sejam capazes de produzir altos valores de corrente elétrica. Como foi discutido anteriormente, é possível aumentar o torque aumentando a corrente elétrica máxima, mas isto não é algo desejável. Dessa forma, deve-se esgotar as possibilidades de alteração dos outros parâmetros antes de aumentar a corrente máxima de projeto.

Por fim, o entreferro pode ser reduzido para o aumento do torque de frenagem. Em razão disso, o valor de distância do entreferro deve ser reduzido ao mínimo valor possível.

Aplicando-se as considerações acima, o torque máximo do sistema foi de 25,28 N.m, para a rotação especificada no item 5.2. Dessa forma, o sistema tem torque máximo 2,81 vezes superior ao requisito mínimo. O desenho do mesmo é apresentado por meio da Figura 25.

Vale ressaltar que, em carga máxima, cada um dos três eletroímãs deste sistema produziria um campo magnético de aproximadamente 1,257 T na superfície dos discos que estão sob a área dos polos. Apesar de, nesta situação, não se conhecer a magnitude que o campo magnético teria no local da bancada onde está o transdutor de torque, é possível que este campo pudesse causar interferências nas medições.

Figura 25 – Ilustração do sistema de frenagem por correntes induzidas.



Fonte: Elaborada pelo autor.

6. CONCLUSÃO

Modelos teóricos foram selecionados para descrever o desempenho de dois sistemas de frenagem, propostos para possível aplicação em uma bancada de testes de rotores eólicos do LAERO. Para o freio por efeito viscoso foi aplicado um modelo derivado a partir da lei de Newton da viscosidade para o escoamento unidimensional. Já para o freio por correntes de Foucault, foi aplicado um modelo analítico desenvolvido por Wouterse (1991).

Dois protótipos de sistemas de frenagem foram testados em uma bancada com motor elétrico, instrumentada para medição de torque e rotação.

O protótipo de freio por correntes induzidas foi testado, com campo magnético de 0,258 T, para as rotações de 400 RPM a 2000 RPM, com torque de frenagem variando de 24,954 mN.m a 183,513 mN.m. Este sistema apresentou desempenho experimental de 22,7% inferior ao valor previsto pelo modelo teórico, em termos de torque de frenagem.

O protótipo de freio por efeito viscoso foi testado, com fluido de 91,67 mPa.s de viscosidade, para as rotações de 600 RPM e 2000 RPM, produzindo torques de frenagem variando de 18,448 mN.m a 43,93 mN.m. Os valores teóricos previstos foram 52,7% inferiores aos valores de torque de frenagem medidos experimentalmente. Por conta disso, foi aplicado um fator de ajuste à equação de modelagem do freio eletromagnético, contudo, o equacionamento relativo ao freio hidráulico foi mantido sem alteração, tendo em vista que a subestimação do torque pode trazer benefícios ao projeto, dependendo da situação de uso.

A partir dos resultados experimentais, foram feitas considerações acerca da implementação dos sistemas à bancada de testes para rotores eólicos. A partir disto, foi concluído que ambos sistemas são adequados a esta aplicação.

Sugere-se o aperfeiçoamento dos testes para que se tenha mais confiabilidade nos resultados, visto que não foi possível realizar testes em todas as rotações desejadas. Além disso, sugere-se o desenvolvimento de um sistema de controle que possibilite estabilizar o rotor em uma TSR específica para uma determinada faixa de velocidades de vento. E ainda, estudar a viabilidade de um freio hidráulico com medidas fixas de folga e variação da frenagem por mudança da pressão do fluido de trabalho.

REFERÊNCIAS

ANDERSON, Paul. **Gearbox, Rotor Shaft and Disk Brake Assembly for Turbine No 11**. Disponível em: <<http://www.geograph.org.uk/photo/785216>>. Acesso em: 10 ago. 2018.

ATTIA, E.m.; ELSODANY, N.M.; EL-GAMAL, H.A.; ELGOHARY. M.A. **Theoretical and experimental study of magneto-rheological fluid disc brake**. Alexandria Engineering Journal, [s.l.], v. 56, n. 2, p.189-200, jun. 2017. Elsevier BV.

BALANÇO ENERGÉTICO NACIONAL. Rio de Janeiro, 2017.

BETZ, A. **The Maximum of the theoretically possible exploitation of wind by means of a wind motor**, Wind Engineering, 37, 4, 441 - 446, 2013. Tradução de: Das Maximum der theoretischmöglichen Ausnützung des Windes durch Windmotoren, Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen, Heft 26, 1920

BURTON, T.; SHARPE, D.; JENKINS, N.; BOSSANYI, E.. **Wind Energy Handbook**. John Wiley and Sons, Ltd, 2001.

CHONG, W.t. POH.; S.C.; PAN, K.C.; FAZLIZAN, A.; OON, C.S.; BADARUDIN, A.; NIK-GHAZALI, N. **Performance investigation of a power augmented vertical axis wind turbine for urban high-rise application**. Renewable Energy, [s.l.], v. 51, p.388-397, mar. 2013. Elsevier BV.

CHONG, W.t.; FAZLIZAN, A.; POH, S.C.; PAN, K.C.; HEW, W.P.; HSIAO, F.B. The design, simulation and testing of an urban vertical axis wind turbine with the omni-direction-guide-vane. **Applied Energy**, [s.l.], v. 112, p.601-609, dez. 2013. Elsevier BV.

DANAO, L. A.; EBOIBI, O.; HOWELL, R. **An experimental investigation into the influence of unsteady wind on the performance of a vertical axis wind turbine**. Applied Energy, [s.l.], v. 107, p.403-411, jul. 2013. Elsevier BV.

FOX, R.W.; MCDONALD, A.T. and PRITCHARD, P.J.; **Introdução à Mecânica dos Fluidos**, LTC, 6a ed. (2004).

HASSANZADEH, Arash; HASSANABAD, Armin Hassanzadeh; DADVAND, Abdolrahman. **Aerodynamic shape optimization and analysis of small wind turbine blades employing the Viterna approach for post-stall region**. Alexandria Engineering Journal, [s.l.], v. 55, n. 3, p.2035-2043, set. 2016. Elsevier BV.

HEALD, Mark A. **Magnetic Braking: Improved Theory**. American Journal of Physics, vol. 56, n.6, p.521-522, jun. 1988.

HORIZONENERGY, Parts of a Wind Turbine, Disponível em: <<https://www.horizoncurriculum.com/supportmaterial/parts-of-a-wind-turbine/>>. Acesso em: 16 ago. 2018.

KARAKOC, Kerem; SULEMAN, Afzal; PARK, Edward J.. **Analytical modeling of eddy current brakes with the application of time varying magnetic fields**. Applied Mathematical Modelling, [s.l.], v. 40, n. 2, p.1168-1179, jan. 2016. Elsevier BV.

LINDENBURG, C.. **Investigation into Rotor Blade Aerodynamics: Analysis of the stationary measurements on the UAE phase-VI rotor in the NASA-Ames wind tunnel**. Golden: National Renewable Energy Laboratory, 2003.

MAHMOUD, N. h.; EL-HAROON, A. A.; WAHBA, E.; NASEF, M.H. **An experimental study on improvement of Savonius rotor performance**. Alexandria Engineering Journal, [s.l.], v. 51, n. 1, p.19-25, mar. 2012. Elsevier BV.

MANWELL, J. F.; MCGOWAN, J. G.; ROGERS, A. L. **Wind Energy Explained – Theory, Design and Application**, John Wiley & Sons Ltd., 2002.

NIU, Muqing.; Yang, Bintang; Yang, Yikun; Meng, Guang. **Dynamic modelling of magnetostrictive actuator with fully coupled magneto-mechanical effects and various eddy-current losses**. Sensors and Actuators A: Physical, [s.l.], v. 258, p.163-173, maio 2017. Elsevier BV.

OZKAYA, Efe; YILMAZ, Cetin. **Effect of eddy current damping on phononic band gaps generated by locally resonant periodic structures**. Journal Of Sound And Vibration, [s.l.], v. 389, p.250-265, fev. 2017. Elsevier BV.

PEREIRA, A. H., 2006; **Freio Eletromagnético para Ensaios de Motores Elétricos de Indução**, Dissertação (Programa de Pós-Graduação) – Curso de Engenharia Elétrica, Universidade Federal do Ceará, Fortaleza.

PINHEIRO FILHO, Ricardo Ferreira. **Estudo De Um Sistema De Frenagem Eletromagnética Empregando Correntes Parasitas**. 2014. 290 f. Tese (Doutorado) - Curso de programa de pós-graduação em engenharia elétrica e de computação, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2014.

ROCHA, P.A.C.; CARNEIRO, F.O.; LOPES, A.S.; MAIA, I.A.; MODOLO, A.B. **Montagem e testes de uma bancada para medição de desempenho de aerogeradores em escala**. Revista Brasileira de Ensino de Física, Fortaleza, v. 32, n. 2, jul. 2011.

SCAPPATICI, Lorenzo; BARTOLINI, Nicola.; CASTELLANI, Francesco; ASTOLFI, Davide; GARINEI, ALBERTO; PENNICCHI, Marcello. **Optimizing the design of horizontal-axis small wind turbines: From the laboratory to market**. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, [s.l.], v. 154, p.58-68, jul. 2016. Elsevier BV.

SCHIEBER, David. **Optimal dimensions of rectangular electromagnet for braking purposes**. IEEE Transactions on magnetics. vol. 11, no. 3, p.948 – 952, maio 1975.

SOUSA, Isaac Diego Pereira de. **Projeto e Ensaios de Pás para Turbinas Eólicas de Pequeno Porte com Diferentes Correções Geométricas na Ponta e na Raiz da Pá**. 2014. 107 f. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Centro de Tecnologia, Universidade Federal Do Ceará, Fortaleza, 2014.

SUKHWANI, V. K.; HIRANI, H.. **Design, development, and performance evaluation of high-speed magnetorheological brakes**. Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers, Part L: Journal of Materials, [s.l.], v. 222, n. 1, p.73-82, jan. 2008. SAGE Publications.

TIWARI, Ramji; BABU, N. Ramesh. **Recent developments of control strategies for wind energy conversion system**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, [s.l.], v. 66, p.268-285, dez. 2016. Elsevier BV.

VIOLA, Francesco; GALLAIRE, François. **The viscous torsional pendulum**. Journal of Fluids And Structures, [s.l.], v. 72, p.25-37, jul. 2017. Elsevier BV.

VITERNA, Larry A.; CORRIGAN, Robert D.. **Fixed pitch rotor performance of large horizontal axis wind turbines**. Nasa Lewis Research Center. Cleveland, Ohio, p. 69-85. jan. 1982.

VITERNA, Larry A.; CORRIGAN, Robert D.. **Fixed pitch rotor performance of large horizontal axis wind turbines**. Cleveland: Nasa Lewis Research Center, 1982.

XIE, Wei; ZENG, Pan; LEI, Liping. **Wind tunnel testing and improved blade element momentum method for umbrella-type rotor of horizontal axis wind turbine**. Energy, [s.l.], v. 119, p.334-350, jan. 2017. Elsevier BV.

YANG, Bin; SUN, Dongbai. **Testing, inspecting and monitoring technologies for wind turbine blades: A survey**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, [s.l.], v. 22, p.515-526, jun. 2013. Elsevier BV.

WICHITACLUTCH, **Model LKT Clutch or Brake**. Disponível em: <<https://www.wichitaclutch.com/key-markets/power-generation/wind-turbines>>. Acesso em: 10 ago. 2018.

WOUTERSE, J. H.. **Critical torque and speed of eddy current brake with widely separated soft iron poles**. Electric Power Applications, IEE Proceedings B; vol. 138, no. 4, pp.153-158, jul. 1991.

APÊNDICE A – DADOS DE TORQUE DOS ENSAIOS DE FRENAGEM

Tabela 4 – Dados de torque e rotação para os ensaios de frenagem.

Rotação (RPM)	Torque experimental (mN.m)	Rotação (RPM)	Torque experimental (mN.m)
426	56,38	1012	13,86
423	2,77	1009	48,99
422	28,65	1008	45,29
424	13,86	1010	45,29
423	17,56	1010	95,19
423	34,20	1012	95,19
424	15,71	1011	60,08
423	41,59	1011	15,71
423	23,11	1274	26,80
423	13,86	1258	43,44
424	50,83	1259	21,25
425	8,32	1261	28,65
424	15,71	1261	54,53
424	36,04	1263	21,25
426	34,20	1264	45,29
425	26,80	1268	26,80
424	28,65	1268	37,90
424	26,80	1270	78,56
425	24,95	1271	43,44
426	23,11	1271	67,47
424	8,32	1271	93,35
426	48,99	1271	87,80
426	26,80	1271	54,53
426	4,62	1271	37,90
425	41,59	1271	63,77
425	61,92	1271	84,10
426	8,32	1271	80,41
426	0,93	1271	60,08
427	10,16	1271	34,20
426	36,04	1272	10,16
425	34,20	1280	58,22
426	10,16	1283	47,13
427	26,80	1283	36,04
426	39,74	1284	69,31
428	65,62	1287	36,04
427	36,04	1288	37,90
428	23,11	1288	30,50
427	21,25	1288	23,11
427	0,93	1290	48,99
427	36,04	1291	87,80

427	52,68	1291	23,11
428	0,93	1291	76,71
429	8,32	1296	73,01
429	10,16	1218	24,95
428	15,71	1417	8,37
429	19,41	1416	44,90
428	34,20	1412	44,90
428	8,32	1410	70,62
429	4,62	1412	72,59
427	28,65	1414	17,45
429	43,44	1418	17,45
429	54,53	1413	44,90
431	47,13	1415	42,96
430	47,13	1415	19,10
429	28,65	1417	70,62
428	8,32	1418	27,85
429	0,93	1414	54,75
430	0,93	1414	39,09
429	10,16	1418	46,86
429	12,02	1417	4,33
431	21,25	1421	7,03
627	48,99	1417	0,55
604	26,80	1414	72,59
602	50,83	1416	17,45
598	8,32	1416	44,90
593	43,44	1417	82,42
601	8,32	1414	44,90
596	37,90	1417	14,25
593	43,44	1418	2,73
598	17,56	1415	66,66
597	39,74	1417	88,25
593	41,59	1419	111,11
597	39,74	1420	111,11
596	37,90	1419	111,11
592	34,20	1421	17,45
598	50,83	1424	105,47
597	45,29	1424	105,47
601	45,29	1424	105,47
601	8,32	1421	52,77
594	23,11	1423	103,58
593	30,50	1424	44,90
591	21,25	1423	68,63
592	30,50	1420	54,75
598	26,80	1421	24,27
591	21,25	1424	27,85

597	13,86	1425	66,66
599	37,90	1427	2,73
599	26,80	1427	37,17
597	8,32	1425	20,80
590	32,35	1425	27,85
590	17,56	1423	97,88
594	21,25	1424	97,88
599	47,13	1612	139,57
600	43,44	1604	84,10
591	6,47	1602	106,28
593	21,25	1605	93,35
597	30,50	1608	4,62
600	48,99	1610	117,37
593	6,47	1611	10,16
593	17,56	1612	141,41
592	28,65	1615	21,25
594	23,11	1618	15,71
596	17,56	1619	13,86
598	36,04	1621	21,25
593	52,68	1622	36,04
592	24,95	1623	76,71
598	8,32	1626	126,62
597	28,65	1628	139,57
598	43,44	1630	84,10
598	37,90	1633	106,28
597	10,16	1635	93,35
583	52,68	1638	89,65
599	17,56	1639	15,71
787	15,71	1640	67,47
794	28,65	1643	130,32
788	85,96	1645	4,62
788	89,65	1645	21,25
789	76,71	1649	145,11
785	56,38	1649	0,93
787	56,38	1651	102,59
786	61,92	1653	87,80
786	61,92	1652	0,93
786	61,92	1652	48,99
785	24,95	1653	12,02
788	24,95	1653	2,77
788	21,25	1654	52,68
788	30,50	1654	23,11
786	30,50	1652	12,02
790	30,50	1655	109,98
788	19,41	1656	135,86

789	19,41	1656	113,68
788	21,25	1656	34,20
790	12,02	1660	143,26
789	28,65	1657	54,53
789	28,65	1656	126,62
789	28,65	1660	15,71
786	26,80	1658	139,57
787	30,50	1659	84,10
788	10,16	1664	106,28
789	43,44	1663	93,35
788	10,16	1663	21,25
789	19,41	1664	87,80
788	19,41	1666	34,20
790	19,41	1868	274,50
791	23,11	1831	101,64
791	4,62	1809	101,64
790	15,71	1806	274,50
792	21,25	1807	158,05
790	17,56	1808	158,05
790	24,95	1809	17,56
791	85,96	1811	17,56
790	89,65	1811	191,32
791	76,71	1813	34,20
793	56,38	1813	34,20
790	56,38	1814	34,20
791	56,38	1814	324,41
793	19,41	1814	50,83
790	23,11	1814	89,65
792	23,11	1816	89,65
790	15,71	1816	122,92
790	24,95	1817	355,83
793	19,41	1817	390,96
792	6,47	1817	324,41
791	17,56	1818	61,92
792	24,95	1819	61,92
790	23,11	1818	28,65
792	85,96	1819	178,38
792	85,96	1820	13,86
792	85,96	1820	48,99
793	89,65	1822	390,96
793	76,71	1825	324,41
792	76,71	1828	390,96
792	56,38	1834	324,41
792	56,38	1983	87,80
795	56,38	1985	73,01

794	85,96	1987	87,80
791	89,65	1989	220,90
792	76,71	1992	146,96
791	56,38	1995	252,32
792	85,96	1998	36,04
793	89,65	1997	45,29
792	76,71	1999	19,41
792	56,38	2001	109,98
794	56,38	2000	56,38
793	12,02	2001	32,35
792	17,56	2001	84,10
794	15,71	2002	561,01
793	15,71	2005	2,77
1006	34,20	2006	463,05
995	50,83	2008	82,26
994	43,44	2009	13,86
994	95,19	2011	74,86
995	95,19	2015	239,38
997	60,08	2018	193,17
996	39,74	2018	503,72
995	13,86	2021	342,90
1001	12,02	2025	137,71
1002	52,68	2027	457,50
999	12,02	2027	241,23
998	82,26	2028	45,29
999	19,41	2032	19,41
1000	23,11	2033	36,04
1002	17,56	2036	45,29
1003	21,25	2039	19,41
1003	47,13	2039	109,98
1002	24,95	2040	56,38
1003	41,59	2041	32,35
1004	28,65	2045	84,10
1002	12,02	2048	344,74
1003	95,19	2053	36,04
1002	95,19	2054	45,29
1003	60,08	2056	237,53
1004	17,56	2058	268,96
1005	13,86	2061	220,90
1004	24,95	2064	233,83
1006	23,11	2064	326,26
1006	15,71	2066	74,86
1007	65,62	2068	117,37
1006	37,90	2070	307,77
1011	21,25	2072	261,56

1007	63,77	2074	248,62
1005	13,86	2074	475,98
1008	36,04	2076	259,71
1008	50,83	2076	283,75
1010	36,04	2076	263,41
1010	28,65	2077	424,23
1010	34,20	2078	464,89

Fonte: Elaborado pelo autor.