



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

MATEUS PEREIRA CORDEIRO

**Análise Preliminar de Engenharia de Um Sistema de Bombeamento Eólico
Clássico**

Recife
2023

MATEUS PEREIRA CORDEIRO

**Análise Preliminar de Engenharia de Um Sistema de Bombeamento Eólico
Clássico**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado à Universidade Federal de
Pernambuco como requisito parcial para
obtenção do título de Bacharel em
Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Alex Maurício Araújo

Recife
2023

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do programa de geração automática do SIB/UFPE

Cordeiro, Mateus Pereira.

Análise preliminar de engenharia de um sistema de bombeamento eólico
clássico / Mateus Pereira Cordeiro. - Recife, 2023.

61 p. : il., tab.

Orientador(a): Alex Maurício Araújo

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade Federal de
Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, Engenharia Mecânica -
Bacharelado, 2023.

1. Catavento multipás. 2. Bombeamento. 3. Rotor. 4. Eólico. 5.
Aerodinâmica. I. Araújo, Alex Maurício. (Orientação). II. Título.

620 CDD (22.ed.)



Universidade Federal de Pernambuco
Departamento de Engenharia Mecânica Centro de
Tecnologia e Geociências- CTG/EEP



ATA DE SESSÃO DE DEFESA DE
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO – TCC2

Ao 28º dia do mês de abril do ano de dois mil e vinte e três, às 09:00 horas, de forma virtual através da plataforma google meet, reuniu-se a banca examinadora para a sessão pública de defesa do Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, intitulado **Análise preliminar de engenharia de um sistema de bombeamento eólico clássico**, elaborado pelo aluno **Mateus Pereira Cordeiro**, matrícula 708.889.514/50, composta pelos avaliadores Prof. **Alex Maurício Araújo** (orientador), Prof. **Flávio Augusto Bueno Figueiredo** (avaliador) e Me. **Pedro Henrique Cavalcanti de Arruda Filho** (avaliador). Após a exposição oral do trabalho, o candidato foi arguido pelos componentes da banca que em seguida reuniram-se e deliberaram pela sua APROVADO, atribuindo-lhe a média 8,0 (oito), julgando-o apto(x) / inapto() à conclusão do curso de Engenharia Mecânica. Para constar, redigi a presente ata aprovada por todos os presentes, que vai assinada pelos membros da banca.

Orientador: Prof. Alex Maurício Araújo Nota: 8,0
Documento assinado digitalmente
Assinatura  ALEX MAURICIO ARAUJO
Data: 28/04/2023 07:51:23-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Avaliador Interno: Prof. Flávio Augusto Bueno Figueiredo Nota: 8,0
Documento assinado digitalmente
Assinatura  FLAVIO AUGUSTO BUENO FIGUEIREDO
Data: 02/05/2023 20:27:52-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Avaliador Externo: Me. Pedro Henrique Cavalcanti de Arruda Filho Nota: 8,0
Documento assinado digitalmente
Assinatura  PEDRO HENRIQUE CAVALCANTI DE ARRUDA
Data: 28/04/2023 11:48:12-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Recife, 28 de abril de 2023.

Prof. Marcus Costa de Araújo
Coordenador de Trabalho de Conclusão de curso - TCC
Curso de Graduação em Engenharia Mecânica – CTG/EEP-UFPE

Dedico este trabalho aos meus pais, Cid e Luciene, que tanto me apoiaram durante toda a vida, formando meu caráter e proporcionando a realização dos meus sonhos.

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, a Deus, por ter me dado o alicerce necessário à realização do presente trabalho.

À minha família, por toda a minha formação pessoal e suporte quanto à formação profissional, e especialmente aos meus pais, Cid e Luciene, que sempre batalharam incansavelmente por mim e por meus irmãos.

Ao meu primo, Marllom, por sempre me apoiar e se fazer presente nos momentos mais importantes da minha vida e, junto a Amanda, ter me acolhido em sua residência no primeiro período da graduação.

Aos meus amigos do curso, especialmente aos do grupo Batata, que sempre me ajudaram e acompanharam, gerando memórias e ensinamentos que levarei comigo para sempre.

À Camila, minha querida amiga de longas datas, à qual guardo com carinho muitas memórias.

À Cecília, que desde os primeiros períodos me ouviu e ajudou na caminhada com sua amizade sincera.

À minha namorada, Izabella, por todo o suporte durante este trabalho, bem como sua companhia, cumplicidade, e felicidade para a vida toda.

Aos meus professores, especialmente ao meu orientador, Prof. Dr. Alex, e, também, ao Prof. Me. Pedro Henrique, que me apresentou os primeiros passos sobre o tema e me auxiliou durante o desenvolvimento deste trabalho.

Por fim, agradeço a todos que, de alguma forma, contribuíram para a minha formação pessoal e profissional.

Quero ouvir a Asa Branca
Contemplar o amanhecer
Quero amar este recanto
Terra que me fez nascer
Canta, canta, cantarino
Quero ouvir o teu cantar
Canta, canta, cantarino
Canta para me ajudar
(GONZAGA; VALENÇA, 1973).

RESUMO

O presente trabalho tem por objetivo realizar a análise preliminar de engenharia de um sistema de bombeamento eólico clássico (tipo americano ou múltipás). Este estudo apresenta uma breve pesquisa sobre alguns destes sistemas de bombeamento eólico comercializados, coleta seus dados e, posteriormente, os utiliza para que se possa obter os parâmetros teóricos de um sistema de bombeamento eólico que mescla as características de alguns destes cataventos. Ainda, o estudo realizado analisa os dados obtidos, dissertando sobre cada um deles e comparando com os dados iniciais encontrados por meio de pesquisa bibliográfica. Além disso, é analisado um caso no qual a altura manométrica de cálculo é reduzida à metade, comentando sobre a implicação deste fator nos resultados e fazendo também sua comparação com a altura manométrica inicial. Por fim, é concluído o estudo sugerindo alguns trabalhos futuros que podem ser produzidos tomando o presente como base, já que na presente análise são apresentadas informações que podem ser o ponto de partida de um estudo mais detalhado dos subsistemas que compõem um sistema de bombeamento eólico clássico.

Palavras-chave: Catavento múltipás; bombeamento; rotor; eólico; aerodinâmica.

ABSTRACT

The present work aims to carry out the preliminary engineering analysis of a classic wind pumping system (american type or multiblades). This study presents a brief research on some of these commercialized wind pumping systems, collects their data and, later, uses them to obtain the theoretical parameters of a wind pumping system that mixes the characteristics of some of these windmills. Still, the study carried out analyzes the data obtained, discussing each one of them and comparing with the initial data found through bibliographic research. In addition, a case is analyzed in which the calculation head is reduced by half, commenting on the implication of this factor in the results and also making its comparison with the initial head. Finally, the study is concluded by suggesting some future works that can be produced taking the present study as a basis, since, in the present analysis, information which can be the starting point of a more detailed study of the subsystems that make up a pumping system classic wind is presented.

Keywords: Wind vane multiblades; pumping; rotor; wind; aerodynamics.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1. Bomba de pistão de dupla ação com acionamento eólico	16
Figura 2. Unidade de bombeio eólica.....	17
Figura 3. Sola de vedação da bomba de um catavento fabricado pela Yvel.....	18
Figura 4. Representação do volume de ar incidente sobre um rotor eólico	21
Figura 5. Linhas de corrente ao passar pelo rotor e os comportamentos da velocidade e da pressão neste escoamento	22
Figura 6. Curva P vs Ω	24
Figura 7. Curva Q vs Ω	25
Figura 8. a) Curva CP vs λ de um rotor eólico multipás e de um rotor eólico de duas pás e b) Curva CQ vs λ de um rotor eólico multipás e de um rotor eólico de duas pás	27
Figura 9. Forças aerodinâmicas e momentos no aerofólio.....	28
Figura 10. Curva CL vs α do aerofólio NACA 0012	29
Figura 11. Curva CD vs α do aerofólio NACA 0012.....	31
Figura 12. Curva CL vs CD do aerofólio NACA 0012	32
Figura 13. Esquema de bomba de pistão.....	34
Figura 14. Esquema de um rotor eólico acoplado a uma bomba de deslocamento positivo alternativa.....	36
Figura 15. Caixa de engrenagens fechada	37
Figura 16. Caixa de engrenagens aberta	38
Figura 17. a) Relação potência-velocidade em uma bomba de pistão e b) relação vazão-velocidade em uma bomba de pistão	41
Figura 18. Fluxograma dos procedimentos utilizados nesse trabalho.....	43
Figura 19. Vista lateral do detalhe do rotor do catavento Hidro Metalúrgica ZM	45
Figura 20. Catavento KENYA.....	46
Figura 21. Catavento Yvel.....	46
Figura 22. Catavento Fortuna.....	47
Figura 23. a) C_p do sistema de bombeamento eólico estudado mostrado na curva C_p vs λ de um rotor eólico multipá e b) CQ do sistema de bombeamento eólico estudado mostrado na curva CQ vs λ de um rotor eólico multipás	52

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Parâmetros importantes para rotores com aerofólios comuns	32
Tabela 2. Parâmetros de alguns cataventos comercializados.....	47
Tabela 3. Parâmetros estimados.....	48
Tabela 4. Resultados das variáveis calculadas.....	51
Tabela 5. Resultados das variáveis calculadas para metade para $H = 50\text{ m}$	56

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

INPI	Instituto Nacional da Propriedade Industrial
NACA	<i>National Advisory Committee for Aeronautics</i>
SBE	Sistemas de Bombeamento Eólico
TSR	<i>Tip Speed Ratio</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

V	Velocidade de escoamento de um fluido
A	Área de um círculo
ρ	Massa específica do ar atmosférico
D	Diâmetro do rotor
R	Raio do rotor
E_c	Energia cinética
M	Massa
$\dot{M}$	Fluxo de massa
$\dot{M}_{efetivo}$	Fluxo de massa efetivo
P_c	Potência Cinética
kg	Quilograma
s	Segundo
m	Metro
J	Joule
W	Watt
V_∞	Velocidade do vento não perturbado
P	Potência extraída do eixo do rotor
$P_{máx}$	Potência máxima
Ω	Velocidade angular
rad	Radianos
f	Frequência
rpm	Rotações por minuto
Hz	Hertz
Q	Torque obtido no eixo do rotor
C_p	Coeficiente de potência do rotor
C_Q	Coeficiente de torque do rotor
λ	<i>Tip Speed Ratio</i>
L	Força de sustentação
C_L	Coeficiente de sustentação
α	Ângulo de ataque

D	Arrasto
C_D	Coeficiente de arrasto
F_p	Força no pistão
S	Curso do pistão
N	Newton
ρ_w	Massa específica da água
g	Aceleração da gravidade
H	Altura manométrica
$\overline{Q_{id}}$	Torque médio ideal no eixo do rotor pela ação da bomba
$\overline{P_{id}}$	Potência ideal média
q	Vazão
∇_s	Volume da câmara de bombeamento
η_{mec}	Eficiência mecânica
$\overline{Q_{mec}}$	Torque mecânico real no eixo do rotor pela ação da bomba
P_{hid}	Potência hidráulica
P_{mec}	Potência mecânica
η_{vol}	Eficiência volumétrica
l	Litro

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	MOTIVAÇÃO	15
1.2	OBJETIVOS.....	19
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	20
2.1	ENERGIA EÓLICA.....	20
2.2	POTENCIAL EÓLICO DISPONÍVEL	20
2.3	PROJETO DO ROTOR	23
2.4	AEROFÓLIOS	27
2.4.1	<i>Sustentação</i>	28
2.4.2	<i>Arrasto</i>	30
2.4.3	<i>Definição do ângulo de ataque.....</i>	31
2.5	BOMBAS HIDRÁULICAS.....	33
2.5.1	<i>Bombas de deslocamento positivo alternativas.....</i>	33
3	METODOLOGIA.....	42
3.1	PROPOSTA DO TRABALHO.....	42
3.1.1	<i>Busca no banco de patentes do INPI</i>	44
3.1.2	<i>Busca por SBE's comercializados.....</i>	44
3.2	PROJETO DO ROTOR.....	48
3.3	PROJETO DO AEROFÓLIO	49
3.4	PROJETO DA BOMBA	49
3.5	ANÁLISE.....	50
3.5.1	<i>Comparação com o catavento da Hidro Metalúrgica ZM.....</i>	50
3.5.2	<i>Comportamento do sistema ao se reduzir a altura manométrica</i>	50
4	RESULTADOS	51
4.1	DISCUSSÃO DOS PARÂMETROS CALCULADOS	51
4.1.1	<i>Tip speed ratio</i>	51
4.1.2	<i>Coeficientes de potência e torque</i>	51

4.1.3	<i>Força no pistão.....</i>	52
4.1.4	<i>Volume da câmara.....</i>	53
4.1.5	<i>Torque médio no eixo do rotor.....</i>	53
4.1.6	<i>Fluxo médio por segundo ou hora</i>	53
4.1.7	<i>Potência ideal média.....</i>	54
4.1.8	<i>Eficiência mecânica da bomba.....</i>	54
4.2	COMPARATIVO COM O SISTEMA DE BOMBEAMENTO DA HIDRO METALÚRGICA ZM	54
4.3	COMPARAÇÃO DOS DADOS OBTIDOS PARA METADE DA ALTURA MANOMÉTRICA	55
4.3.1	<i>Força no pistão.....</i>	56
4.3.2	<i>Torque médio no eixo do rotor.....</i>	56
4.3.3	<i>Potência ideal média.....</i>	56
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	58
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	60

1 INTRODUÇÃO

Por meio de dados arqueológicos, estima-se que a agricultura surgiu há, no máximo, 10.000 anos, sendo assim um fenômeno relativamente recente quando comparado ao tempo de existência do homem, avaliado em 1.000.000 anos. A transição do homem caçador e coletor para o agricultor não se deu de forma repentina. Isso se deve, em parte, às mudanças sociais e culturais que foram necessárias para que a agricultura pudesse ser adotada de forma mais ampla. Além disso, a agricultura exigia uma série de conhecimentos técnicos e habilidades que não eram comuns entre os povos caçadores e coletores. Alguns autores acreditam que foi necessário um período de aproximadamente 1.000 anos para que a agricultura fosse predominante em algumas sociedades. (OLIVEIRA, 1989).

O surgimento da agricultura foi o principal marco para a ascensão da civilização humana sedentária, através de uma economia de coleta intensiva. Dessa forma, à medida que a tecnologia agrária avançou, se fez necessário o desenvolvimento e uso de ferramentas que auxiliassem nas etapas do trabalho (OLIVEIRA, 1989).

Tarefas como moer grãos ou bombear água passaram a exigir cada vez mais esforço braçal e animal. Assim, os primeiros moinhos de vento surgiram. O moinho de eixo vertical possui o primeiro registro histórico na Pérsia, por volta de 200 A.C., porém acredita-se que cataventos rústicos eram utilizados na China e no Império Babilônico aproximadamente em 2000 A.C. e 1700 A.C., respectivamente, para irrigação. Porém, o aproveitamento de energia eólica através de moinhos foi difundido pela Europa somente a partir do século XII (CRESESB, 2017).

Ao longo do tempo, o aproveitamento da energia eólica através de cataventos foi desenvolvido e se tornou um grande pilar da geração sustentável de energia. Os cataventos são amplamente utilizados no bombeamento de água, e principalmente nas áreas rurais. Tais sistemas de bombeamento possuem grande durabilidade, necessitam de pouca manutenção, são de fácil construção, podem funcionar de forma ininterrupta, não emitem gases poluentes e a matriz energética é inesgotável e gratuita (FONTANET, 2012).

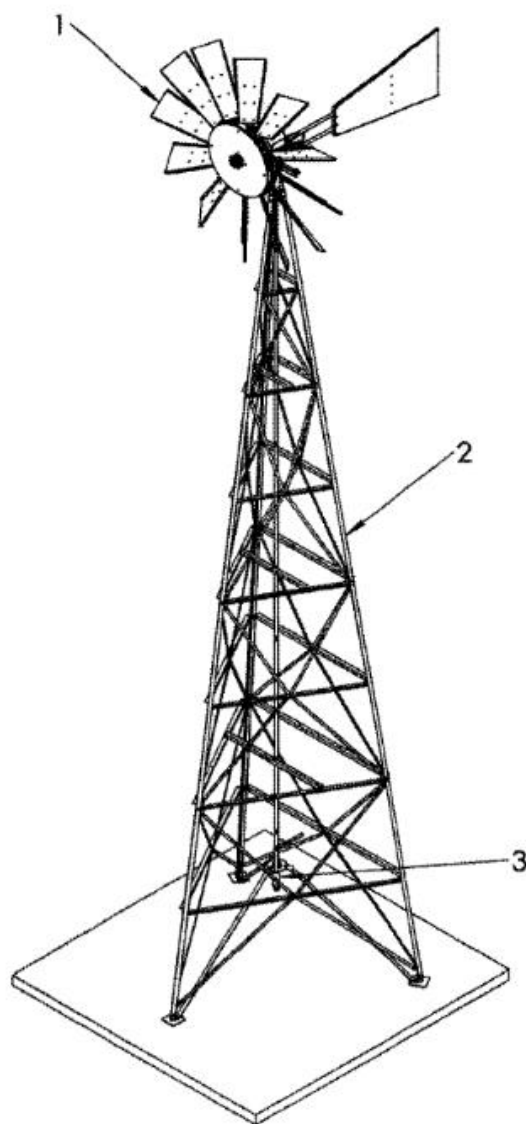
A principal aplicação dos Sistemas de Bombeamento Eólico (SBE's) Clássicos é a de bombear água de poços, cisternas, açudes ou rios em áreas rurais, possibilitando mais praticidade e aumento na produtividade do cultivo agrícola.

1.1 MOTIVAÇÃO

Com a crescente preocupação relacionada à poluição da atmosfera decorrente da queima de combustíveis fósseis, o desenvolvimento de tecnologias para aprimoramento dos sistemas de geração de energia eólica foi inevitável. Porém, quando se trata de sistemas de bombeamento eólico, nota-se pouco avanço tecnológico desde sua popularização.

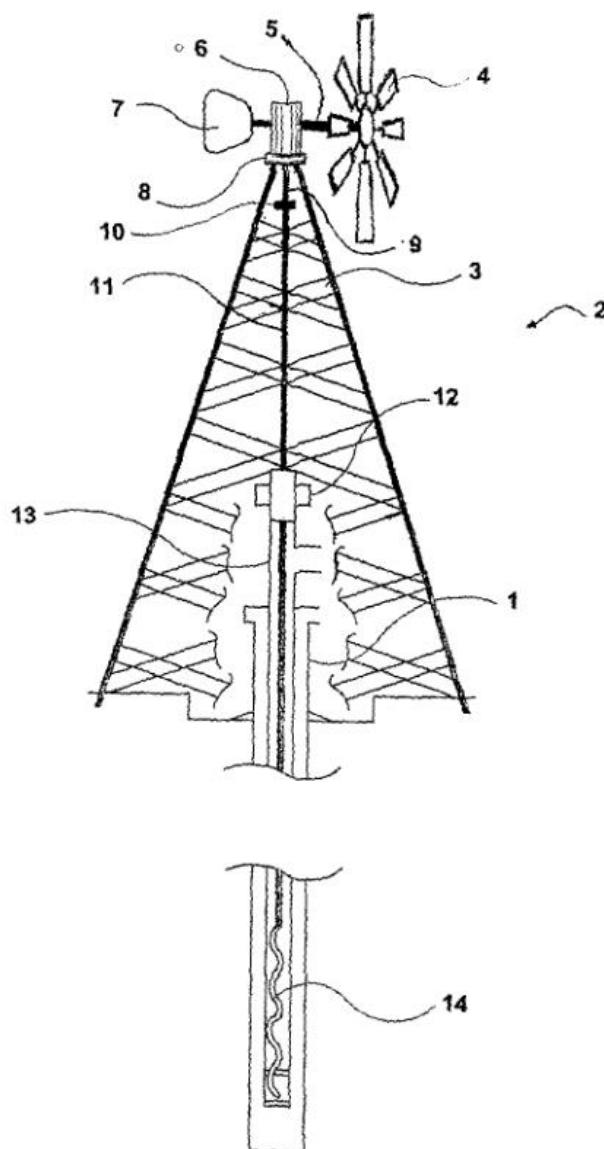
A partir de buscas realizadas através do banco de patentes do INPI (Instituto Nacional da Propriedade Industrial), foram encontradas poucas patentes referentes a sistemas de bombeamento eólico. Dentre as encontradas, duas assemelham-se aos sistemas de bombeamento eólico clássicos, objeto deste estudo, e são mostrados nas Figuras 1 e 2:

Figura 1. Bomba de pistão de dupla ação com acionamento eólico.



Fonte: Hidro Metalúrgica ZM Ltda (2015).

Figura 2. Unidade de bombeio eólica.



Fonte: Petróleo Brasileiro S.A. – PETROBRÁS (1999).

As duas torres eólicas foram depositadas no banco de patentes com aproximadamente treze anos de diferença. Porém, nota-se que as duas apresentam sistemas de bombeamento semelhantes.

A patente da Figura 1 utiliza couro animal para vedação da bomba, o que evidencia que a patente utiliza métodos construtivos antigos e obsoletos, visto que atualmente materiais sintéticos podem cumprir a mesma função e ainda apresentar melhor desempenho. Porém, é compreensível que o couro animal seja utilizado ainda hoje, pois os materiais sintéticos são consideravelmente mais caros, o que torna preferível pelos fabricantes a utilização do couro. Esta invenção detalha seu funcionamento de forma superficial, caracterizando sua estrutura em rotor (1), torre de

sustentação (2) e bomba (3) e tem capacidade de bombear água à altura vertical de até cento e cinquenta metros.

Já a patente da Figura 2, possui um nível maior de detalhes quanto à construção e funcionamento. Alguns componentes explicitados são a caixa de transmissão (6), leme direcionador (7), mesa de direção (8), elemento de união (10) e a caixa de vedação (12). Esta proposta de sistema de bombeamento eólico apresenta uma maior complexidade quando comparado ao da Figura 1. Os elementos presentes nestes sistemas são encontrados nos sistemas produzidos atualmente sem grande avanço tecnológico.

A Figura 3 mostra uma peça de couro animal utilizada na fabricação da bomba para vedação. Este material pertence ao catavento fabricado pela Yvel, que é abordado posteriormente no presente estudo.

Figura 3. Sola de vedação da bomba de um catavento fabricado pela Yvel.



Fonte: autoria própria.

Ademais, ao buscar por informações sobre os SBE's comercializados, é comum

encontrar dificuldades em obter dados precisos por parte dos fabricantes. Em alguns casos, as empresas apenas reproduzem projetos mecânicos importados de outras companhias ou de alguma patente já existente, sem fornecer informações detalhadas sobre o desempenho do sistema. Por outro lado, as informações fornecidas pela maioria das empresas geralmente foram obtidas de forma empírica, por meio de testes e medições realizados em condições reais de operação.

Diante disso, é essencial ter um bom embasamento teórico dos SBE's comercializados para que se possa avaliar o seu desempenho de forma mais precisa. Ao obter os dados teóricos e compará-los com os dados empíricos obtidos a partir de testes e medições realizados em condições reais de operação, é possível identificar possíveis pontos de melhoria do sistema.

Com base nessas informações, é possível realizar ajustes no projeto e nas especificações do SBE, visando melhorar seu desempenho e aumentar sua eficiência energética. Isso é especialmente importante, considerando-se o potencial que a tecnologia de bombeamento eólico apresenta para a geração de energia renovável e a redução da dependência de fontes não renováveis, além de poder operar em situações que a energia elétrica não se faz disponível com facilidade.

1.2 OBJETIVOS

O objetivo geral deste trabalho é realizar uma análise preliminar de engenharia de um sistema de bombeamento eólico clássico (tipo americano ou multipás). Esta análise leva em conta os parâmetros geométricos e funcionais destes sistemas, apresentando separadamente seus subsistemas. Para isso, espera-se atingir os seguintes objetivos específicos:

- Buscar por referências bibliográficas sobre o tema;
- Buscar por dados de sistemas de bombeamento eólico comercializados;
- Calcular os parâmetros teóricos do SBE existente;
- Comparar os dados obtidos com o caso real;
- Apresentar uma base teórica para o desenvolvimento de trabalhos futuros.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 ENERGIA EÓLICA

A matriz energética eólica consiste na extração da energia cinética contida nos movimentos de massa de ar da atmosfera. Esta fonte de energia é limpa e renovável, porém, os sistemas de conversão da energia eólica em outras formas de energia devem ser bem estudados a fim de que sua implementação tenha baixo impacto ambiental nos ecossistemas localizados nos ambientes das instalações.

Os grandes geradores de energia eólica apresentam impacto significativo no ecossistema à sua volta. Entre os principais impactos, destacam-se o desmatamento, o desvio dos fluxos migratórios de aves e a colisão de pássaros nas estruturas. Já os sistemas de bombeamento eólico, por serem, em geral, de menor porte, não alteram o equilíbrio da fauna e flora de forma significativa, pois são, em sua maioria, instalados juntamente a outras intervenções humanas nas áreas rurais.

2.2 POTENCIAL EÓLICO DISPONÍVEL

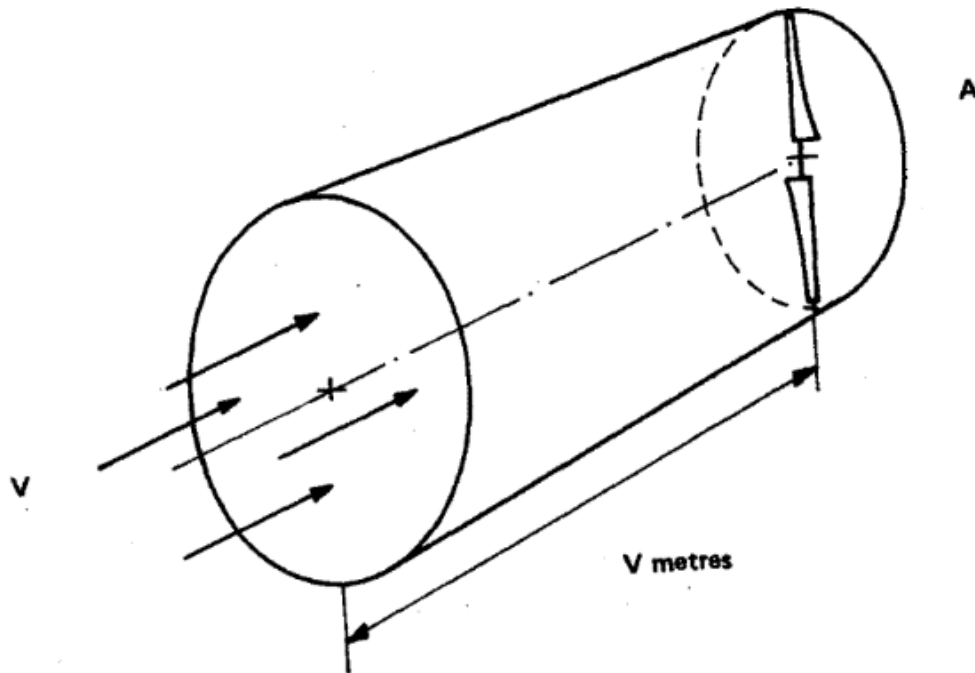
Uma massa de ar fluindo com velocidade V através da área A (Figura 4) possui vazão mássica $\dot{M}$ descrita pela equação 2.1:

$$\dot{M} = \rho \cdot A \cdot V \quad (2.1)$$

Onde $\dot{M}$ é o fluxo de massa [kg/s]; ρ é a massa específica do ar atmosférico [kg/m^3]; A é a área do círculo que representa a superfície varrida pelo rotor [m^2]; dada pela equação 2.2 e V é a velocidade de escoamento do ar [m/s].

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad (2.2)$$

Figura 4. Representação do volume de ar incidente sobre um rotor eólico.



Fonte: Lysen (1983).

Sabendo que a energia cinética é dada pela equação 2.3:

$$E_c = \frac{M \cdot V^2}{2} \quad (2.3)$$

Onde E_c é a energia cinética [J]; M é a massa [kg] e V é a velocidade do escoamento [m/s].

Pode-se obter o fluxo de energia cinética por segundo (potência cinética), também chamado de máximo potencial eólico disponível, substituindo a massa pela vazão mássica. Esta substituição e seu resultado são mostrados na equação 2.4:

$$P_c = \frac{\rho \cdot A \cdot V \cdot V^2}{2} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot V^3 \text{ (W)} \quad (2.4)$$

Onde P_c é a potência cinética [W]; ρ é a massa específica do ar atmosférico [kg/m³]; A é a área varrida pelo rotor [m²] e V é a velocidade do vento [m/s].

Sabe-se que quanto maior a altitude, menor a massa específica do ar. Assim, a equação 2.3 evidencia que para uma mesma velocidade do vento, o potencial eólico diminui com o aumento da altitude. Infere-se, também, que a energia eólica é proporcional à área varrida pelas pás do rotor, ou, ainda, proporcional ao quadrado do diâmetro do rotor. Por fim, esta equação mostra que a energia eólica é proporcional

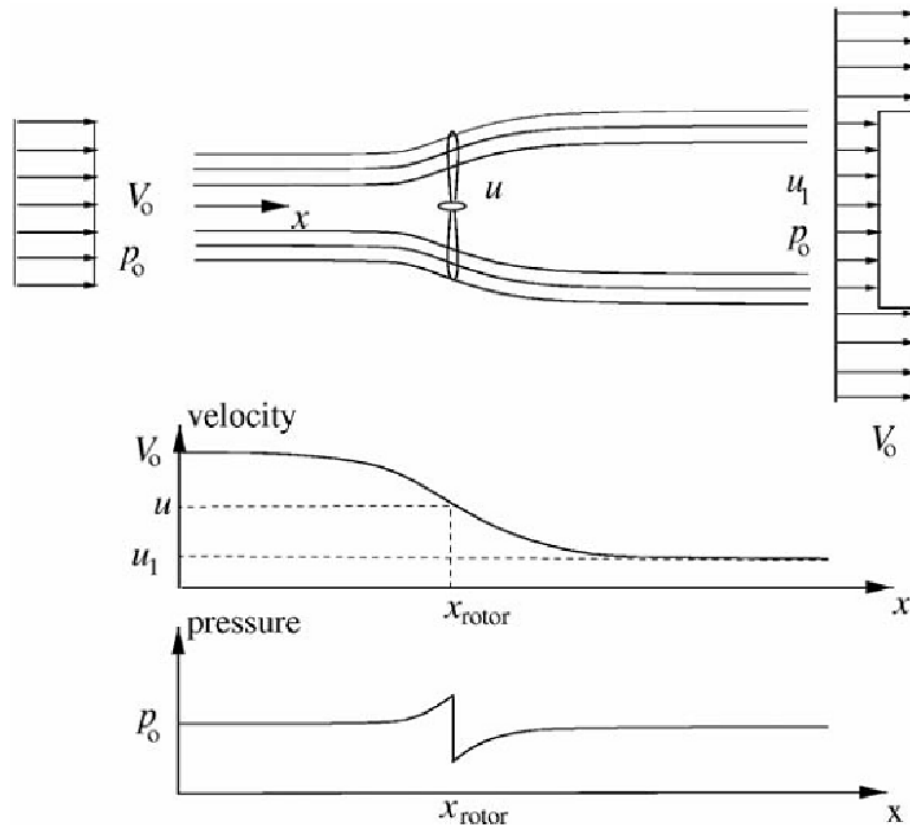
ao cubo da velocidade do vento.

Um rotor eólico extrai energia do vento e diminui a velocidade do fluxo de ar a jusante, assim, a velocidade do vento não perturbado é maior que a velocidade após a passagem pelo rotor. Esta desaceleração é proporcionada através do aumento da área transversal de escoamento do ar perturbado (Figura 5). Dessa forma, verifica-se que a extração de energia máxima é obtida quando a velocidade do vento na esteira do rotor é $1/3$ da velocidade do vento não perturbado. Diante disso, o rotor é atingido por uma velocidade equivalente a $2/3$ da velocidade do vento não perturbado. Assim, o fluxo de massa efetivo se dá por meio da equação 2.5:

$$\dot{M}_{efetivo} = \rho \cdot A \cdot \frac{2}{3} \cdot V_{\infty} \quad (2.5)$$

Onde $\dot{M}_{efetivo}$ é o fluxo de massa [kg/s] que o rotor tem capacidade de aproveitar para gerar energia mecânica; ρ é a massa específica do ar atmosférico [kg/m^3]; A é a área varrida pelo rotor [m^2] e V_{∞} é a velocidade do vento não perturbado.

Figura 5. Linhas de corrente ao passar pelo rotor e os comportamentos da velocidade e da pressão neste escoamento.



Fonte. Medina (2012).

Sabe-se que a energia cinética extraída do vento pelo rotor é dada aplicando a equação 2.4, substituindo V pela diferença de velocidade a montante e a jusante. Destarte, substituindo também $\dot{m}$ por $\dot{m}_{efetivo}$, pela equação 2.6, tem-se:

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{1}{2} \left(\rho \cdot A \cdot \frac{2}{3} V_{\infty} \right) V_{\infty}^2 - \frac{1}{2} \left(\rho \cdot A \cdot \frac{2}{3} V_{\infty} \right) \frac{1}{3} V_{\infty}^2 \quad (2.6)$$

Simplificando, resulta na equação 2.7:

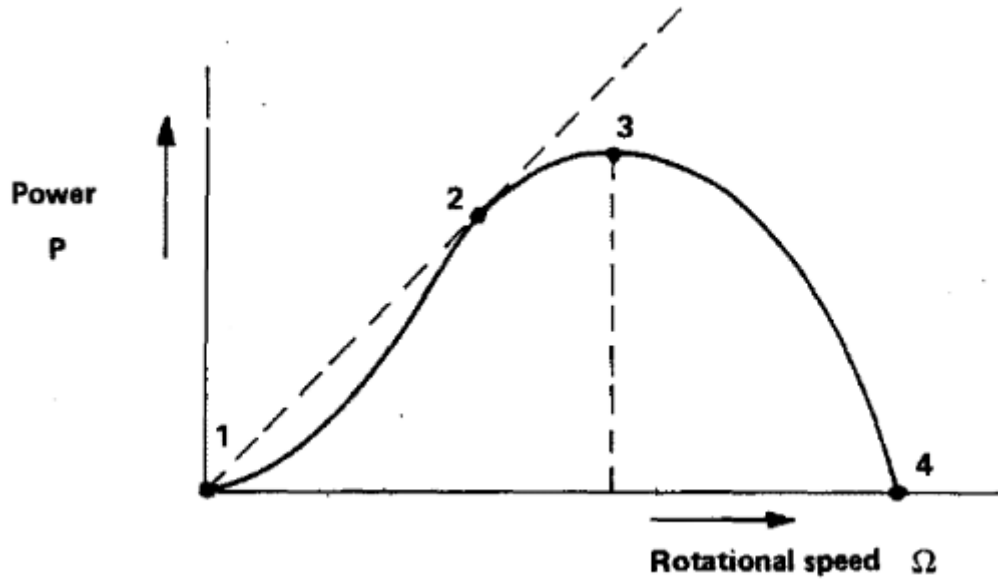
$$P_{m\acute{a}x} = \frac{16}{27} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot V_{\infty}^3 = \frac{16}{27} P_c \quad (2.7)$$

Onde $P_{m\acute{a}x}$ é a máxima potência que pode ser extraída do rotor $[W]$; P_c é a potência cinética $[W]$; ρ é a massa específica do ar atmosférico $[kg/m^3]$; A é a área varrida pelo rotor $[m^2]$ e V_{∞} é a velocidade do vento não perturbado.

A fração $16/27$ é equivalente a 59,3 % e é denominado limite de Betz. Este valor representa a potência teórica máxima que pode ser extraída do vento através de um rotor eólico. Em casos reais, a potência que o rotor multipás consegue extrair do vento não chega a atingir nem sequer 40 % (LYSEN, 1983).

2.3 PROJETO DO ROTOR

O rotor eólico é capaz de extrair energia do vento, uma vez que reduz a velocidade deste ao entrar em contato com as pás. O gráfico P vs Ω (Figura 6), onde P é a potência extraída do eixo do rotor $[W]$ e Ω a velocidade angular $[rad/s]$, relaciona a potência gerada pelo rotor a uma determinada velocidade do vento não perturbado com a velocidade de rotação. Há duas velocidades de rotação nas quais o rotor não gera potência. A primeira delas é, trivialmente, a velocidade de repouso do rotor ($\Omega = 0$, ponto 1). A outra velocidade de potência nula é o ponto onde o rotor atua como um obstáculo ao ar (ponto 4), impedindo assim sua passagem e a consequente geração de potência. A velocidade de rotação ideal é obtida no ponto onde a potência é máxima (ponto 3) e encontra-se entre os dois pontos de potência nula.

Figura 6. Curva P vs Ω .

Fonte: Lysen (1983).

A velocidade angular, Ω , deve ser dada em rad/s . Assim, para uma frequência de rotação dada em rotações por minuto (rpm), deve-se converter este valor para Hz , pois este valor será utilizado no cálculo da vazão da bomba utilizada. Esta conversão se dá pela equação 2.8:

$$f = \frac{rpm}{60} \quad (2.8)$$

Onde f é a frequência de rotação [Hz] e rpm é a velocidade de rotação [rotações por minuto].

Posteriormente, converte-se Hz para rad/s pela equação 2.9:

$$\Omega = 2\pi f \quad (2.9)$$

Onde Ω é a velocidade angular [rad/s] e f é a frequência de rotação [Hz].

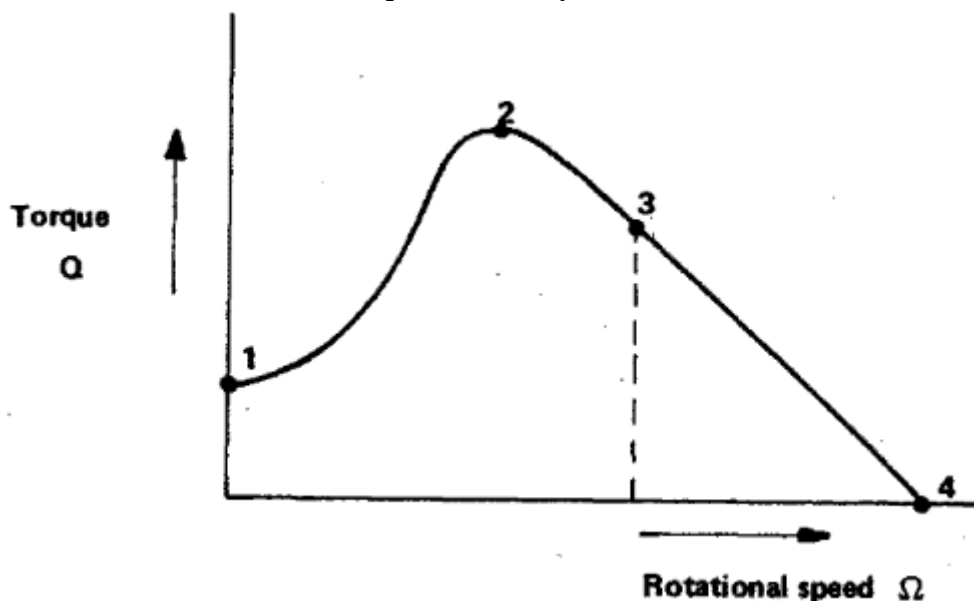
Para o caso de um acoplamento entre o rotor e uma bomba de pistão, como no caso estudado, é importante tomar conhecimento também da curva Q vs Ω (Figura 7). Esta curva relaciona o torque e a velocidade de rotação do rotor. A relação entre potência, torque e velocidade de rotação é dada pela equação 2.10:

$$P = Q \cdot \Omega \quad (2.10)$$

Onde P é a potência extraída do eixo do rotor [W], Q é o torque obtido no eixo do rotor [$N \cdot m$] e Ω é a velocidade angular [rad/s].

Assim, tem-se a curva da Figura 7:

Figura 7. Curva Q vs Ω .



Fonte: Lysen (1983).

Resolvendo a equação 2.10 para o torque, pode-se obter a equação 2.11:

$$Q = \frac{P}{\Omega} \quad (2.11)$$

Onde P é a potência extraída no eixo do rotor $[W]$, Q é o torque obtido no eixo do rotor $[N \cdot m]$ e Ω é a velocidade angular $[rad/s]$.

A equação 2.11 resulta na reta tangente à curva P vs Ω que passa pela origem. Observa-se, portanto, que o torque máximo ocorre em uma velocidade de rotação menor que a velocidade de potência máxima. A velocidade de torque máximo é representada nas figuras 5 e 6 pelo ponto 2. Como estas curvas dependem da velocidade do vento não perturbado, podem ser traçadas infinitas curvas considerando diferentes velocidades do vento.

Nota-se que é complexo trabalhar com uma infinidade de curvas que variam com a mudança dos principais parâmetros do rotor. Assim, foram criados números adimensionais a fim de simplificar o trabalho com diversas curvas, gerando assim curvas únicas para cada tipo de gráfico. Os adimensionais são apresentados nas equações 2.12, 2.13 e 2.14:

$$C_P = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho \cdot A \cdot V^3} \quad (2.12)$$

Onde C_P é o coeficiente de potência do rotor; P é a potência extraída do eixo do rotor $[W]$; ρ é a massa específica do ar atmosférico $[kg/m^3]$; A é a área varrida pelo rotor $[m^2]$ e V é a velocidade do vento.

Na equação 2.12, o numerador representa a potência extraída do vento pelo rotor e o denominador representa a potência máxima disponível no vento.

$$C_Q = \frac{Q}{\frac{1}{2} \rho \cdot A \cdot V^2 \cdot R} \quad (2.13)$$

Onde C_Q é o coeficiente de torque do rotor; Q é o torque obtido no eixo do rotor $[N \cdot m]$; ρ é a massa específica do ar atmosférico $[kg/m^3]$; A é a área varrida pelo rotor $[m^2]$; V é a velocidade do vento e R é o raio do rotor.

O denominador da equação 2.13 corresponde ao torque produzido pela interação entre o fluxo eólico e o rotor.

$$\lambda = \frac{\Omega R}{V} \quad (2.14)$$

Onde λ é o *Tip Speed Ratio (TSR)*, ou razão de velocidade de ponta; Ω é a velocidade angular $[rad/s]$; R é o raio do rotor e V é a velocidade do vento.

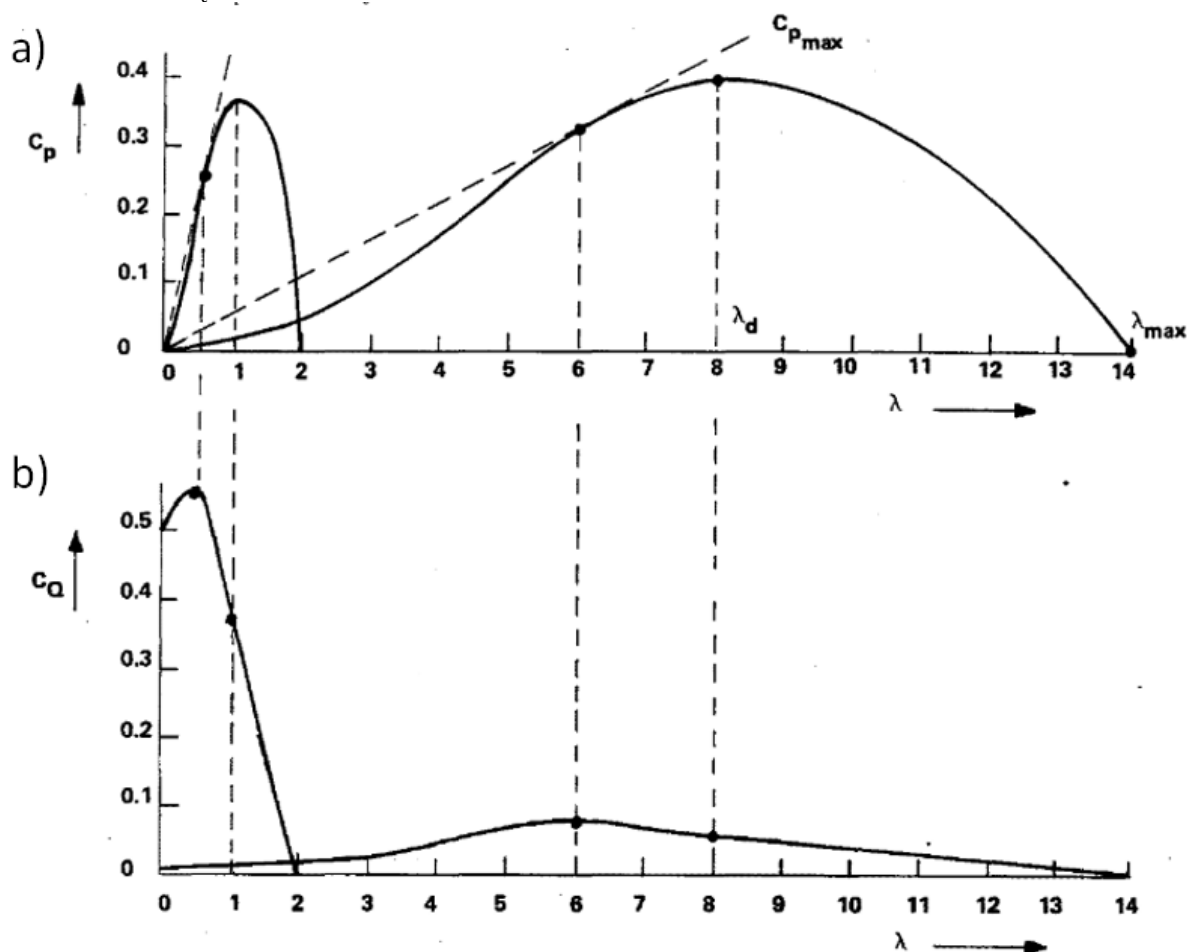
Isolando P , Q e Ω nas equações 2.12, 2.13 e 2.14, respectivamente, e, posteriormente, substituindo as novas fórmulas na equação 2.11, chega-se à equação 2.15:

$$C_P = C_Q \cdot \lambda \quad (2.15)$$

Onde C_P é o coeficiente de potência; C_Q é o coeficiente de torque e λ é o *Tip Speed Ratio*.

As curvas geradas que independem das dimensões do rotor e da velocidade do vento e seu comparativo estão na Figura 8:

Figura 8. a) Curva C_p vs λ de um rotor eólico multipás e de um rotor eólico de duas pás e b) Curva C_Q vs λ de um rotor eólico multipás e de um rotor eólico de duas pás.



Fonte: Adaptado de Lysen (1983).

A principal diferença entre estas curvas é que o rotor eólico multipás opera em *Tip Speed Ratio* mais baixo, ou seja, as curvas com λ variando entre 0 e 2 representam um rotor eólico multipás. Ainda, é possível perceber que o valor máximo do coeficiente de potência (ideal ao projeto de rotores eólicos para bombeamento) dos dois tipos de rotores não difere de forma expressiva. Porém, o valor inicial e o valor máximo do coeficiente de torque das duas curvas possuem uma diferença expressiva.

2.4 AEROFÓLIOS

Aerofólio ou perfil alar é uma seção bidimensional projetada de forma que ocasione uma variação no escoamento de um fluido, gerando assim forças atuantes que são decompostas em poucas componentes a fim de realizar análises. Em turbinas eólicas, o aerofólio é o perfil da pá, que dá o formato aerodinâmico desde a raiz até a

ponta da pá.

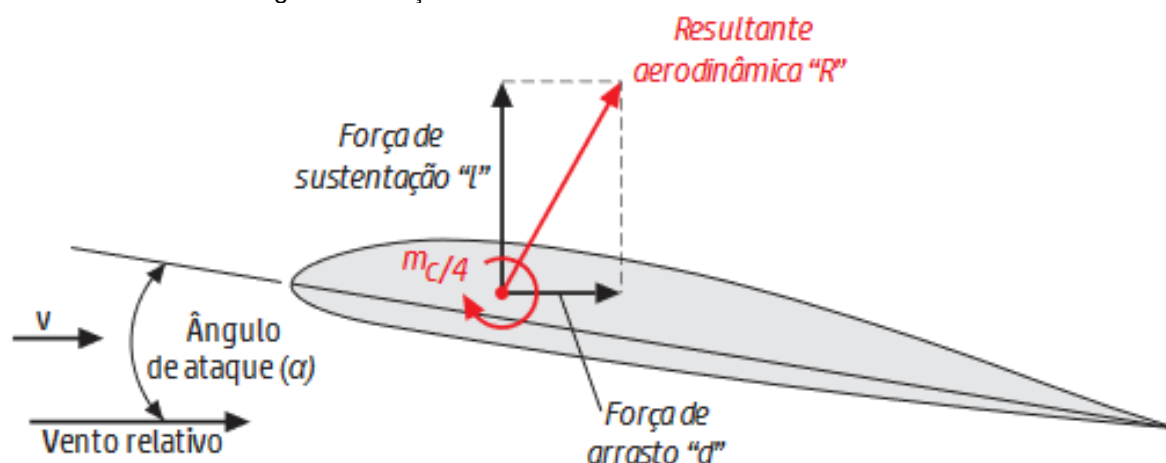
As duas principais forças que atuam no aerofólio são a sustentação, perpendicular à direção da corrente livre do escoamento, e o arrasto, paralelo à direção da corrente livre do escoamento.

Para melhor compreensão do escoamento de fluidos sobre perfis aerodinâmicos, é necessário que se defina alguns conceitos básicos. São eles:

- Centro de pressão: Ponto onde pode-se considerar que atuam as forças de sustentação e arrasto;
- Ângulo de ataque: ângulo entre a velocidade livre e a corda;
- Corda: linha que conecta os dois pontos mais distantes do aerofólio.

A Figura 9 apresenta um esquema para melhor compreensão das forças atuantes no aerofólio:

Figura 9. Forças aerodinâmicas e momentos no aerofólio.



Fonte: Lucena (2018).

2.4.1 Sustentação

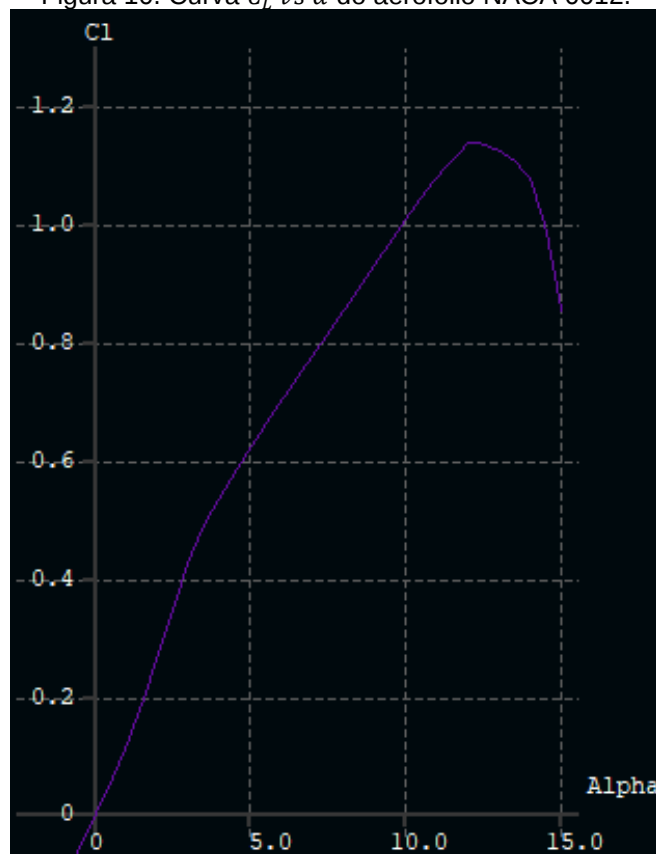
A força de sustentação age de forma ortogonal à direção do escoamento livre. Este vetor representa a resultante das forças de origem viscosa e de pressão. Para um escoamento sem superfície livre e sem efeitos de compressibilidade, o coeficiente de sustentação é uma função do número de Reynolds, da forma do perfil aerodinâmico e do ângulo de ataque. O coeficiente de sustentação, C_l , representa a capacidade do perfil aerodinâmico em gerar a força de sustentação (ANDERSON, 2001). Dado o exposto, o coeficiente de sustentação é obtido segundo a fórmula 2.16:

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2} \rho \cdot A \cdot V^2} \quad (2.16)$$

Onde C_L é o coeficiente de sustentação; L é a força de sustentação; ρ é a massa específica do ar atmosférico [kg/m^3]; A é a área varrida pelo aerofólio [m^2] e V é a velocidade do escoamento.

Este coeficiente e também o coeficiente de arrasto são obtidos de forma experimental em túneis de vento para diversos ângulos de ataque. Estes experimentos permitem obter gráficos que mostram a variação do coeficiente de sustentação em função do ângulo de ataque (Figura 10). Para fins de demonstração da forma da curva C_L vs α , foram obtidas as curvas das Figuras 10 e 11 pelo software XFLR5 considerando o perfil aerodinâmico simétrico NACA 0012 para o número de Reynolds de 250 000.

Figura 10. Curva C_L vs α do aerofólio NACA 0012.



Fonte: Autoria própria.

É interessante compreender o motivo pelo qual a pressão na face inferior é maior que na face superior (isso gera a sustentação). Há alguns fatores que contribuem para isso. A superfície do aerofólio faz com que as linhas de corrente se

curvem; a camada limite é pequena e a pressão pode ser bem determinada usando a equação de Bernoulli na região externa à camada limite. Na parte inferior, o raio de curvatura das linhas de corrente aponta para o aerofólio, enquanto na parte superior aponta para fora do corpo do aerofólio; um corpo só gera sustentação se há diferença de velocidade entre o este e o fluido.

Também, é importante ressaltar que é necessário que haja movimento relativo entre o aerofólio e o fluido, caso contrário, não há sustentação.

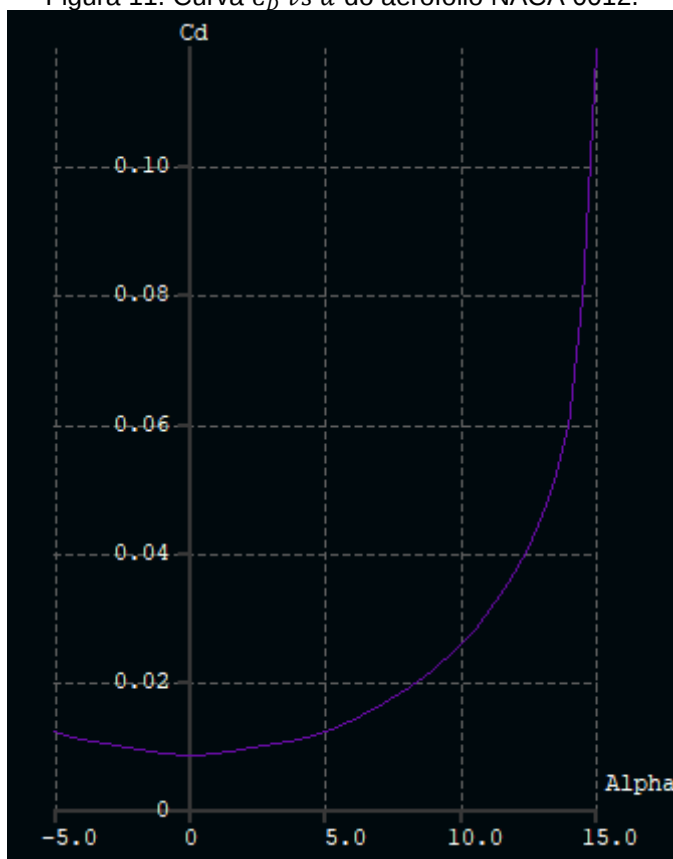
2.4.2 Arrasto

Um corpo submetido a um escoamento apresenta resistência ao escoamento. Também chamado de resistência ao avanço, esta força que se opõe ao sentido do escoamento é denominada arrasto. Assim como feito no item 2.4.1, também foi criado um coeficiente adimensional a fim de quantificar o arrasto gerado por um aerofólio a um determinado valor do número de Reynolds. Assim, o coeficiente de arrasto, C_D , é dado pela equação 2.17:

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2} \rho \cdot A \cdot V^2} \quad (2.17)$$

Onde C_D é o coeficiente de Arrasto; D é a força de arrasto; ρ é a massa específica do ar atmosférico [kg/m^3]; A é a área varrida pelo aerofólio [m^2] e V é a velocidade do escoamento.

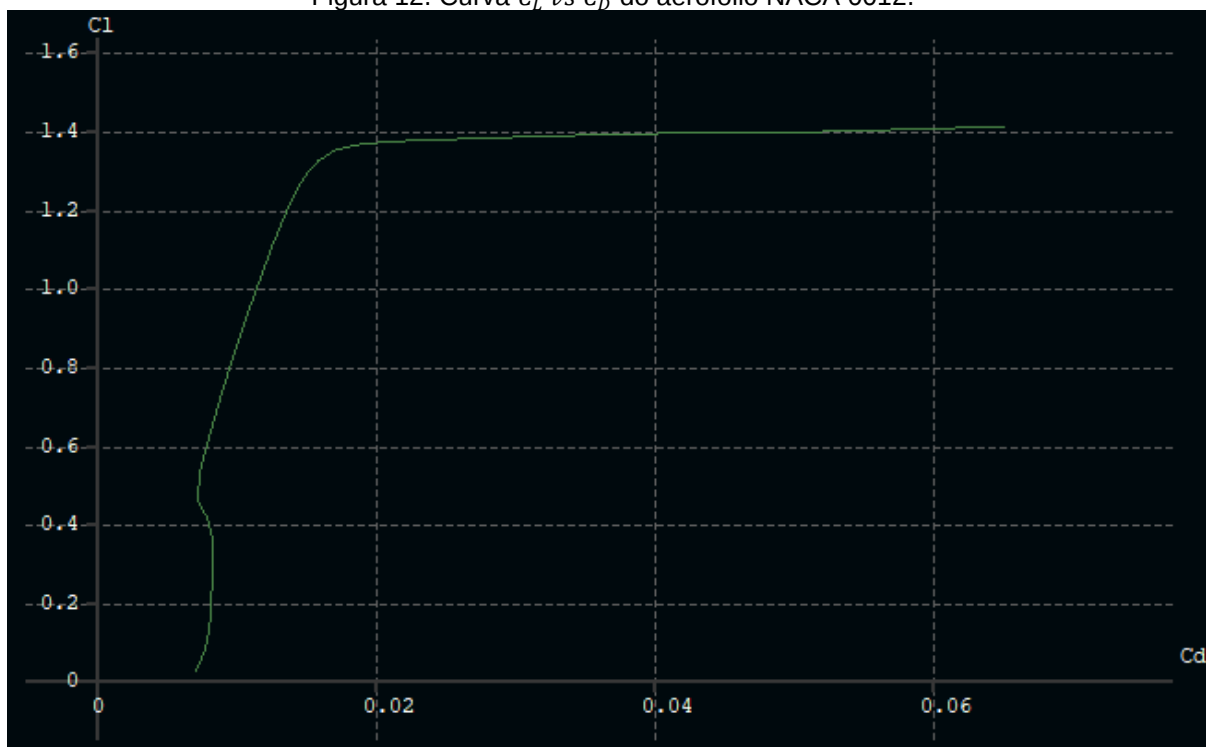
Utilizando a metodologia empregada na figura 5, porém, agora, explicitando o coeficiente de arrasto, obtém-se a curva C_D vs α (Figura 11), que representa a variação do coeficiente de arrasto do aerofólio NACA 0012 para as mesmas condições da figura 9 em função do ângulo de ataque.

Figura 11. Curva C_D vs α do aerofólio NACA 0012.

Fonte: Autoria própria.

2.4.3 Definição do ângulo de ataque

As curvas apresentadas nos subtópicos 2.4.1 e 2.4.2 são de extrema importância para compreensão do comportamento de aerofólios. Porém, para definir o ângulo de ataque a ser utilizado no rotor, é preciso determinar a reta tangente que parte da origem e toca a curva C_L vs C_D (Figura 12). Esta curva também é comumente chamada de polar de arrasto e a reta tangente mencionada tocará o gráfico no ponto onde se obtém o maior valor da razão L/D , ou seja, a melhor relação entre sustentação e arrasto. O ângulo de inclinação desta reta deve ser adotado como ângulo de ataque para o projeto do rotor. Tal ângulo apresenta os maiores valores do coeficiente de potência que podem ser alcançados para altos *Tip Speed Ratio* (LYSEN, 1983).

Figura 12. Curva C_L vs C_D do aerofólio NACA 0012.

Fonte. Autoria própria.

A Tabela 1 apresenta valores típicos da razão entre os coeficientes de arrasto e sustentação, além do ângulo de ataque e do coeficiente de sustentação para alguns aerofólios comumente empregados em sistemas de bombeamento eólico.

Tabela 1. Parâmetros importantes para rotores com aerofólios comuns.

		C_D/C_L	α	C_L
Placa plana		0,1	5°	0,8
Placa curvada*		0,02	3°	1,25
Placa curvada com tubo na face côncava*		0,03	4°	1,1
Placa curvada com tubo na face convexa*		0,2	14°	1,25
Aerofólio NACA 4412		0,01	4°	0,8

*Placa curvada com 10% de curvatura

Fonte: Adaptado de Lysen (1983).

A curvatura de uma placa é definida como a razão entre espessura projetada e a corda (LYSEN, 1983).

A razão entre o coeficiente de arrasto e o coeficiente de sustentação (C_D/C_L) representa a proporção de arrasto que será gerado quando comparado à sustentação. Ou seja, é outra forma de avaliar a curva C_L vs C_D , onde deve-se buscar a menor razão C_D/C_L .

O ângulo de ataque é um parâmetro muito importante a ser escolhido em um sistema de bombeamento eólico e requer um cuidado especial, pois o ângulo de ataque ideal muda de acordo com a velocidade do vento que incide sobre o aerofólio. Assim, o projetista deve considerar as variações na velocidade do vento durante o dia e as estações do ano na região para que possa escolher o ângulo de ataque que irá proporcionar desempenho satisfatório durante toda a vida útil do catavento.

Sabe-se que mudanças bruscas de geometria no aerofólio acarretam em um maior arrasto gerado. Assim, nota-se, pela Tabela 1, que os aerofólios com tubo possuem desempenho inferior aos demais, exceto à placa plana, a qual não possui superfície aerodinamicamente eficiente, sendo a que possui pior desempenho, sob este ponto de vista, entre as analisadas.

Por fim, por mais que o perfil NACA 4412 não possua o maior coeficiente de sustentação, sua razão C_D/C_L é a menor dentre os perfis apresentados. Dessa forma, este é o melhor perfil aerodinâmico da Tabela 1 para ser utilizado em um sistema de bombeamento eólico quando considera-se o desempenho por sustentação. Porém, outros fatores também possuem grande importância no projeto, como, por exemplo, o fator econômico. A fabricação de uma pá com o perfil aerodinâmico NACA 4412 é consideravelmente mais cara que os outros perfis citados, o que, geralmente, inviabiliza seu uso em sistemas de bombeamento eólico clássicos. Além disso, este perfil acarreta em um maior peso para a estrutura, devendo assim ser considerada esta variação na estrutura.

2.5 BOMBAS HIDRÁULICAS

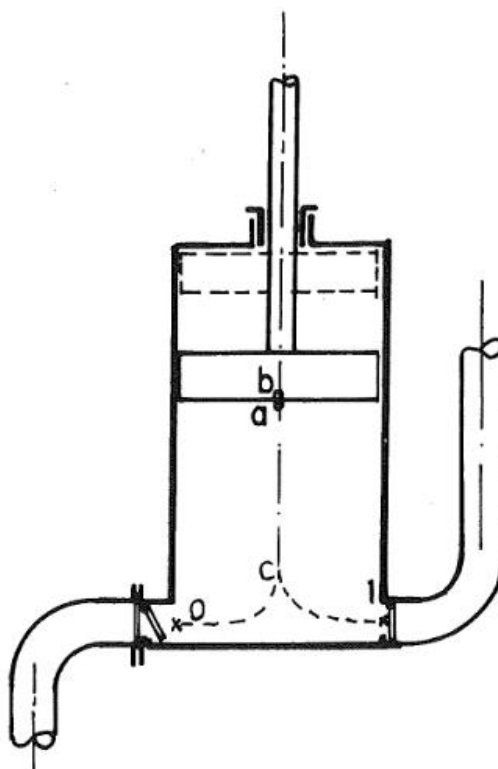
Máquinas hidráulicas geratrizes, comumente chamadas de bombas hidráulicas, convertem o trabalho mecânico recebido através de uma máquina motriz em energia hidráulica. Isto é feito acrescentando ao líquido energia potencial de pressão e energia cinética. Nesta categoria de máquinas se enquadram as bombas de deslocamento positivo (MACINTYRE, 1997).

Podem ser utilizados diversos tipos de bombas nos sistemas de bombeamento eólico. Neste estudo serão analisadas as bombas de deslocamento positivo alternativas, que são as mais utilizadas para esta aplicação.

2.5.1 Bombas de deslocamento positivo alternativas

Bombas de deslocamento positivo podem operar em um amplo intervalo de capacidade e velocidade. Além disso, sua construção é de baixa complexidade. Adaptada ao sistema, pode ser utilizada em praticamente qualquer profundidade usual de poço (LYSEN, 1983). A bomba de pistão (Figura 13) é um tipo de bomba de deslocamento positivo, sendo esta a mais comumente utilizada nos sistemas de bombeamento eólico clássicos.

Figura 13. Esquema de bomba de pistão.



Fonte. Macintyre (1997).

Bombas de deslocamento positivo possuem uma ou mais câmaras, onde, neste caso, pistão, êmbolo ou diafragma é responsável por transmitir pressão ao fluido (MACINTYRE, 1997). O movimento de subida e descida do êmbolo, pistão ou diafragma gera pulsos de bombeamento de água. Quando o volume da câmara aumenta, a válvula de pé (0) se abre e a válvula de recalque (1) se fecha, fazendo a água entrar pelo tubo de sucção e se manter dentro da câmara. Quando o volume da câmara diminui, o fluido contido sai pela válvula de recalque, enquanto a válvula de pé está fechada.

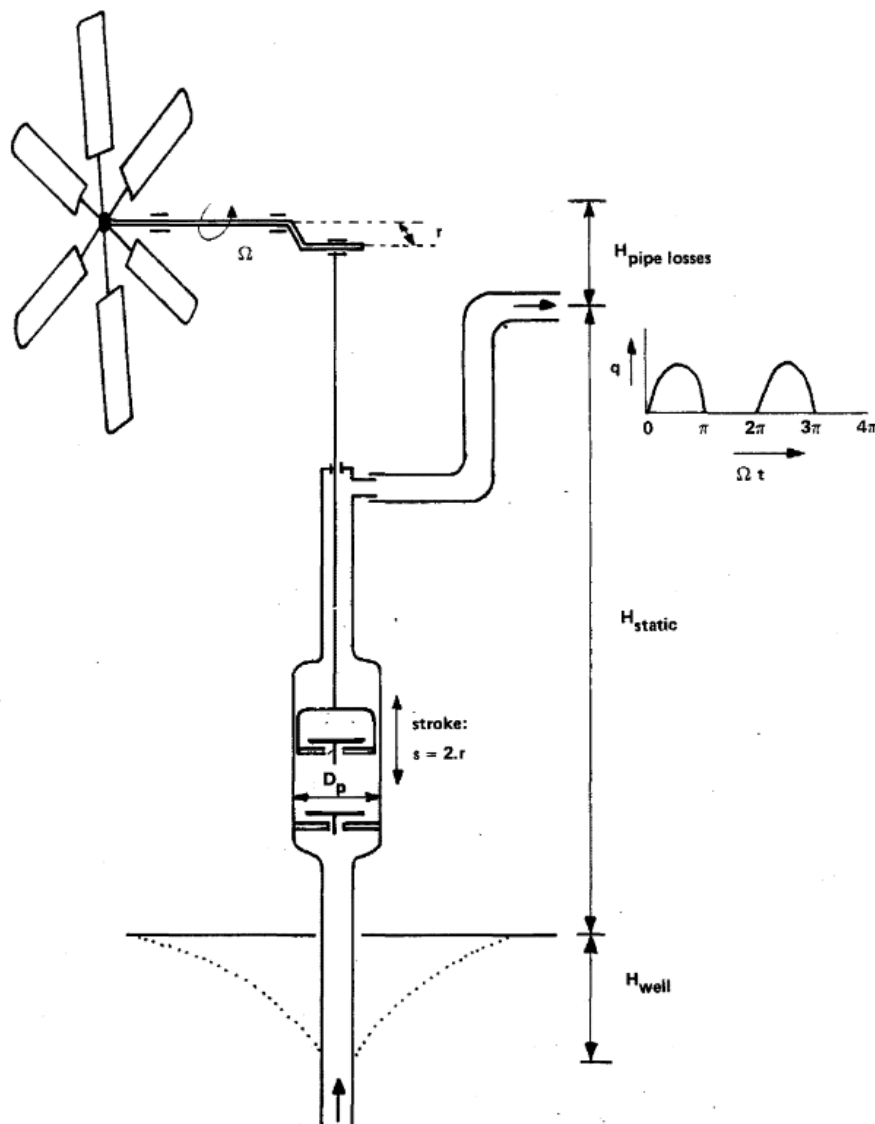
A principal característica deste tipo de bombas é que uma partícula líquida que está em contato com o órgão o que transfere energia tem aproximadamente a mesma

trajetória que a do ponto do órgão com o qual está em contato (MACINTYRE, 1997). Nota-se, na Figura 13, que a partícula líquida a tem a mesma trajetória retilínea que a do ponto b do pistão, exceto nos trechos de concordância inicial e final, sendo estes de 0 até c e de c até 1, respectivamente.

Este tipo de bomba funciona repetindo estes ciclos. Nota-se, portanto, que o trabalho da máquina se divide em dois tempos, fazendo com que o fluxo de fluido no recalque se dê de forma pulsante (transiente). Quanto maior a frequência de ciclos, mais contínuo (permanente) será o fluxo de fluido que sai da bomba.

Um exemplo de integração do conjunto rotor-bomba (subsistema de transmissão) é mostrado na Figura 14. Alguns dos parâmetros explicitados serão utilizados nos equacionamentos pertinentes.

Figura 14. Esquema de um rotor eólico acoplado a uma bomba de deslocamento positivo alternativa.



Fonte: Lysen (1983).

O subsistema de transmissão mostrado na Figura 14 é o biela-manivela, que é muito comum para esta aplicação. Este mecanismo permite que a bomba realize um ciclo de bombeamento a cada rotação do rotor, sendo metade da volta para encher a câmara de bombeamento e a outra metade para esvaziá-la.

Porém, outro tipo comumente utilizado em sistemas de bombeamento eólico é o de transmissão por engrenagens. Esta solução permite que seja estabelecida uma relação de transmissão para que uma rotação do rotor possa realizar uma fração de ciclo, ou, ainda, ter relação direta como o mecanismo biela-manivela. A transmissão por engrenagens permite que o projeto se adeque melhor ao ambiente no qual será instalado. Um exemplo deste sistema é mostrado nas Figuras 15 e 16, sendo a caixa

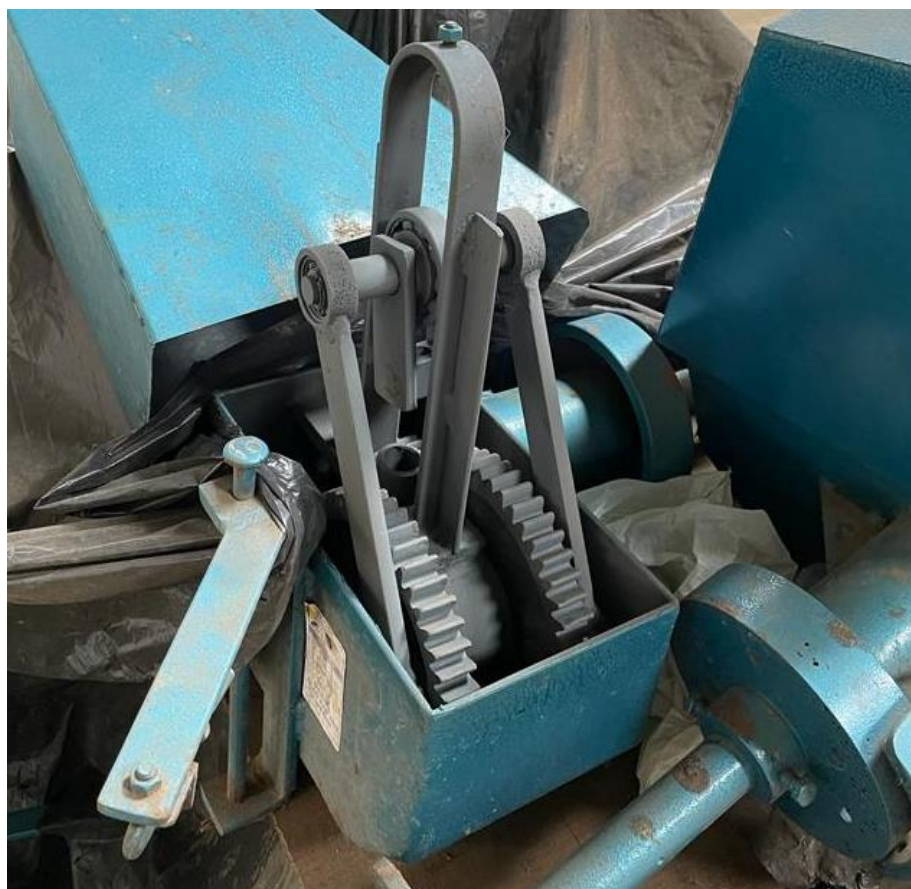
de engrenagens fechada e aberta, respectivamente. Contudo, o subsistema de transmissão não será estudado em detalhe no presente trabalho.

Figura 15. Caixa de engrenagens fechada.



Fonte: autoria própria.

Figura 16. Caixa de engrenagens aberta.



Fonte: autoria própria.

Uma bomba ideal possui eficiências mecânica e volumétrica iguais a 1. Porém, na realidade, sabe-se que alguns fatores como perdas de energia (carga) devido a atrito, vazamentos e turbulência fazem com que a energia que entra na bomba não seja integralmente transferida ao fluido, portanto, a eficiência mecânica em uma bomba real nunca atinge 100%. Além desta, a eficiência volumétrica é principalmente afetada por vazamentos, pois as vedações não são perfeitas e o desgaste das partes móveis torna as bombas mais suscetíveis a vazamentos, fazendo com que esta eficiência nunca atinja 100%.

Para a análise de tal bomba, a eficiência volumétrica será considerada como sendo de uma bomba ideal. Porém, a eficiência mecânica será obtida de acordo com os parâmetros levantados.

A altura manométrica, H , corresponde à soma da profundidade da água no poço ou cisterna, da altura estática e da altura equivalente às perdas de carga em todo o sistema.

A força que atua no pistão é igual ao peso da coluna de água sobre este. Dessa forma, tem-se a força no pistão, F_p , pela equação 2.18:

$$F_p = \rho_w g H \frac{\pi}{4} D_p^2 \quad (2.18)$$

Onde ρ_w é a massa específica da água [kg/m^3]; g a gravidade na superfície terrestre [m/s^2]; H a altura manométrica [m] e D_p o diâmetro da câmara [m].

Nota-se que quanto maior o diâmetro do pistão, maior a força que atua sobre ele. É importante notar que este cálculo apenas considera a carga estática, ou seja, os efeitos dinâmicos não são considerados.

O volume da câmara de bombeamento é o volume máximo de água que pode ser bombeado em um ciclo. Este parâmetro é dado pelo volume do cilindro que será preenchido de fluido. Dessa forma, pela equação 2.19, calcula-se:

$$\nabla_s = A \cdot S \quad (2.19)$$

Onde ∇_s é o volume da câmara de bombeamento [m^3]; A é a área do círculo do pistão [m^2] e S é o curso do pistão.

O torque médio no eixo do rotor pela ação da bomba, $\overline{Q_{id}}$, se dá pela equação 2.20:

$$\overline{Q_{id}} = \frac{1}{2\pi} \rho_w g H \nabla_s \quad (2.20)$$

Onde $\overline{Q_{id}}$ é o torque médio no eixo do rotor pela ação da bomba [$N \cdot m$]; ρ_w é a massa específica da água [kg/m^3]; g a gravidade na superfície terrestre [m/s^2]; H a altura manométrica [m] e ∇_s é o volume da câmara [m^3].

A potência ideal média necessária ao sistema representa a quantidade de energia que a bomba precisa fornecer para mover um determinado volume de fluido em um determinado período de tempo, ou seja, é a quantidade de energia que a bomba deve fornecer para manter o fluxo do líquido. Este parâmetro é representado por $\overline{P_{id}}$ e se dá pela equação 2.21:

$$\overline{P_{id}} = q \rho_w g H \quad (2.21)$$

Onde $\overline{P_{id}}$ é a potência hidráulica ideal média; q é a vazão média (m^3/s); ρ_w é a massa específica da água [kg/m^3]; g a gravidade na superfície terrestre [m/s^2] e H a

altura manométrica [m].

A eficiência mecânica é um parâmetro importante a ser considerado em projetos de equipamentos que envolvem conversão de energia, como no caso de bombeamento eólico. A eficiência mecânica representa a relação entre a potência de saída e a potência de entrada do sistema mecânico, e pode ser afetada por diversos fatores, tais como atritos, desalinhamento de componentes, entre outros. No contexto específico do bombeamento eólico, um resultado satisfatório de eficiência mecânica implica em uma maior conversão da energia cinética do vento em energia hidráulica, o que reflete em um melhor desempenho do sistema como um todo. Por isso, é fundamental avaliar cuidadosamente a eficiência mecânica em projetos desse tipo, a fim de garantir um resultado ótimo em termos de conversão de energia.

Para um caso ideal, a eficiência da bomba seria de 100%, o que significa que toda a potência mecânica fornecida ao sistema seria convertida em potência hidráulica para elevação da água. No entanto, no caso real, a potência mecânica necessária é maior que a potência de elevação da água, devido às perdas de carga que ocorrem na tubulação e nas válvulas, bem como às perdas mecânicas decorrentes do atrito entre os componentes do sistema. Nesse contexto, a eficiência mecânica da bomba é determinada pela razão entre a potência hidráulica de saída e a potência mecânica de entrada, levando em consideração as perdas mencionadas acima.

Dessa forma, a equação 2.22 evidencia o cálculo a ser realizado para a definição do valor da eficiência mecânica da bomba:

$$\eta_{mec} = \frac{P_{hid}}{P_{mec}} \quad (2.22)$$

Onde η_{mec} é a eficiência mecânica da bomba; P_{hid} é a potência hidráulica da bomba, que, neste caso, é igual à potência ideal média, e P_{mec} é a potência mecânica que aciona a bomba, ou seja, a potência extraída do vento pelo rotor, que é transferida à bomba pelo sistema de transmissão.

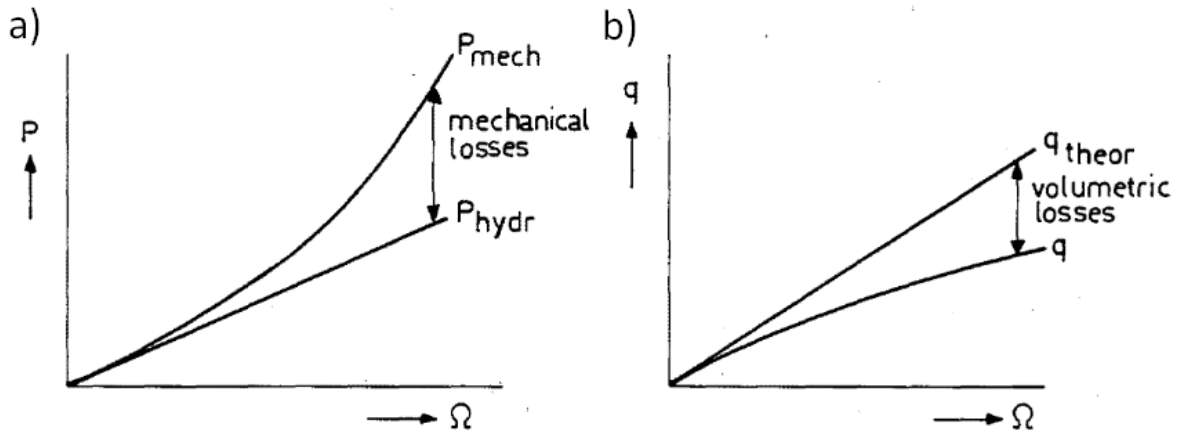
A diferença entre o maior e o menor volume da câmara da bomba não é igual ao volume de fluido que é deslocado. Geralmente a saída real é menor que o volume deslocado. Este fenômeno é avaliado pela eficiência volumétrica, η_{vol} , calculada pela equação 2.23:

$$\eta_{vol} = \frac{q}{\frac{\Omega}{2\pi} \nabla_s} \quad (2.23)$$

Onde η_{vol} é a eficiência volumétrica da bomba; q é a vazão volumétrica [l/s]; Ω é a velocidade angular [rad/s] e ∇_s é o volume da câmara [m^3].

A Figura 17 mostra as relações potência-velocidade e vazão-velocidade de uma bomba de pistão. A figura mostra também as perdas mecânicas e volumétricas entre uma bomba ideal e uma bomba real.

Figura 17. a) Relação potência-velocidade em uma bomba de pistão e b) relação vazão-velocidade em uma bomba de pistão.



Fonte: Lysen (1983).

A relação entre a eficiência mecânica e a eficiência volumétrica é dada pela equação 2.24:

$$\eta_{mec} = \frac{\eta_{vol} \overline{Q_{id}}}{\overline{Q_{mec}}} \quad (2.24)$$

Onde η_{mec} é a eficiência mecânica; η_{vol} é a eficiência volumétrica; $\overline{Q_{id}}$ é torque médio ideal no eixo do rotor pela ação da bomba [$N \cdot m$] e $\overline{Q_{mec}}$ é o torque mecânico real no eixo do rotor pela ação da bomba [$N \cdot m$].

Assim, pode-se analisar a influência das eficiências nos outros parâmetros das bombas de deslocamento positivo alternativas.

3 METODOLOGIA

A pesquisa realizada neste trabalho é básica, quanto à finalidade, descritiva quanto aos objetivos, qualitativa e quantitativa quanto à abordagem. O método a ser utilizado é o hipotético-dedutivo. Os procedimentos realizados englobam pesquisa bibliográfica e estudo de caso.

A seção 3.1 explicita os procedimentos adotados para a devida análise do sistema de bombeamento eólico e de sua construção.

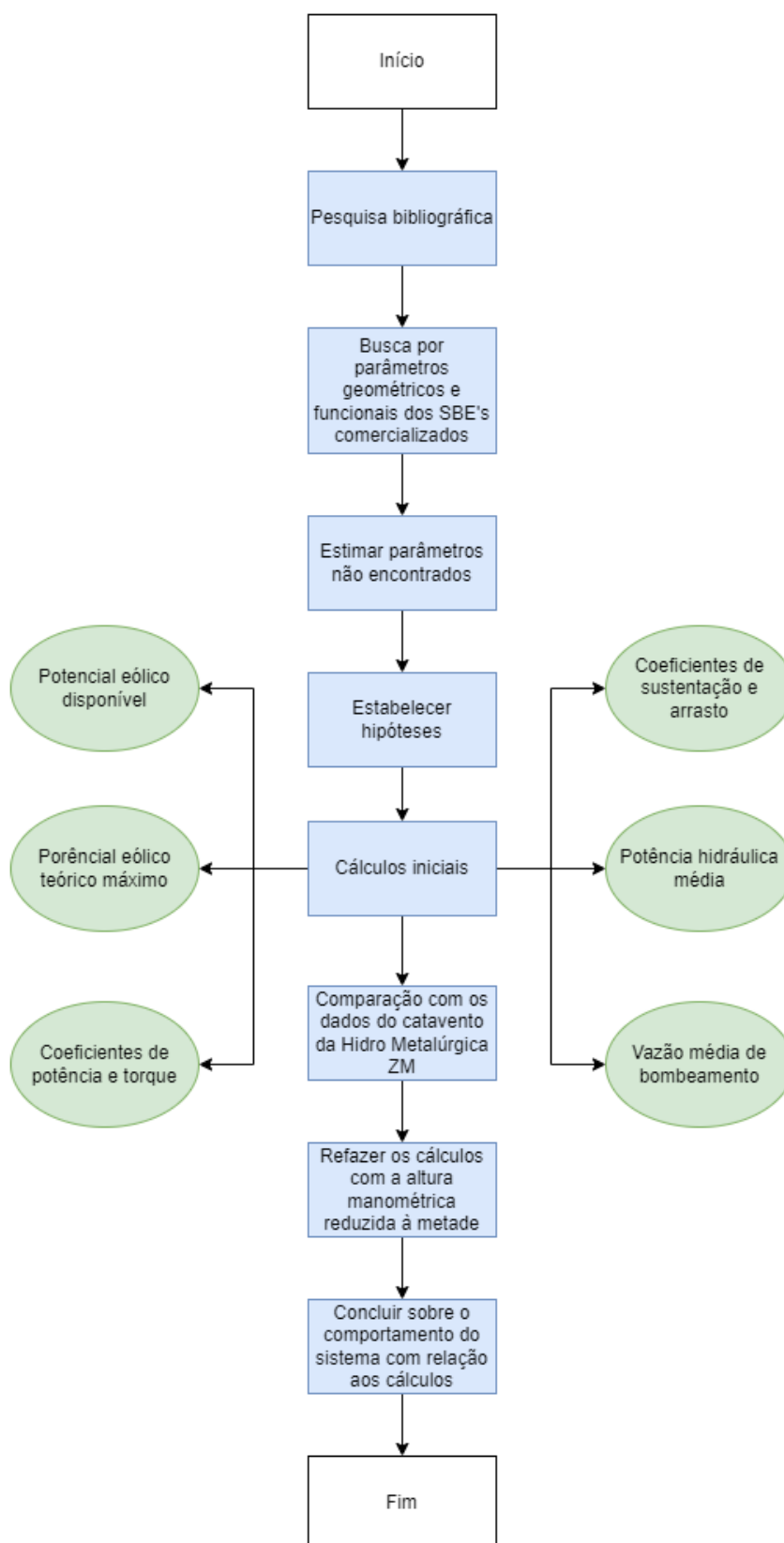
3.1 PROPOSTA DO TRABALHO

Este trabalho tem por proposta a pesquisa e coleta de dados acerca de sistemas de bombeamento eólico clássicos (tipo americano ou multipás), podendo assim comparar os dados teóricos com os dados experimentais e indicar possíveis aprimoramentos. Será realizado o estudo bibliográfico e, após coleta dos dados dos fabricantes, a comparação dos dados analíticos com os dados empíricos.

Os subsistemas rotor e bomba serão analisados, considerando suas particularidades e também buscando sua aproximação dos dados coletados dos sistemas de bombeamento eólico comercializados.

A Figura 18 esquematiza a metodologia utilizada no trabalho.

Figura 18. Fluxograma dos procedimentos utilizados nesse trabalho.



Fonte: Autoria própria.

3.1.1 Busca no banco de patentes do INPI

Foi realizada uma busca no banco de patentes do INPI inicialmente para fins de estudo do funcionamento de sistemas de bombeamento eólico (tipo americano ou multipás). Porém, essa pesquisa abriu novos horizontes quanto à motivação do trabalho, apresentada no capítulo 1. Como os dois principais resultados encontrados possuem 14 anos de diferença entre as datas de publicação, pôde-se observar que, mesmo com tanto tempo, não houve evolução significativa perceptível pelas patentes quanto aos subsistemas utilizados.

Ainda, quando se trata das patentes, o funcionamento é explicado de forma superficial, não apresentando dados de projeto como diâmetro do rotor, volume da câmara da bomba, vazão, gráficos que relacionam os regimes de operação com a vazão ou potência gerada, dentre outros fatores que seriam de suma importância para a utilização da patente para um uso específico.

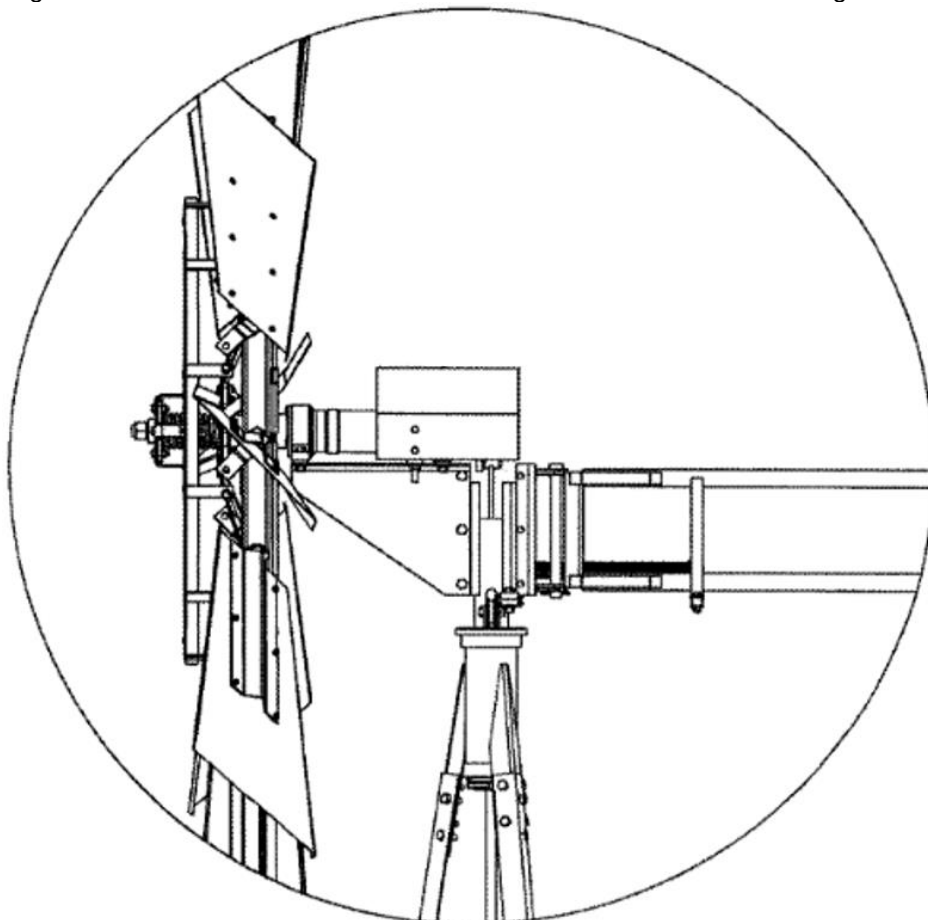
Assim sendo, foi necessária a realização da busca por sistemas de bombeamento eólico comercializáveis por meio dos sites e visita técnica de alguns fabricantes.

3.1.2 Busca por SBE's comercializados

Buscando por fabricantes de sistemas de bombeamento eólico, foram encontradas 4 fabricantes que apresentam alguns dos dados que se precisa para o desenvolvimento do presente trabalho, sendo eles:

- Hidro Metalúrgica ZM (Maringá/PR), com o catavento ZM (Figuras 1 e 19), apresentado na patente encontrada como Bomba de Pistão de Dupla Ação com Acionamento Eólico;

Figura 19. Vista lateral do detalhe do rotor do catavento Hidro Metalúrgica ZM.



Fonte: Adaptada de Hidro Metalúrgica ZM Ltda (2015).

- Cataventos KENYA (Capão de Canoa/RS), apresenta cataventos com cavalo mecânico (Figura 20), possibilitando a obtenção de mais água com menos vento (KENYA, 2023);

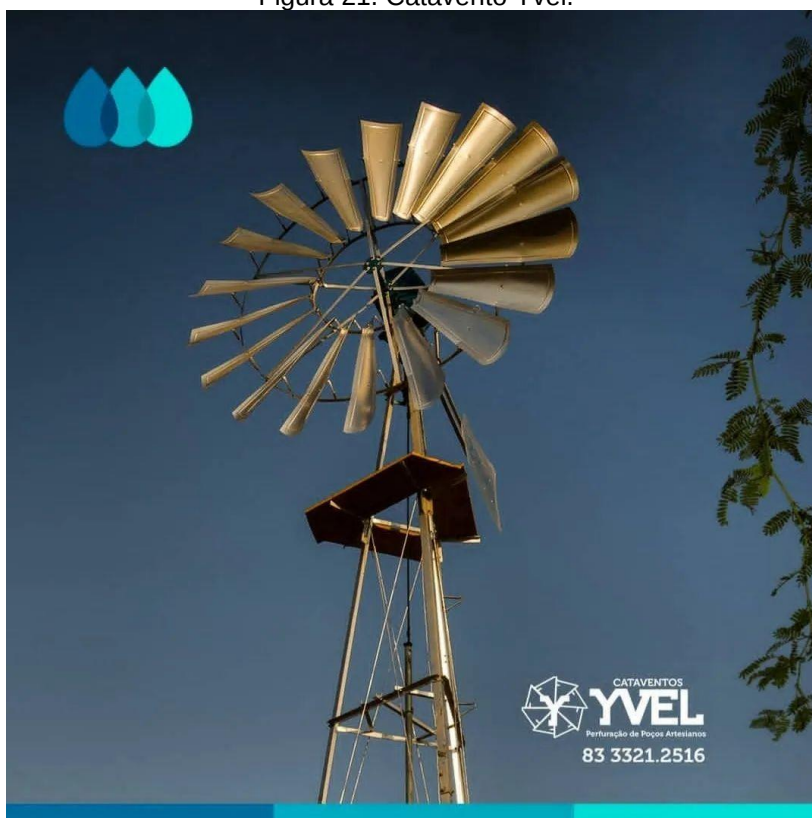
Figura 20. Catavento KENYA.



Fonte. KENYA (2023).

- Yvel (Campina Grande/PB), que fabrica cataventos a mais de 50 anos no Nordeste (YVEL, 2023). Possuem cataventos com vida útil de até 30 anos (Figura 21);

Figura 21. Catavento Yvel.



Fonte. Yvel (2023).

- Cataventos Fortuna (São José do Rio Preto/SP), apresentando o Moinho a

Vento (Figura 22) como principal produto, podendo ser montado sobre poços ou próximo a rios e represas (FORTUNA, 2023).

Figura 22. Catavento Fortuna.



Fonte. Fortuna (2023).

A Tabela 2 apresenta os principais parâmetros encontrados nos sites destas fabricantes e que serão importantes para basear os cálculos seguintes.

Tabela 2. Parâmetros de alguns cataventos comercializados.

	Altura Manométrica (m)	Distância de Recalque (km)	Velocidade do Vento (m/s)	Vazão (L/h)	Volume da Câmara (L)
Hidro Metalúrgica ZM	150	10	2,5-7,5	200-1050	0,627
Cataventos KENYA	100	-	-	564,3	-
Yvel	100	0,7	-	187,5	-
Cataventos Fortuna	-	2	-	800-3000	-

Fonte: sites dos fabricantes

A partir desta tabela, observa-se que muitos campos carecem de informação dos fabricantes. Um dos parâmetros mais importantes é a vazão, mas nota-se que alguns fabricantes especificam um valor, sendo este a vazão máxima, enquanto outros apresentam uma faixa de vazão. Esta faixa de vazão apresentada é mais

coerente, uma vez que leva em consideração a velocidade do vento do local onde será instalada a unidade de bombeamento eólico.

Também, alguns fatores são dependentes de outros, como, por exemplo, a altura manométrica de sucção e recalque ocasionam perdas nas respectivas tubulações que podem comprometer a vazão. Outra relação encontrada é entre a velocidade do vento e a altura manométrica máxima ou, ainda, a vazão. Para relacionar estes dados de maneira que também facilite a interpretação de forma visual, seria de grande proveito que fossem apresentados gráficos com os dados para o cliente.

Outros dados importantes que são de interesse ao projeto como área varrida pelo rotor, número de pás, tipo de transmissão, potência do rotor, torque, perfil aerodinâmico, tipo de bomba, potência da bomba, eficiência hidráulica e mecânica da bomba e do sistema de transmissão não são disponibilizados. Assim, serão estimados alguns parâmetros básicos para que se possa obter outros dados do sistema em questão.

3.2 PROJETO DO ROTOR

Como mencionado no tópico 3.1.2, serão estimados os parâmetros conforme a Tabela 3:

Tabela 3. Parâmetros estimados.

Parâmetro	Valor	Unidade
Diâmetro do rotor	3	<i>m</i>
Potência nominal	0,32	<i>kW</i>
Velocidade do Vento	6	<i>m/s</i>
Altura Manométrica	100	<i>m</i>
Diâmetro Pistão	0,08	<i>m</i>
Curso do Pistão	0,045	<i>m</i>
Volume da Câmara	0,226	<i>l</i>

Fonte. Autoria Própria.

Considerando a temperatura do ambiente $T = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, massa específica do ar, ρ , é dada por $\rho = 1,2\text{ kg/m}^3$ (WHITE, 2010).

Inicialmente, deve-se calcular a área (A) da seção circular varrida pelo rotor, pela equação 2.2, que resulta em $7,07\text{ m}^2$.

Em posse desta informação, juntamente aos dados da Tabela 3, pode-se

calcular o potencial eólico máximo disponível. Pela equação 2.4, $P_c = 936,7 \text{ W}$.

Convertendo a frequência de 40 rpm para Hz pela equação 2.8, encontra-se $f = 0,667 \text{ Hz}$. Agora, pela equação 2.9, encontra-se a velocidade angular em rad/s, resultando em $\Omega = 4,19 \text{ rad/s}$.

Definidos o diâmetro do rotor e a frequência de rotação, pode-se calcular o *Tip Speed Ratio*, λ , pela equação 2.14, que define $\lambda = 1,05$.

Para $C_p = 0,34$, valor esperado para o valor de λ encontrado, calcula-se, pela equação 2.12, a potência, P , de 0,32 kW. Com estes dados, pode-se obter o torque Q pela equação 2.11, que fornece $Q = 76,4 \text{ N} \cdot \text{m}$. Agora, pela equação 2.13, pode-se calcular o coeficiente de torque C_Q , que se resolve em $C_Q = 0,33$.

3.3 PROJETO DO AEROFÓLIO

O perfil aerodinâmico a ser utilizado neste projeto foi considerado o de placa curvada, já que é o mais comumente encontrado nos rotores eólicos para bombeamento de água (tipo americano ou multipás).

Os coeficientes de sustentação e arrasto não serão calculados pelas equações 2.16 e 2.17, uma vez que a Tabela 1 já apresenta estes parâmetros, juntamente ao ângulo de ataque adequado, para alguns tipos de placa. Dessa forma, tem-se que, para o aerofólio de placa curvada, $C_D/C_L = 0,02$, $C_L = 1,25$ e $\alpha = 3^\circ$. Substituindo C_L na razão C_D/C_L , encontra-se $C_D = 0,03$.

3.4 PROJETO DA BOMBA

Os parâmetros estimados do pistão também são apresentados na Tabela 3.

Considerando a temperatura do ambiente $T = 20^\circ \text{C}$, massa específica da água, ρ_w , é dada por $\rho_w = 998 \text{ kg/m}^3$ (WHITE, 2010).

O volume da câmara de bombeamento foi calculado segundo a equação 2.19, que resulta em $V_s = 0,000226 \text{ m}^3 = 0,226 \text{ L}$.

A força no pistão da bomba, representada por F_p , foi calculada segundo a equação 2.18, assim, $F_p = 4,9 \text{ kN}$.

Também, calculou-se o torque médio no eixo do rotor $\overline{Q_{id}}$, pela equação 2.20, que resultou em $\overline{Q_{id}} = 35,25 \text{ N} \cdot \text{m}$.

O fluxo médio q , em m^3/s , é obtido multiplicando-se o volume da câmara V_s e

a frequência, em Hz , que resulta em $q = 0,00015 \text{ m}^3/s = 0,15 \text{ L/s}$. Assim, pode-se calcular a potência ideal média $\overline{P_{id}}$, utiliza-se a equação 2.21, portanto, calcula-se $P_{id} = 147,6 \text{ W}$.

Com base nas informações obtidas anteriormente, torna-se possível efetuar o cálculo da eficiência mecânica da bomba, representada pela variável η_{mec} , utilizando a equação 2.22. Após a realização dos cálculos necessários, o resultado obtido foi de $\eta_{mec} = 0,46$.

A determinação da eficiência volumétrica η_{vol} é um processo que requer dados empíricos. Em uma situação ideal, uma bomba apresentaria uma eficiência volumétrica de $\eta_{vol} = 1$. Entretanto, em bombas de deslocamento positivo bem ajustadas, essa eficiência é de pelo menos 0,95 (FOUST, 1982). Na prática, essas bombas não conseguem atingir uma eficiência volumétrica perfeita, mas ainda assim apresentam um rendimento bastante elevado, próximo do valor máximo teórico.

3.5 ANÁLISE

3.5.1 Comparação com o catavento da Hidro Metalúrgica ZM

Realizada a pesquisa e com os resultados obtidos, é, então, apresentada a análise acerca dos dados encontrados, observando se os valores estão dentro do intervalo esperado, se são coerentes e plausíveis quando se compara à realidade e, por fim, será realizada a comparação com o modelo da Hidro Metalúrgica ZM (Figura 1), já que este foi o catavento com mais dados disponíveis encontrado neste trabalho.

3.5.2 Comportamento do sistema ao se reduzir a altura manométrica

Para se obter uma análise comparativa do comportamento do sistema de bombeamento eólico desenvolvido, a altura manométrica foi reduzida à metade, o que já representa uma condição de uso prático em regiões em que o lençol freático não está em grandes profundidades. Posteriormente, os parâmetros que são derivados desta variável são recalculados. Desta forma, pode-se realizar uma análise do comportamento da bomba em diferentes condições de operação.

4 RESULTADOS

A Tabela 4 apresenta os resultados dos parâmetros obtidos conforme a metodologia explicitada no Capítulo 3.

Tabela 4. Resultados das variáveis calculadas.

Variável	Valor	Unidade
<i>Tip Speed Ratio</i>	1,05	—
Coeficiente de Potência	0,34	—
Coeficiente de Torque	0,33	—
Força no Pistão	4,9	<i>kN</i>
Volume da Câmara de Bombeamento	0,000226	<i>m</i> ³
Torque Médio no Eixo do Rotor	35,25	<i>N · m</i>
Fluxo Médio Por Segundo	0,00015	<i>m</i> ³ / <i>s</i>
Fluxo Médio Por Hora	542,9	<i>l/h</i>
Potência Ideal Média	147,6	<i>W</i>
Eficiência Mecânica da Bomba	0,46	—

Fonte. Autoria própria.

4.1 DISCUSSÃO DOS PARÂMETROS CALCULADOS

4.1.1 Tip speed ratio

É possível notar que o valor obtido para o *Tip Speed Ratio*, $\lambda = 1,05$, está dentro do intervalo previsto para um rotor eólico multipás, como pode ser verificado na Figura 8. Conforme apresentado nesta figura, é esperado que este coeficiente varie entre 0 e 2, e o valor do maior coeficiente de potência é obtido quando $\lambda = 1$, sendo este o ponto ótimo para o coeficiente de potência. Assim, pode-se afirmar que o valor obtido para o *Tip Speed Ratio* está muito próximo do valor ideal, o que sugere que a eficiência do rotor eólico está em um nível satisfatório.

O valor ideal para o *Tip Speed Ratio* pode variar de acordo com o tipo de rotor eólico, o número de pás, a velocidade do vento e outros fatores. No entanto, para o rotor eólico em questão, pode-se afirmar que o valor obtido indica um desempenho satisfatório do sistema.

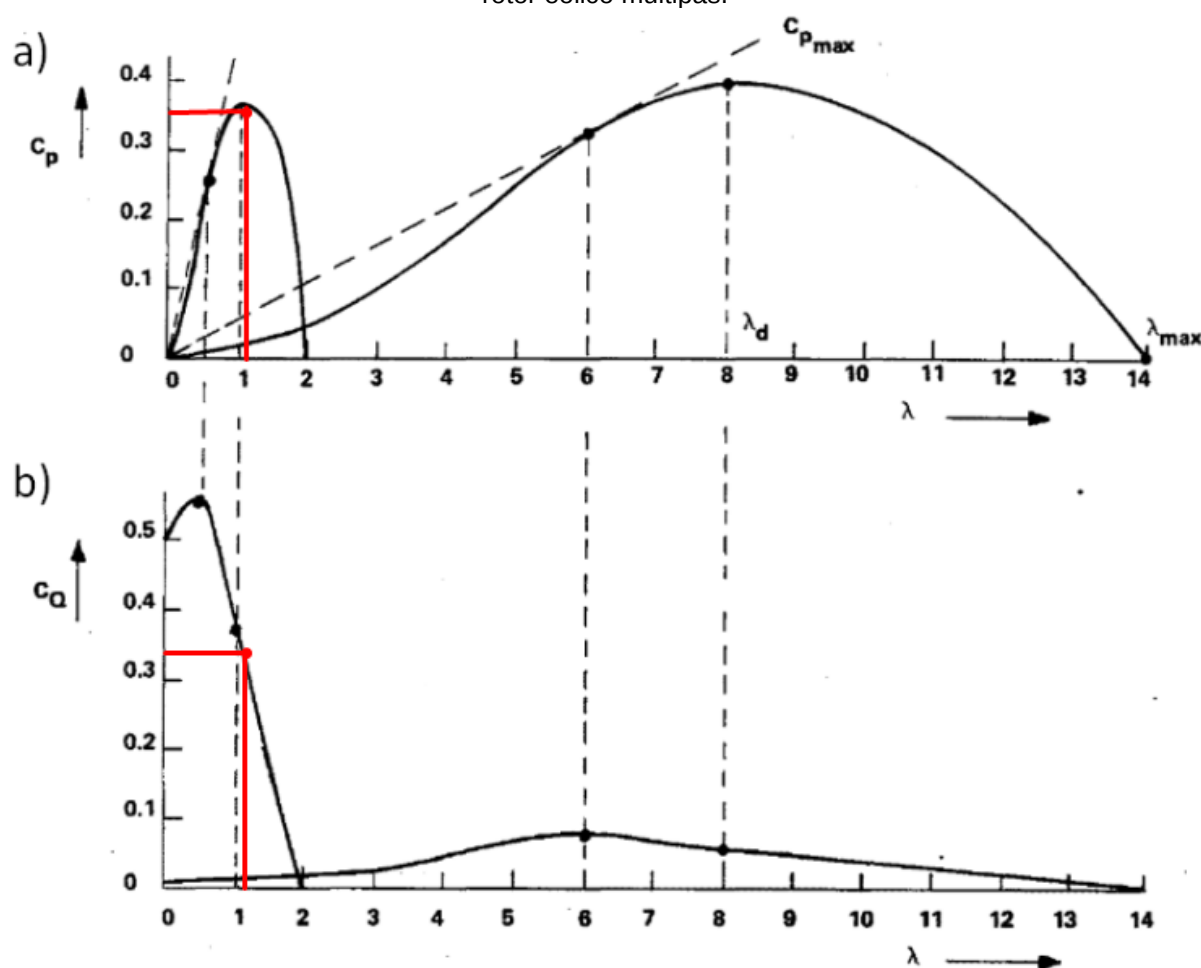
4.1.2 Coeficientes de potência e torque

Os coeficientes de potência e torque obtidos, $C_p = 0,34$ e $C_Q = 0,33$, respectivamente, também estão dentro do intervalo esperado, como pode ser

observado na Figura 23 para um rotor multipás. Além da figura, sabe-se que, devido ao Limite de Betz, o valor máximo do coeficiente de potência é 0,59, assim, o cálculo retornou um valor dentro do intervalo factível.

A Figura 23 mostra aproximadamente o ponto do gráfico que se encontra o sistema de bombeamento eólico estudado.

Figura 23. a) C_p do sistema de bombeamento eólico estudado mostrado na curva C_p vs λ de um rotor eólico multipá e b) C_Q do sistema de bombeamento eólico estudado mostrado na curva C_Q vs λ de um rotor eólico multipás.



Fonte: Adaptado de Lysen (1983).

4.1.3 Força no pistão

Com base na análise realizada, foi possível constatar que o valor da força que atua no pistão devido à ação estática atuante, $F_p = 4,9 \text{ kN}$, encontra-se dentro das expectativas previstas. Nesse sentido, é fundamental que o projetista tenha uma atenção ampliada ao considerar a força exercida pela coluna de água sobre o pistão,

uma vez que esta apresenta valores significativos (podendo levar a haste à flambagem). Portanto, é importante que sejam realizadas análises mais detalhadas e abrangentes, levando em conta as condições específicas de cada aplicação, a fim de garantir a segurança e eficiência do sistema como um todo.

Para trabalhos futuros, é sugerida a análise de outras cargas dinâmicas provenientes do sistema de transmissão, a fim de compreender de forma mais abrangente o comportamento do sistema em diferentes situações de operação. Do resultado desta análise, pode-se considerar a aplicação de um fator de correção que leve em conta essas cargas dinâmicas, visando aprimorar a precisão dos cálculos e estimativas da força que atua no pistão.

4.1.4 Volume da câmara

O volume da câmara de bombeamento foi determinado a partir da estimativa do diâmetro e da amplitude do movimento longitudinal do pistão, resultando em $\nabla_s = 0,226 \text{ l}$. É importante ressaltar que o valor obtido é inferior ao volume da câmara do catavento projetado pela Hidro Metalúrgica ZM, mas é razoável, uma vez que a vazão do sistema de bombeamento considerado está dentro do intervalo especificado, como será apresentado no tópico 4.1.6. Deve-se observar que a vazão está diretamente ligada ao volume da câmara.

4.1.5 Torque médio no eixo do rotor

O cálculo realizado para a obtenção do torque médio no eixo do rotor retornou um valor coerente com a altura manométrica adotada, $\overline{Q_{id}} = 35,25 \text{ N} \cdot \text{m}$, sendo assim aceitável para o presente trabalho.

4.1.6 Fluxo médio por segundo ou hora

O fluxo médio calculado não está considerando as perdas volumétricas da bomba de deslocamento positivo abordada no presente trabalho, ou seja, como foi abordado no tópico 4.1.2, a bomba em questão é tratada como ideal quanto à sua eficiência volumétrica. Essa hipótese permite avaliar de forma mais direta o desempenho da bomba, além do que não se possui os dados empíricos da bomba em questão. Vale ressaltar, no entanto, que essa simplificação não é válida para todas as

bombas e que, em alguns casos, é necessário considerar a variação da eficiência volumétrica em função da pressão ou do tipo de fluido utilizado.

Também chamado de vazão, o fluxo médio obtido, $q = 542,9 \text{ l/h}$, possui valor próximo ao ponto médio do intervalo do sistema de bombeamento eólico da Hidro Metalúrgica ZM (600 l), mostrando assim que o valor da vazão encontrada está em um intervalo aceitável.

4.1.7 Potência ideal média

No que diz respeito à potência ideal média, seu valor, $\overline{P_{id}} = 147,6 \text{ W}$, deve ser inferior à potência nominal do rotor eólico, uma vez que o rotor é o responsável por fornecer a energia para que a bomba efetue o deslocamento do fluido. No entanto, esta potência também não deve ser muito menor que a potência nominal, pois isso acarreta em uma eficiência mecânica baixa para a bomba.

Nesse contexto, é fundamental destacar que o valor obtido para a potência ideal média respeita essas relações, o que indica que o projeto está adequado.

4.1.8 Eficiência mecânica da bomba

As bombas de deslocamento positivo, como a utilizada no presente trabalho, possuem eficiência mecânica em torno de 50% em bombas pequenas e até 90% em bombas maiores (PERRY, 2019). Nota-se que o resultado obtido para este parâmetro, $\eta_{mec} = 0,46$, é coerente com a afirmação da literatura técnica, estando próximo ao valor esperado. Isso indica que o projeto da bomba hidráulica foi realizado de forma adequada e que a sua eficiência está dentro das expectativas para esse tipo de equipamento, o que é uma informação relevante para validar os resultados do estudo e garantir a confiabilidade das informações obtidas.

4.2 COMPARATIVO COM O SISTEMA DE BOMBEAMENTO DA HIDRO METALÚRGICA ZM

No que se refere à escolha dos parâmetros adotados para o cálculo, no caso em questão, estes dados foram escolhidos por meio da aproximação dos dados referentes ao catavento da Hidro Metalúrgica ZM, que forneceu uma maior quantidade de informações sobre os pontos de interesse do projeto, quando comparado aos

demais sistemas de bombeamento eólico encontrados mediante pesquisa. Diante disso, foram estimados os parâmetros de forma que fosse possível aproximá-los do caso real encontrado.

Assim sendo, pode-se afirmar que os parâmetros obtidos por meio dos cálculos analíticos são factíveis quando se refere ao desempenho do catavento da Hidro Metalúrgica ZM. Foram considerados a velocidade do vento dentro do intervalo especificado e para uma altura manométrica segundo a Tabela 3, já que a altura de 150 m, como dado nas especificações do fabricante, exigiria um diâmetro do rotor consideravelmente maior do que o que se vê normalmente nos sistemas de bombeamento eólico comercializados. Ainda, os outros três modelos pesquisados apresentam altura manométrica de 100 m, o que justifica esta escolha.

Por fim, foi encontrada a vazão do sistema, que, mesmo utilizando uma bomba com volume da câmara de bombeamento inferior, pôde-se chegar a um valor próximo ao ponto médio do intervalo especificado, ou seja, com os parâmetros adotados, pode-se aproximar os resultados teóricos do sistema de bombeamento eólico da Hidro Metalúrgica ZM.

4.3 COMPARAÇÃO DOS DADOS OBTIDOS PARA METADE DA ALTURA MANOMÉTRICA

Mediante a alteração no valor da altura manométrica, alguns dados sofreram alteração após recalculados. Sendo assim, são apresentados na Tabela 5 os valores da força no pistão, do torque médio no eixo do rotor devido à ação da bomba, da potência ideal média e da eficiência mecânica da bomba.

Tabela 5. Resultados das variáveis calculadas para metade para $H = 50\text{ m}$.

Parâmetro	Valor		Unidade
Altura Manométrica	100	50	m
Força no Pistão	4921,18	2460,59	N
Torque Médio no Eixo do Rotor	35,25	17,62	$N.m$
Potência Ideal	147,63	73,81	W

Fonte. Autoria própria.

Diante da alteração realizada, pode-se observar que alguns dos parâmetros alterados são diretamente proporcionais, pois, uma vez que a altura manométrica foi reduzida à metade, alguns parâmetros que são dependentes desta altura também se reduziram à metade. Isso já era esperado, pois as equações que retornam estes parâmetros evidenciam esta proporcionalidade entre estes.

Este cálculo realizado é de fundamental importância para que se possa compreender o comportamento do sistema em diferentes situações operacionais. Além disso, pode-se também compreender como os parâmetros teóricos podem influenciar em soluções construtivas para a bomba de deslocamento positivo utilizada no projeto.

4.3.1 Força no pistão

Nota-se que a força no pistão $F_p = 2,46\text{ kN}$ foi reduzida quando comparada à força para a altura manométrica inicial $F_p = 4,9\text{ kN}$. Isso significa que o pistão da bomba utilizada suportará menos carga. Dessa forma, pode-se projetar uma bomba de deslocamento positivo mais leve e barata.

4.3.2 Torque médio no eixo do rotor

A análise do torque médio no eixo do rotor pela ação da bomba é de grande importância para este projeto. A redução à metade deste valor, $\overline{Q_{id}} = 17,62\text{ N} \cdot m$, indica que os esforços no rotor, na bomba e na transmissão serão menores. Diante disso, pode-se afirmar que a falha dos materiais por fadiga irá levar mais tempo para ocorrer. Assim, pode-se afirmar que a vida útil do sistema será consideravelmente superior à da condição inicial.

4.3.3 Potência ideal média

O resultado da potência para a nova altura manométrica, $\overline{P_{id}} = 73,81$, é

esperado, uma vez que é necessário menos energia para manter a vazão do fluido a uma altura manométrica menor.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Por vezes, ao buscar embasamento teórico por meio de bibliografias sobre sistemas de bombeamento eólico, depara-se com uma certa escassez destes recursos, principalmente em língua portuguesa. No entanto, o Brasil é um país com um grande potencial eólico, onde esta tecnologia poderia ser amplamente difundida, gerando desenvolvimento das famílias que sobrevivem da agricultura. Nesse sentido, o presente trabalho teve por objetivo realizar uma análise teórica preliminar do modelo proposto por Lysen (1983).

Esta análise é fundamental para o desenvolvimento aprofundado dos sistemas de bombeamento eólico clássicos, uma vez que os equacionamentos utilizados retornam valores para os parâmetros básicos ao projeto em questão. Assim, pode-se, a partir deste estudo, dar continuidade a uma análise mais detalhada sobre aspectos isolados dos SBE's clássicos.

No que se refere aos cálculos realizados, foi difícil encontrar dados acerca dos sistemas de bombeamento eólico comumente comercializados. Então, estimou-se os parâmetros que não foram encontrados a fim de realizar uma aproximação de um comportamento real. Por meio de pesquisas, os dados obtidos foram acrescentados dos dados estimados para que fosse possível a realização dos cálculos.

Por meio dos cálculos realizados, foi possível obter o comportamento dos parâmetros quando se alteravam as variáveis, tornando assim a compreensão dos equacionamentos do sistema aprimorada. Dessa forma, foi possível obter as informações de um sistema de bombeamento fictício, buscando sua aproximação dos cataventos encontrados e apresentados. Ainda, foi analisado o comportamento do sistema para uma alteração na altura manométrica de sucção. Os resultados encontrados foram satisfatórios quando comparados aos sistemas encontrados e à bibliografia, representando assim uma boa aproximação da realidade.

O objetivo principal do presente trabalho foi realizar uma busca bibliográfica dos SBE's, encontrar informações sobre sistemas de bombeamento comercializados e realizar uma análise teórica dos sistemas de bombeamento existentes. Porém, não foi possível realizar uma análise inteiramente fiel aos sistemas encontrados, uma vez que há uma escassez quanto aos dados necessários. Dessa forma, foi possível aproximar esta análise teórica de um modelo real por meio de estimativas destes dados faltantes.

O resultado da análise foi satisfatório, cumprindo assim o objetivo principal de estabelecer uma base teórica por meio de uma análise preliminar de engenharia de um sistema de bombeamento eólico clássico multipás.

Por fim, a partir do embasamento teórico apresentado neste trabalho, sugere-se que, em trabalhos futuros, seja realizado um estudo específico do rotor, apresentando este subsistema com seus parâmetros (para diferentes velocidades de vento): velocidade de rotação, torque, coeficientes de sustentação e arrasto, número de pás, dentre outros fatores. Também, pode-se analisar a bomba, realizando o estudo de outros tipos de bomba para esta aplicação. Ainda, pode-se realizar uma análise da integração entre os subsistemas rotor e bomba, por meio do subsistema de transmissão (biela-manivela ou engrenagens).

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AGROADS. **Catavento Zm**, Maringá, 2023. Disponível em: https://www.agroads.com.br/catavento-zm_54577.html. Acesso em 27 jan. 2023.
- ANDERSON, John. **Fundamentals of Aerodynamics**, 3rd ed. Nova York. McGraw-Hill, 2001.
- FONTANET, F. A. **Avaliação de uma opção de espera de um parque eólico pelo método de opções reais**. 2012. 90 f. Dissertação (Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2012. Disponível em: <https://www.maxwell.vrac.puc-rio.br/colecao.php?strSecao=resultado&nrSeq=22813@1>. Acesso em 10/10/2022.
- FORTUNA, Cataventos. **Modalidade de Instalações**, São José do Rio Preto, 2023. Disponível em: <http://www.cataventosfortuna.com.br/>. Acesso em 27 jan. 2023.
- FOUST, A. S.; WENZEL, L. A.; CLUMP, C. W.; MAUS, L.; ANDERSEN, L. B. **Princípios das Operações Unitárias**. 2^a Ed. Rio de Janeiro, LTC Editora, 1982.
- GONZAGA, Luiz; VALENÇA, Nelson. Cantarino. In: GONZAGA, Luiz. **Luiz Gonzaga**. São Bernardo do Campo – SP: Odeon Records, 1973. 1 disco sonoro. Lado 2, faixa 3.
- HIDRO Metalúrgica ZM Ltda. Devacil Canivarolli et al. **Bomba de pistão de dupla ação com acionamento eólico**. BR n. PI 9911533-6 A, 25 maio 2012, 14 julho 2015.
- KENYA, Cataventos. **Produtos**. Capão de Canoa, 2023. Disponível em: <http://www.cataventoskenya.com.br/produtos>. Acesso em 27 jan. 2023.
- LUCENA, A. N. **Desenvolvimento de um veículo aéreo não tripulado com sustentação e propulsão híbrida**. 2018. 141f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Centro de Tecnologia, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2018. Disponível em: <https://repositorio.ufrn.br/jspui/handle/123456789/24977>. Acesso em 4/09/2022 de 2022.

LYSEN, E. H. **Introduction to wind Energy**. 2nd Ed. Consultancy Services Wind Energy developing Countries. Holanda. 1983.

MACINTYRE, A. J. **Equipamentos Industriais e de Processo**. Rio de Janeiro, LTC, 1997.

MEDINA, O. A. F. **Simulación numérica del rotor de um aerogenerador de eje vertical**. 2012. 72f. Tese (bacharelado). Universidad Nacional Autónoma de México. México, 2012.

OLIVEIRA JÚNIOR, P. H. B. **A história da agricultura através do tempo**. Rio de Janeiro, Projeto Tecnologias Alternativas – FASE, 1989.

PERRY, R. H.; GREEN, D. W. **Perry's Chemical Engineers' Handbook**, 9th Ed. Estados Unidos da América, McGraw-Hill, 2019.

PETROBRÁS, Petróleo Brasileiro S.A. Rutácio de Oliveira Costa. **Unidade de Bombeio Eólica**. BR 20 2012 012558-2 U2. 24 fev. 1999, 03 abril 2001.

UNICAMP. TA 631 – **OPERAÇÕES UNITÁRIAS I, Aula 12, 2012**. Disponível em www.unicamp.br/fea/ortega/aulas/aula12_BombasHprojeto.ppt.

YVEL, Cataventos. **Cataventos**. Campina Grande, 2017. Disponível em: <http://yvel.com.br/cataventos/>. Acesso em 27 jan. 2023.

YVEL. **Transformando a brisa**. Campina Grande, 2023. Disponível em: <https://www.facebook.com/photo.php?fbid=615835010550392&set=pb.100063716941261.-2207520000.&type=3>. Acesso em 27 jan. 2023.

WHITE, Frank M. **Mecânica dos fluidos**. 6^a ed. Rio de Janeiro, McGraw-Hill, 2010.