

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR *Jorge de Jesus*
Passinho e Silva E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM *21 / 02 / 2004*

Luiz Felipe Moura
.....
ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Estudo Preliminar da Viabilidade Técnica de um Sistema Eólico para Refrigeração

Autor: *Jorge de Jesus Passinho e Silva*
Orientador: *Prof. Dr. Luiz Felipe Mendes de Moura*

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E FLUIDOS**

Estudo Preliminar da Viabilidade Técnica de um Sistema Eólico para Refrigeração

Autor: Jorge de Jesus Passinho e Silva

Orientador: Prof.Dr.Luiz Felipe Mendes de Moura

Curso: Engenharia Mecânica – Mestrado Profissional
Área de Concentração: Refrigeração e Conforto Ambiental.

Trabalho Final de Mestrado Profissional apresentada à comissão de Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre Profissional em Engenharia Mecânica/Refrigeração e Conforto Ambiental.

São Luís, 2004
MA.- Brasil

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

Si38e Silva, Jorge de Jesus Passinho e
 Estudo preliminar da viabilidade técnica de um
 sistema eólico para refrigeração / Jorge de Jesus
 Passinho e Silva. --Campinas, SP: [s.n.], 2004.

 Orientador: Luiz Felipe Mendes de Moura.
 Dissertação de Mestrado (Profissional) -
 Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de
 Engenharia Mecânica.

 1. Refrigeração. 2. Força eólica. 3. Energia - Fontes
 alternativas. I. Moura, Luiz Felipe Mendes de. II.
 Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
 Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Preliminary studies of the constructive technical viability of a
refrigeration using eolica energy

Palavras-chave em Inglês: Refrigeration, Wind power, Renewable energy
sources

Área de concentração: Térmica e Fluídos

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Kamil Ismail, Waldemir Silva de Lima, Valdemar Silva
Leal

Data da defesa: 21/02/2004

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E FLUIDOS

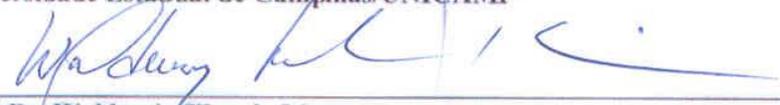
Trabalho Final de Mestrado Profissional

Estudo Preliminar da Viabilidade Técnica de um Sistema Eólico para Refrigeração

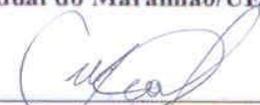
Autor: *Jorge de Jesus Passinho e Silva*
Orientador: *Prof. Dr. Luiz Felipe Mendes de Moura*



Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail, Presidente
Universidade Estadual de Campinas/UNICAMP



Prof. Dr. Waldemir Silva de Lima
Universidade Estadual do Maranhão/UEMA



Prof. Dr. Valdemar Silva Leal
Universidade Estadual do Maranhão/UEMA

São Luís, 21 de fevereiro de 2004

Dedicatória:

Dedico este trabalho a meu filho Jorge Segundo.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

A Sandra Passinho pelo apoio pedagógico, digitação e normalização da pesquisa.

Ao meu orientador, que me mostrou os caminhos a serem seguidos.

A todos os professores: Ubiraci, Pestana, Telésforo, Juca, Paulo Sérgio, Cauby departamento, que ajudaram de forma direta e indireta na conclusão deste trabalho.

“Ponha-se nas mãos do professor o menor número possível de medidas coercitivas, de tal modo que suas qualidades humanas e intelectuais sejam a única fonte de respeito que ele possa inspirar no aluno.”

Albert Einstein

Resumo

SILVA, Jorge de Jesus Passinho e, *Estudo Preliminar da Viabilidade Técnica de um Sistema Eólico para Refrigeração*, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2004. .88.p. Trabalho Final de Mestrado Profissional

Neste trabalho procuramos analisar o funcionamento de um compressor de frequência variável que utilizasse a energia eólica, em São Luis do Maranhão, para manter um sistema de refrigeração funcionando. Para isto foi necessário conhecer os valores locais das velocidades de vento e escolhemos o cata vento tipo *Savonius* para atingirmos nosso objetivo.

Palavras Chave

Energia Eólica, Refrigeração, compressor *Savonius*

Abstract

SILVA, Jorge de Jesus Passinho e, *Preliminary studies of the constructive technical viability of a refrigeration using eolica energy*, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2004. .88p. Trabalho Final de Mestrado Profissional.

Preliminary studies of the constructive e technical viability, of a system of refrigeration using Eolica Energy, in order to keep in continue functioning, a compressor of variable requency arrives of coupling of pulleys of different diametric, that guarantee the energetic balancing of the system and thus it keeps it continuously.

Key Words

Refrigeration, Wind power, Renewable energy sources

Sumário

Lista de Figuras	x
Lista de Tabelas.....	xi
Nomenclatura	xii
1 Introdução.....	1
2 Objetivos	4
3 Revisão Bibliográfica.....	5
4 Componentes de um Sistema Eólico.....	19
5 Um sistema de refrigeração por compressão.....	25
6 Estatística do Vento.....	43
7 Dimensionando um Rotor <i>Savonius</i> para um determinado Sistema de Refrigeração.....	47
Conclusões	60
Referências Bibliográficas	61
Anexo A – Dados obtidos pelo INPE.....	65

Lista de Figuras

Figura 1 –Diagrama esquemática de um sistema frigorífico típico Martinelli, Jr – DeTEC..	8
Figura 2 –Diferentes áreas: urbanas, subúrbios e litoral e as relações entre altura x velocidade do vento.....	12
Figura 3 –Tubo de corrente de seção reta.....	14
Figura 4 –Modelo Física utilizado na Teoria da Quantidade de movimento:limite de Betz	15
Figura 5 –Ciclo teórico simples de refrigeração por compressão de vapor.....	26
Figura 6 –Esquema do sistema de refrigeração por compressão de vapor.....	26
Figura 7 –Diferenças entre o ciclo real e o teórico simples.....	28
Figura 8 –Volume de controle aplicado ao evaporador e a indicação do processo 4.1 no diagrama de Mollier P-h.....	29
Figura 9 –Processo de compressão isoentrópico no compressor.....	30
Figura 10 –Volume de controle sobre o condensador e sua representação no Diagrama de Mollier.....	31
Figura 11 - Volume de controle sobre a válvula de expansão e sua representação no Diagrama de Mollier.....	31
Figura 12 –Diagrama PV de um compressor alternativo ideal.....	34
Figura 13 –Funcionamento do compressor alternativo.....	38
Figura 14 –Área varrida e dimensões de um rotor <i>Savonius</i>	49
Figura 15 –Acoplamento de polias.....	53
Figura 16 –Tipo de mecanismo que se move arrastado pelo vento.....	54
Figura 17 –Estrutura de fixação de cata-ventos.....	55
Figura 18 –Vista frontal.....	56
Figura 19 –Vista lateral.....	57

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Coeficiente para tipos d terrenos.....	10
Tabela 2 – Média das Velocidades dos Ventos	45
Tabela 3 – Peso do cata-vento.....	57
Tabela 4 – Planilha Resumo de Rotor Tipo <i>Savonius</i>	58

Nomenclatura

A - Área	[m ²]
cp - Calor específico à pressão constante	[J/Kg.K]
D - Deslocamento do compressor	[m ³]
g - Aceleração da Gravidade	[9.81m/s ²]
f – Frequencia	[Hz]
h - Coeficiente de troca de calor	[W/m ² .K]
h - Entalpia específica	[J/Kg]
H – altura	[m]
R – Raio	[m]
J - Momento de Inércia	[N.m.s ² /rad]
L - Comprimento	[m]
m - Massa	[Kg]
\dot{m} - Vazão mássica	[Kg/s]
T - Torque mecânico	[N.m]
P – Pressão	[(Pa]
\dot{Q} - Taxa de troca de calor	[W]
\dot{Q}_C – Taxa de calor rejeitado no condensador	[W]
t - Tempo	[s]
T – Temperatura	[K]
T - Torque	[N.m]
V – Velocidade	[m/s]
V - Volume	[m ³]
C _p – Coeficiente de potência	
x - Título	
η - Fração de vazio	
η_{mec} - eficiência mecânica	[%]

η_{ve} - eficiência volumétrica efetiva do compressor	[%]
η_{vn} - eficiência volumétrica de espaço nocivo	[%]
Pot – Potência	[Kg m/s]
ρ - Densidade	[Kg/m ³]
v - Volume específico	[m ³ /Kg]
v_{asp} – volume específico do vapor admitido no compressor	[m ³ /kg]
v_{des} – volume específico do vapor após a compressão isoentrópica	[m ³ /kg]
Ω - Velocidade angular	[rad/s]
DV – deslocamento volumétrico	[m ³ /h]
β - coeficiente de eficácia do ciclo ou COP	[%]
\dot{W}_C – Potência do compressor	[w]

Capítulo 1

Introdução

Desde sua origem o homem sempre necessitou de energia para sobreviver, quer seja o fogo ou a sua alimentação. Acompanhando a evolução do homem, houve uma crescente necessidade de utilizar fontes de energia para elevar as condições de vida da raça humana.

A crescente necessidade que o homem moderno tem de depender da energia faz com que tenhamos a obrigação de buscarmos alternativas para a sua produção, porém, de forma que não agrida o ambiente em que vivemos. Hoje temos difundido várias formas de aproveitamento dos recursos naturais para a produção de energia, entre elas a proveniente do petróleo, gás natural, hidroelétrica, carvão, solar e eólica. Dessas, as mais prejudiciais para o ambiente são:

- **Petróleo:** pela produção de monóxido de carbono, enxofre e chumbo;
- **Carvão:** pelo lançamento de resíduos sólidos no ar;
- **Nuclear:** devido aos resíduos radioativos de difícil descarte.

A velocidade de reposição destas energias é praticamente nula na escala da vida humana, por isso o futuro da humanidade depende da importância que o homem der às fontes de energia renováveis hoje.

As energias solar e eólica são as únicas que não prejudicam o meio ambiente e não ameaçam a segurança e a saúde da sociedade. São consideradas complementares e já são utilizadas atualmente, pois possuem limitações em decorrência das condições climáticas, entretanto constituem formas baratas de obtenção de energia. Os estudos de sistemas de

aproveitamento de energia eólicos foram restritos durante algum tempo, principalmente devido ao surgimento de fontes energéticas como o petróleo que proporcionou maior comodidade à sociedade moderna, principalmente após a consolidação da industrialização no mundo.

Hoje, o homem volta-se novamente para este tipo de energia, ou seja, as alternativas, haja vista que se descobriu que os recursos naturais têm limite e as jazidas, ainda que tenham algum tempo de utilização, mostrou-se finita e chegará o tempo de sua exaustão.

A busca dessas alternativas viáveis economicamente tem de ser desenvolvidas já, para que não só possamos antecipar uma catástrofe futura, sem os recursos atuais, mas para trazer a essa sociedade, que se moderniza dinamicamente, uma tranquilidade no que diz respeito à fonte de obtenção de energia.

A energia eólica é uma fonte limpa e atende perfeitamente às exigências da sociedade que almeja aliar progresso com qualidade de vida. A intensificação de estudos sobre o aproveitamento da energia eólica ajudará em muito a concretização desse anseio da humanidade, pois se cada região conseguir desenvolver sua própria autonomia energética, em âmbito planetário estará trazendo uma solução para a crise. Basicamente nestas perspectivas é que a referida pesquisa será desenvolvida, servindo como campo experimental a Ilha de São Luís no Maranhão.

1.1 Aspectos climáticos da Ilha de São Luís

Localizada no golfo maranhense, principal coletor de águas do Maranhão. A Ilha de São Luís está a dois graus ao sul do equador, na região Nordeste do Brasil. O clima é tropical e semi-úmido, com duas estações bastante distintas: aqui o verão é de julho até dezembro e a estação das chuvas é de janeiro a junho. A temperatura varia de 24°C a 32°C um índice pluviométrico em torno de 1600 -1800 mm anuais.

“As condições climáticas e geográficas são importantes, pois o fluxo de vento na atmosfera é influenciado também por estes parâmetros, sendo melhores lugares para o seu aproveitamento no mar e litoral e em segundo lugar as regiões de clima quente” (PALZ, p.95, 1981), como

percebemos essas características são típicas da ilha de São Luís e litoral maranhense ou climas frios e temperados. A Ilha de São Luís vive mergulhada num mar de energia. Ao redor dela a natureza trabalha constantemente, jorrando energia em tão inesgotáveis quantidades que dela o homem aproveita uma insignificante fração.

Capítulo 2

Objetivos

2.1 Geral

Conhecer as características dos ventos que incidem na Ilha de São Luís mais especificamente no Campus Universitário da UEMA, visando analisar o potencial eólico de São Luís que nos permita utilizar cata-ventos capazes de atender a um pequeno sistema de refrigeração.

2.2 Específicos

- Obter dados relativos à velocidade, direção e intensidade do vento;
- Dimensionar um pequeno sistema eólico;
- Analisar o funcionamento de um sistema de refrigeração utilizando essa energia.

2.3 Metodologia

Para alcançar os objetivos acima citados, utilizamos os seguintes passos: inicialmente fomos ao INPE, localizado no próprio Campus e ficamos sabendo que nessa estação existe um Anemômetro que faz a leitura diária do vento, a uma altura de 10 m, sendo que esses dados estão disponíveis no site do INPE, logo ficam fácil adquiri-los e daí pudemos fazer uma análise, das velocidades do vento em São Luís, em seguida através de equações descritas no trabalho, elaboramos uma planilha para podermos dimensionar um sistema eólico de pequeno porte que se adeque às condições de vento da nossa região.

Capítulo 3

Revisão Bibliográfica

Por muitos séculos, desde cerca de 400 anos antes de Cristo, o homem tem usado a energia eólica como fonte de energia, inicialmente para moagem de grãos e secagem de produtos agrícolas, e depois para o aquecimento de água, para desanilização da água, para geração de energia elétrica e em outras aplicações. Hoje, com o agravamento da crise mundial, as fontes alternativas, principalmente as solares, tem merecido grande atenção por parte dos pesquisadores bem como de empresários e órgãos governamentais de todo o mundo (PAPADOPOLI, 1981).

A energia eólica representa uma alternativa importante na solução da crise energética que o mundo está atravessando. Além de ser considerada uma energia limpa, seu potencial está estimado acima de 10^6 MW em escala global, ou seja, superior a 10 vezes o potencial hidráulico (WATSON, 1979).

A energia eólica apresenta as seguintes características, que justificam o seu aproveitamento (AMARATE, 1984):

- **Renovável**, pois é subproduto da energia solar;
- **Não poluidora**, a não ser pelos aspectos relacionados com a poluição sonora e visual causadas pelos equipamentos de captação que alteram a paisagem local e emitem ruídos desagradáveis;
- **Disseminada**, estando presente em todo planeta;
- **Alto potencial disponível**, estimado acima de 10 vezes o potencial hidráulico.

Opondo-se a estas características positivas, existem também outras características que dificultam a sua utilização, tais como (AMARANTE, 1984):

- **Variabilidades dos ventos durante o dia**, devido à variação diária da radiação solar;
- **Impossibilidade de armazenamento**, ao contrário da energia de origem hidráulica, onde pode ser armazenada em barragens, a energia do vento não admite armazenamento direto. Assim, é necessário um sistema de armazenamento extra da energia convertida tais como banco de bateria no caso de produção de energia elétrica, reservatórios para água bombeada e outros;
- **Baixa densidade energética**, como a densidade do ar é quase mil vezes menor do que a da água, um sistema eólico devera ser quase mil vezes maior que um sistema hídrico para gerar mesma quantidade de energia. Esta característica torna os sistemas eólicos de porte e custo elevado e com potência reduzida em relação a similares hídricos;
- **Distribuição geográfica desigual do regime de vento**, aliada a variação cúbica da energia com a velocidade tornam crítica a escolha dos locais de aproveitamento, limitando as regiões que oferecem condições de viabilidade econômica em relação ao uso de outra fonte de energia.

No Brasil, embora o aproveitamento dos recursos eólico tenha sido feito tradicionalmente com a utilização de cata-ventos múltiplos para bombeamento d'água, algumas medidas realizadas recentemente em diversos pontos do território nacional, indicam a existência de um imenso potencial eólico pouco explorado.

Grande atenção tem sido dirigida para o estado do Ceará e Pernambuco por estes terem sido um dos primeiros locais a realizar um programa de levantamento do potencial eólico através de medidas de vento com modernos anemógrafos computadorizados.

Com base “Atlas do potencial eólico”, documento em que há um levantamento global do potencial eólico brasileiro, foi efetuado um levantamento dos locais promissores para aplicação da geração eólica no Brasil, tendo como critério básico identificar como atrativos os locais com

potência média bruta na faixa de 80W/m^2 ou superior, com velocidade média de vento em torno de $3,5\text{ m/s}$ (*cut-in* de aerogeradores modernos) ou superior, e probabilidade de calmaria de 25%. Foi selecionado um total de 23 áreas. As mais promissoras estão na região do litoral que vai desde Natal até São Luís do Maranhão, a Ilha de Fernando de Noronha, o Centro Sul da Bahia e o Centro de Minas gerais. Dentro deste contexto, devemos analisar a viabilidade, o potencial e a eficiência de instalações dessa energia para o desenvolvimento do nosso Estado.

Uma vez que tanto as necessidades de conforto humano como a conservação de produtos sensível às variações de temperatura tem importância óbvia no mundo moderno, a demanda de energia para os sistemas de refrigeração tem crescido apreciavelmente nos últimos anos, atingindo parcelas representativas no cenário energético mundial. Assim, devido às necessidades mundiais de conservação de energia, o desenvolvimento de sistemas de refrigeração cada vez mais eficientes no uso da energia e que assegurem um melhor desempenho para as suas funções tem sido incentivado, visando a redução de perdas de energia em conjunto com o aumento do conforto humano.

Foi feito um estudo comparativo de três sistemas que utilizam a energia eólica como fonte, são esses: mecânico para calor, ciclo fechado de Brayton com ar como fluido de trabalho e bomba de calor de Freon 12. a velocidade mínima de vento calculada para a segunda e a terceira opção é 80milhas/hora, enquanto o primeiro sistema pode operar e utilizar qualquer velocidade do vento. O sistema de bomba de calor com Freon 12 é o melhor e o mais eficiente. Uma bomba de calor adequada para essa operação é o tipo usado em automóveis porque é projetado para operar com rendimentos aceitáveis numa faixa larga de velocidades. Uma outra aplicação em aquecimento de residência usando resistências elétricas e ventiladores. (ISMAIL, 2000)

Os sistemas de refrigeração mais comuns fazem uso do ciclo de compressão de vapor. Nestes sistemas, o fluido refrigerante é comprimido, condensado, tendo posteriormente a sua pressão diminuída de modo a evaporar-se a baixa pressão (STOECKER & JONES, 1985). A Figura 1 mostra um diagrama esquemático de um sistema de refrigeração por compressão de vapor típico de um sistema frigorífico.

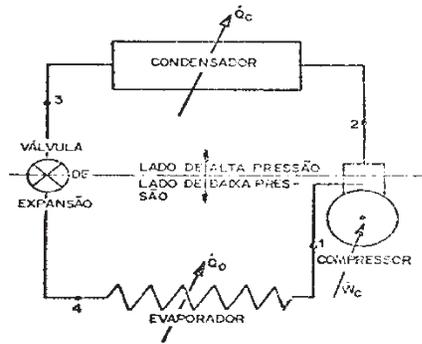


Figura 1 - Diagrama esquemático de um Sistema frigorífico típico, Martinelli Jr.-DeTEC

O sistema de refrigeração de velocidade variável apresenta uma significativa melhoria na eficiência, observando-se uma redução no consumo de energia, sendo considerado um dos métodos mais efetivos em termos da potência de consumo específica (potência por vazão mássica) (PARREIRA & PARISE; 1988). Este aumento na eficiência do sistema pode ser atribuído às seguintes razões:

- Sobre dimensionamento do evaporador e do condensador para operações com baixas taxas de vazões de refrigerante, resultando em altos coeficientes de eficácia, uma vez que os trocadores de calor projetados para capacidade plena, são mais eficientes com capacidade reduzida (DOMIJAN et al, 1992; HOLLOUDA & KELLEY, 1993, MILLER, 1988);
- Melhor desempenho do ciclo refrigerante devido à diminuição da razão de compressão e da troca de calor com carga reduzida durante a operação à baixa velocidade (BAHEL & ZUBAIR, 1989);
- As perdas cíclicas dos sistemas, compostas da energia utilizada para o restabelecimento das condições normais de operação no sistema (desenvolvimento de uma pressão diferencial do sistema e redistribuição do refrigerante onde ele é necessário para uma posterior equalização ou bombeamento) e a energia consumida na aceleração do motor (partida) e não reaproveitada, são eliminadas, uma vez que as unidades de velocidade variável praticamente operam continuamente (DOMIJAN et al, 1992; GARSTANG, 1990; BAHTEL & ZUBAIR, 1989, HOLLOUDA & KELLEY, 1993, MILLER, 1988)

O aumento do tempo de funcionamento para sistemas de refrigeração, além de melhorar a reabilitação do sistema (DOMIJAN et al, 1992), proporciona operações com poucas paradas e partidas, reduzindo a fadiga dos componentes e, conseqüentemente, os custos com manutenção (BAHEL & ZUBAIR, 1989). Considerando que os sistemas de refrigeração operam geralmente com carga substancialmente menor que a capacidade projetada, outra vantagem dos sistemas de refrigeração de velocidade variável diz respeito a reduções das dimensões dos trocadores de calor, uma vez que a operação ocorre sob condições mais próximas das desejadas (GARSTANG, 1990; BAHÉL & ZUBAIR, 1989)

Existem algumas dificuldades relacionadas à operação de um sistema de velocidade variável:

- Também há a possibilidade do fluxo de refrigerante ser inadequado para o retorno de óleo para o compressor, o que aumenta os problemas de lubrificação. Isto requer maiores estudos nas técnicas de lubrificação do compressor recíproco (BAHEL & ZUBAIR, 1989; GARSTANG, 1990; MILLER, 1988; RICE, 1988);
- Para compressores recíprocos, a uma velocidade específica, a razão de abertura e fechamento das válvulas podem ajustar uma frequência harmônica na válvula de palheta. Isto pode bloquear a válvula, possibilitando falhas no funcionamento (BAHEL & ZUBAIR, 1989)
- Alguns destes problemas podem ser superados pelo estabelecimento de limites de operação para o compressor operando a velocidade variável, e breves períodos de repouso durante o modo de operação a baixas frequências podem ser um elemento essencial para a filosofia de controle do sistema de refrigeração a velocidade variável, (GARSTANG, 1990; BAHÉL & ZUBAIR, 1989)

Devido ao fato de um sistema de velocidade variável ser capaz de manter uma temperatura ótima na carga, ele encontra grande aplicação na conservação de produtos, cuja vida útil depende da estabilidade térmica, tais como medicamentos, vacinas, alimentos, e outros.

Desde que os sistemas de refrigeração de velocidade variável oferecem uma significativa economia de energia e redução dos picos de carga, eles possuem aplicação promissora em áreas

em que existem limitações energéticas, tais como em sistemas isolados de energia renovável (solar, eólica, e outras).

3.1 Conceitos básicos sobre energia eólica

3.1.1 Origem e circulação dos ventos

Os ventos globais são causados pelas diferenças de pressão ao longo da superfície terrestre. A quantidade de radiação solar absorvida pela terra é maior no equador do que nos pólos. Esta diferença de aquecimento causa movimentos convectivos na camada mais baixa da atmosfera (a troposfera). Analisando do modo mais simples, chegaríamos à conclusão de que o vento sai do equador e vai em direção aos pólos mas, no entanto, o movimento de rotação da terra complica esta simples transferência de calor. Uma série de fatores topográficos também afeta o movimento do vento.

A velocidade do vento varia com a localização geográfica e a altitude, constatando-se alterações instantâneas, diárias, sazonais e anuais. Dentro de certos limites de comportamento atmosférico, considera-se para altitudes menores que 100m, a variação da velocidade do vento com a altura pode ser expressa pela seguinte fórmula empírica:

$$V(h) = V_1 \left[\frac{h}{h_1} \right]^\alpha \quad (3.1)$$

onde V_1 é a velocidade do vento na altura h_1 (em geral 10m) e α é um coeficiente que depende da natureza do terreno, como ilustrado abaixo, Bispo (2000):

TABELA 1 – Coeficiente para tipos de terreno

Tipo de Terreno	α
Areia	0,10
Gramma Baixa	0,13
Gramma Alta	0,19
Subúrbio	0,32

Energia eólica é uma forma de energia solar. Os ventos aliviam a temperatura atmosférica e as diferenças de pressão causadas pelo aquecimento irregular da superfície da Terra. Enquanto o sol aquece o ar, água e terra de um lado da Terra, o outro lado é resfriado por radiação térmica para o espaço. Diariamente a rotação da Terra espalha esse ciclo de aquecimento e resfriamento sobre sua superfície. Mas, nem toda superfície da Terra responde ao aquecimento da mesma forma. Por exemplo, um oceano se aquecerá mais lentamente que as terras adjacentes porque a água tem uma capacidade maior de "estocar" calor.

As correntes ascendentes do equador são mais intensas do que as das outras zonas da terra, por isso produzem ventos de 30 a 50 km horários e a rotação da terra, interfere com a direção dos ventos, entre os pólos e o equador, provocando uma resultante inclinada em relação a perpendicular pelo equador. (REIS, 2003)

Como Podemos Captar a Energia dos Ventos? Podemos captar a energia eólica de diversas maneiras:

- Velas: Usadas apenas desportivamente;
- Cata-ventos - Tipo:, Multipás, Savonius, Darrieus, Hélice;
- Turbinas: Grandes turbinas acopladas a geradores.

3.1.2 Os usos da energia eólica

Hoje, a energia eólica pode ser direcionada para prover algumas ou muitas tarefas úteis tais como: bombeamento de água, geração de eletricidade, aquecimento, refrigeração e outras.

Vamos examinar algumas dessas tarefas:

- Bombear água é um uso primário de energia eólica. Daniel Halliday e outros estudiosos começaram fabricar cata-ventos multi-lâminas com este propósito na metade do século XIX. O trabalho de Halliday coincidiu com os avanços nas indústrias de bombas de água de ferro. Brevemente a combinação de máquina de vento e bombas de água fez possível, bombear poços profundos e prover água para locomotivas a vapor, por exemplo.

- O vento também tem sido direcionado para prover energia mecânica para moagem de grãos, operações de serrarias, e outros.

3.1.3 Relação entre velocidade do vento e altura.

A velocidade do vento em um determinado local aumenta drasticamente com a altura, conforme equação 3.1. A extensão pela qual a velocidade do vento aumenta com a altura é governada por um fenômeno chamado "wind shear". Fricção entre ar mais lentos e mais rápidos conduz ao aquecimento, velocidade do vento mais baixa e muita menos energia de vento disponível perto do solo.

Apresentamos abaixo a figura 2, que ilustra as diferentes áreas: urbanas, subúrbios e o nível do mar e a relação entre suas alturas e velocidades de ventos.

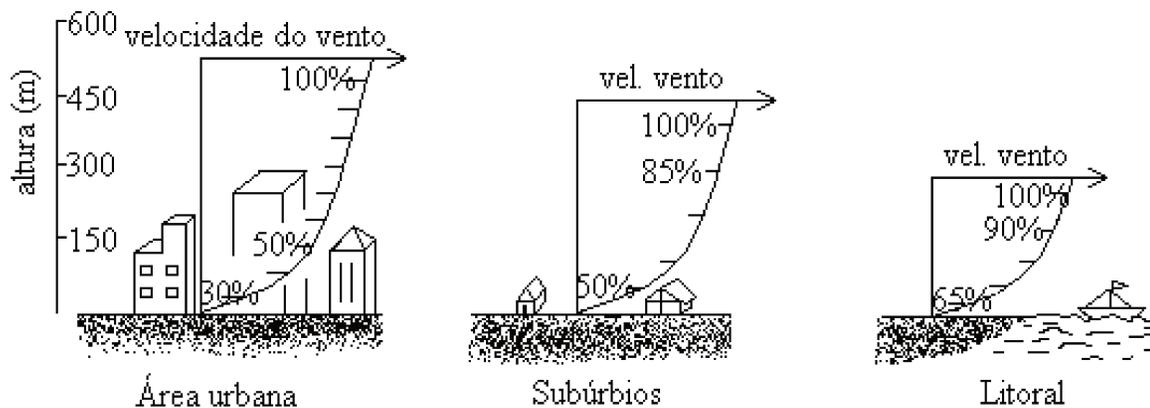


FIGURA 2 – Diferentes áreas: urbanas, subúrbios e litoral e as relações entre altura x velocidade do vento.

Com este esquema, podemos perceber que regiões que possuem construções elevadas como prédios, só atingem velocidades razoáveis de vento após uma elevada altura. Já nas áreas em que só existem casas e pequenas construções, esta taxa diminui e assim, em alturas um pouco menores já temos ventos satisfatórios; no último caso mostrado, ao nível do mar, que é o nosso

caso, se vê que os ventos já são muito mais rápidos em altitudes menos elevadas que nos exemplos anteriores.

Assim, a conversão de energia eólica em regiões com muitos obstáculos ficam prejudicadas. Porém, mesmo nestas regiões é possível o aproveitamento, mesmo que já em escalas menores. O que é preciso saber é se nestas regiões onde há um aproveitamento mais restrito é ainda viável economicamente se construir tais equipamentos para se converter à energia eólica para energia mecânica ou eletricidade, por exemplo.

3.1.4 A potência que possui o vento

Seja um tubo de corrente de seção reta A , pertencente a um campo de fluxo de vento uniforme (aceleração convectiva=0) e permanente ($\partial V/\partial t = 0$) de velocidade V , conforme figura 3. A seção A está fixa e o fluido passa através dela. Consideremos uma seção móvel A' que se desloca com o fluido a uma velocidade de módulo V , de forma perpendicular e seja o tempo que a seção A' será, então:

$$L = V \cdot \Delta t \quad (3.2)$$

Deste modo a massa fluida contida neste volume de controle será:

$$M = \rho \cdot A \cdot V \cdot \Delta t \quad (3.3)$$

E sua energia cinética:

$$E_{cin} = \frac{1}{2} \cdot M \cdot V^2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot V^3 \cdot \Delta t \quad (3.4)$$

Dividindo esta energia pelo tempo gasto para atravessar o tubo, circular de raio igual ao raio das pás, resulta:

$$P_{viento} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot V^3 \quad (3.5)$$

Entretanto, de toda essa energia, apenas uma parte pode ser captada pela hélice de uma turbina eólica. Definimos, assim, o coeficiente de potência como a relação entre a potência captada pela hélice e a potência total disponível no vento, quer dizer:

$$P_{capt} = C_p \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot V^3 \quad (3.6)$$

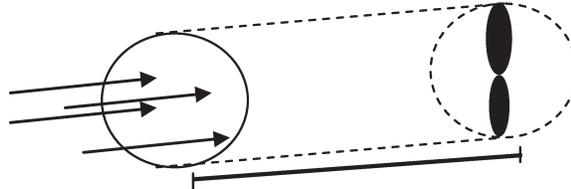


FIGURA 3 - Tubo de corrente de seção reta, Reis (2003)

Enquanto a natureza e valores de C_p existem diferentes teorias, algumas mais simples e outras mais complexas e elaboradas, uma das mais reconhecidas está descrita neste trabalho. O coeficiente de potência, também chamado de rendimento aerodinâmico de uma turbina eólica, é definido como: (BISPO, 2003)

$$C_p = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho \cdot A \cdot V^3} \quad (3.7)$$

Deste modo temos definido a potência que pode absorver uma hélice de uma turbina eólica, contemplando somente os aspectos aerodinâmicos. Entretanto o conceito global de uma máquina desta espécie intervém, fenômenos mecânicos. Tudo isto conduz a incorporação de rendimentos, η_{mec} na expressão da potência total de saída de uma turbina eólica, Assim,

$$P_{total} = \eta_{mec} \cdot C_p \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot V^3 \quad (3.8)$$

3.1.5 Teoria da Quantidade de Movimento: Limite de Betz (MANATTINI, 2002)

Esta teoria se estabelece pelas chamadas hipóteses de Rankine-Froude, que diz:

- a. Supõe o ar como um fluido ideal sem viscosidade, em todo o campo fluido, exceto nas proximidades muito próximas ao plano da hélice;

- b. O movimento em todo o campo fluido é subsônico e a muito abaixo do número de Mach, com o qual se pode considerar este como incompressível. O problema fluido térmico está desacoplado do problema fluido mecânico;
- c. O movimento do fluido é estacionário ou permanente, quer dizer que não depende do tempo;
- d. Não leva em conta a rotação da hélice;
- e. Contempla ausência de atrito;
- f. As magnitudes empregadas para representar as variáveis de uma seção reta determinada do tubo são magnitudes equivalentes de seu perfil de distribuição da seção.

Conforme estas considerações, o modelo Físico utilizado nesta teoria esta mostrada na figura 4.

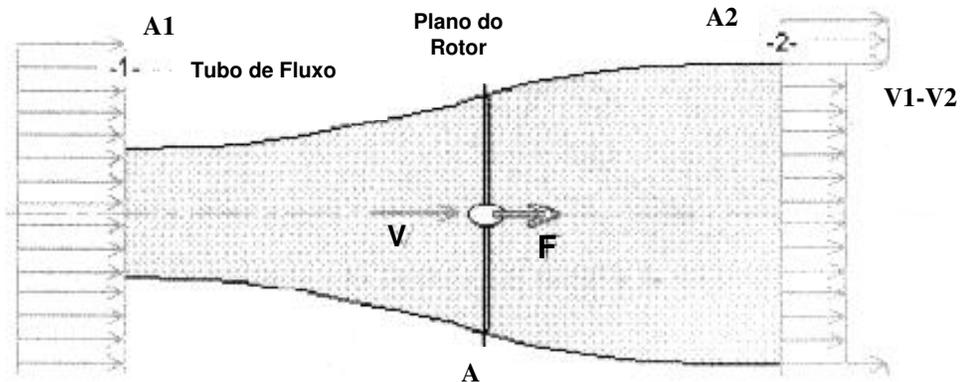


FIGURA 4 Modelo Físico da Teoria da Quantidade de Movimento: Limite de Betz, Manattini (2002)

V_1 : velocidade do vento na entrada,

V_2 : velocidade do vento na saída,

V : velocidade incidente no plano da hélice,

F : força provocada pela corrente e ar sobre o plano do rotor,

$P_1 = P_2 = P_{atm}$

P^+ , P^- : pressão no plano da hélice a barlovento e sotavento respectivamente.

Se aplicarmos o teorema de Conservação da Quantidade de movimento a este modelo e considerando ρ a densidade do ar:

$$SF = r.Q.DV \quad F = r.A.V.(V_1 - V_2) \quad (3.9)$$

Não existindo atrito, F_s é devida somente as forças de pressão.

Também podemos calcular esta força como: $F = A.(p^+ - p^-)$ (3.10)

Aplicando a equação de conservação de energia, sobre as considerações formuladas, ao tubo de fluxo, entre as seção 1 e o plano da hélice e entre este e a seção 2, resulta:

$$p_1 + \frac{\rho}{2}.V_1^2 = p^+ + \frac{\rho}{2}.V^2 \quad (3.11)$$

$$p_2 + \frac{\rho}{2}.V_2^2 = p^- + \frac{\rho}{2}.V^2 \quad , \text{ como } p_1 = p_2 \Rightarrow p^+ - p^- = \frac{1}{2}.\rho.(V_1^2 - V_2^2)$$

logo, aplicando esta igualdade a equação:

$$F = A.(p^+ - p^-) = \frac{1}{2}.\rho.A.(V_1^2 - V_2^2) = \rho.A.V.(V_1 - V_2) \quad (3.12)$$

Desta maneira chegamos a: $V = \frac{V_1 + V_2}{2}$ (3.13)

Esta velocidade axial, V , que atravessa o Disco da hélice, é menor que a velocidade do vento e se pode representar introduzindo um fator de interferência, 'a', chamado coeficiente de velocidade induzida axial. Deste modo temos: $V = V_1.(1-a)$ e $V_2 = V_1.(1-2.a)$

Logo, a potência captada pela hélice é o produto da força exercida pelo fluido, F , pela velocidade incidente na mesma, V :

$$\begin{aligned} P_{captada} &= F.V = \rho.A.V.(V_1 - V_2) = \\ &= 2.\rho.A.V_1^3.a.(1-a)^2 = \left(\rho.A.\frac{V_1 + V_2}{2} \right) \left(\frac{V_1^2}{2} - \frac{V_2^2}{2} \right) = P_{captada} \end{aligned}$$

O último membro desta expressão tem um significado especial, já que diz que a potência extraída do vento é, por uma parte, proporcional a vazão mássica que atravessa a hélice e por outra, proporcional a diferença de energia cinética da corrente entre as seções do mesmo.

$$P_{captada} = \left(\rho \cdot A \cdot \frac{V_1 + V_2}{2} \right) \left(\frac{V_1^2}{2} - \frac{V_2^2}{2} \right) \quad (3.14)$$

Agora, para um valor constante da velocidade, V_1 . Qual será o valor de V_2 para que haja um máximo da potência absorvida pela hélice?

Como, A , V_1 são constantes $\Rightarrow P_{capt} = P_{capt}(a)$. Logo, maximizando a equação temos:

$$\frac{dP_{captada}}{da} = 0 \Rightarrow 3 \cdot a^2 - 2 \cdot a + 1 = 0 \Leftrightarrow a_{P_{captMAX}} = \frac{1}{3}$$

este valor na expressão $P_{capt}(a)$:

$$P_{captMAX} = \frac{8}{27} \cdot \rho \cdot A \cdot V_1^3 \quad (3.15)$$

Esta é a máxima potência que se pode obter de um fluxo de ar com uma aeroturbina ideal.

Recordando, agora, a definição de C_p :

$$C_p = \frac{P_{captada}}{P_{disponível}}, \quad (3.16)$$

teremos:

$$C_p = \frac{P_{captada}}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot V_1^3} \Rightarrow C_p(a) = 4 \cdot a \cdot (1 - a)^2 \xrightarrow{a=\frac{1}{3}} C_{pMAX} = \frac{16}{27} = 0,5926$$

Esta última expressão é denominada Limite de Betz (1927) e expressa o seguinte: "A máxima potência que se pode obter, em teoria, de uma corrente de ar com uma aeroturbina ideal nunca pode superar aos 59,26% da potência do vento incidente."

3.2 Motivação

Os sistemas eólicos vêm ganhando espaço dentro do cenário mundial para geração de eletricidade, principalmente porque; é limpa, se renova de forma contínua, é inesgotável, não contamina, cada vez está mais barato sua produção conforme avança a tecnologia e permite o desenvolvimento sem danificar a natureza, respeitando o meio ambiente quando comparados a outras fontes e possuem eficiência energética em torno de 20 a 30% para sistemas atualmente implantados.

Sendo assim nossa pesquisa, motivada pelo grande potencial eólico que o nosso Estado apresenta e as crescentes preocupações com as questões ambientais e a necessidade em elevar a qualidade de vida de nossa população, se faz necessários termos conhecimentos sobre o nosso potencial eólico, para podermos usufruir desse bem que nos foi concedido generosamente pela natureza em prol do desenvolvimento do nosso Estado.

Capítulo 4

Componentes de um Sistema Eólico

Os principais componentes de um sistema eólico autônomo são: rotor, transmissão e controle.

4.1 O rotor

O rotor é o componente destinado a captar a energia cinética dos ventos para convertê-la em energia mecânica no eixo. Pode-se ter um rotor de eixo horizontal (rotor hélice, rotor multipá, rotor holandês etc.) ou rotor de eixo vertical (rotor Savonius, rotor Darrieus e outros).

4.1.1 Rotor de eixo horizontal

Rotores de eixo horizontal são movidos por forças aerodinâmicas chamadas de forças de "lift" e forças de "drag". Um corpo que obstrui o movimento do vento sofre a ação de forças perpendiculares ao fluxo de vento relativo (forças de "lift") e de forças paralelas ao fluxo de vento relativo (forças de "drag", de arraste). Ambas são proporcionais ao quadrado da velocidade relativa do vento. Adicionalmente, forças de "lift" dependem fortemente da geometria do corpo e do ângulo entre a velocidade relativa do vento e o eixo do corpo, dito "ângulo de ataque".

Rotores que giram predominantemente sob forças de "lift" permitem liberar muito mais potência do que aqueles que giram sob o efeito de forças de "drag", para uma mesma velocidade do vento.

Os sistemas com eixo horizontal, perpendicular ao fluxo do vento, por um lado são movidos predominantemente por forças de "lift" e devem ser montados sobre uma gávea giratória provida de movimento em torno de um eixo vertical ("yaw") para que o disco varrido pelas pás esteja sempre em posição perpendicular ao vento.

Quanto à sua posição relativa à torre, o disco varrido pelas pás pode estar a juzante do vento ("*down wind rotors*") ou a montante do vento ("*up wind rotors*").

Não existe nenhuma evidência nítida quanto a localização do rotor - quer a montante, quer a juzante - seja a mais vantajosa, pelo menos no que se concerne aos aspectos de custo total de máquinas eólicas. Na dimensão dos aerogeradores das "*wind farms*" americanas, a maioria dos aerogeradores lá usados são a montante do vento.

As Turbinas eólicas de eixo horizontal: podem ser de uma, duas, três, quatro pás ou multipás, a de uma pá requer um contrapeso para eliminar a vibração, as de duas pás são mais usadas por serem fortes, simples e mais baratas do que as de três pás, as de três pás, no entanto, distribui as tensões melhor quando a máquina gira durante as mudanças de direção do vento e as multipás não são muito usadas, pois são menos eficientes.

4.1.2 Rotor de eixo vertical

Em geral, rotores de eixo vertical têm a vantagem de não precisarem de mecanismos de acompanhamento para variações de direção do vento. Isto reduz a complexidade do projeto e os esforços devido a forças de "*Coriolis*". Também os rotores de eixo vertical podem ser movidos por forças de "*drag*" ou por forças de "*lift*". Os principais tipos de rotores de eixo vertical são:

- Savonius
- Darrieus
- Molinete

Os rotores tipo Darrieus desenvolvidos em 1927 pelo francês G.J.M Darrieus são os mais fortes concorrentes aos cata-ventos convencionais de hélices. São movidos por forças de "lift". Constitui-se de lâminas (duas ou três) curvas de perfil aerodinâmico atadas pelas duas pontas ao eixo vertical. Em rotação, suas lâminas são curvadas por força centrífugas até um diâmetro aproximadamente igual à distância entre as pontas, assumindo a forma de uma catenária. Podem atingir alta velocidade, mas o torque de partida é aproximadamente nulo. Várias configurações podem ser concebidas. Estes rotores podem ser combinados a outros rotores para aumentar o torque de partida. Sua eficiência é alta, quase comparável aos tipos convencionais de cata-ventos.

4.2 As pás

Construtivamente, as pás podem ter as mais variadas formas e empregar os mais variados materiais. Em particular, pás rígidas de madeira, alumínio, aço, zinco, fibra de vidro, fibra de carbono e/ou Kevlar são os mais promissores (ISMAIL, 2003).

4.2.1 Fibras de vidro

Materiais compostos reforçados com fibra de vidro oferecem boa resistência específica e resistência à fadiga, bem como os custos competitivos para as pás. É o material utilizado em quase todas as pás dos aerogeradores dos parques eólicos da Califórnia (EUA), e já foi utilizado em rotores de até 78m de diâmetro. As pás em materiais compostos possibilitam uma geometria aerodinâmica lisa, contínua e precisa. As fibras são colocadas estruturalmente nas principais direções de propagação das tensões quando em operação.

4.2.2 Aço

Os aços estruturais são disponíveis a custo relativamente baixo no mercado interno de alguns países, e há bastante experiência na sua utilização em estruturas aeronáuticas de todos os tamanhos. No entanto, uma desvantagem do aço é que as pás nesse material tendem a ser pesadas, o que acarreta aumentos de peso e custo de toda a estrutura suporte. Pás de aço necessitam de proteção contra a corrosão, para a qual existem diversas alternativas possíveis.

4.2.3 Madeira

Essa fibra natural, que também constitui um material composto, evoluiu ao longo de milhões de anos para suportar cargas de fadiga induzidas pelo vento, que tem muito em comum com aquelas a que são submetidos os rotores de aerogeradores. A madeira é amplamente utilizada no mundo para pás de rotores pequenos (até 10 m de diâmetro). O baixo peso da madeira é uma vantagem, mas deve-se cuidar para evitar variações do teor de umidade interna, o que pode causar degradação das propriedades mecânicas e variações dimensionais, que enfraquecem a estrutura das pás e podem causar rompimentos na estrutura.

4.2.4 Alumínio

A maior parte dos aerogeradores do tipo Darrieus usam pás feitas de ligas de alumínio, estudadas na forma de perfil aerodinâmico. Entretanto, ligas de alumínio não têm limite inferior de tensão de fadiga, à medida que os ciclos de carregamento são aumentados, e este comportamento sempre tem levantado dúvidas quanto à possibilidade de se atingir a longa vida de 20 anos ou mais para um rotor de alumínio.

4.2.5 Fibra de carbono e/ou Kevlar

São materiais compostos mais avançados, que podem ser utilizados em áreas críticas (longarina da pá, por exemplo), para melhorar a rigidez da estrutura. Tem sido utilizado experimentalmente, mas tais materiais têm preços altos demais para serem utilizados nos aerogeradores economicamente mais competitivos.

4.3 A transmissão / multiplicação

A transmissão é o mecanismo que transmite a energia mecânica do eixo do rotor ao eixo do compressor. A transmissão mais eficiente e amplamente utilizada é a transmissão por engrenagens, que tem como finalidade multiplicar a velocidade angular com intuito de aproveitar as características do compressor.

A velocidade angular de rotores varia habitualmente na faixa de 15 a 220 rpm devido a restrições de velocidade na ponta da pá (tangenciais), que operam na ordem de 50 a 110m/s, quase independentemente do tamanho do diâmetro. Torna-se necessária à instalação de sistemas de multiplicação entre o eixo do rotor e o eixo do compressor. Isto significa geralmente um multiplicador convencional, com dois ou três estágios de engrenagens, entretanto no nosso projeto admitiremos o uso de polias cônicas e correia.

Para alguns rotores de tamanhos pequenos, é possível a conexão direta, pois, por exemplo: rotores de 1m de diâmetro podem atingir rotações de até 2000 rpm. Também, para potências na ordem de poucos quilowatts, geradores especiais podem ser construídos, com baixa rotação, para conexão direta aos rotores.

Para potências acima de 1 a 2 kW, e rotores com mais de 3m de diâmetro, a regra geral é a utilização de alguma forma de multiplicador de velocidades entre o rotor e o compressor. Correias, correntes e transmissões hidráulicas têm sido utilizadas, mas a forma mais amplamente utilizada e provavelmente com maior sucesso é a transmissão por engrenagens, nas suas várias formas, desde engrenagens de dentes paralelos a dentes helicoidais, sistemas planetários ou não. A multiplicação por engrenagens é a de maior eficiência. Multiplicação por correias ou correntes tem a possibilidade de baixos custos, porém são viáveis apenas para pequenas potências que é nosso projeto.

4.4 O suporte estrutural

O suporte estrutural é formado principalmente pela torre.

As torres que elevam os rotores à altura desejada, estão sujeitas a inúmeros esforços. Primeiramente forças horizontais devem ser levadas em conta: resistência do rotor ("*drag*") e da própria torre à força do vento. Em seguida, forças torsionais, impostas pelo mecanismo de controle de rotação da gávea giratória e esforços verticais (peso do próprio equipamento), não devem ser desprezados.

A torre suporta toda massa das pás; as pás, em rotação, excitam cargas cíclicas no conjunto, com a frequência da rotação e seus múltiplos, e assim uma questão fundamental no projeto da torre é a sua frequência natural, que deve ser desacoplada das excitações para evitar o fenômeno de ressonância, o qual aumenta a amplitude das vibrações e tensões resultantes e reduz a vida em fadiga dos componentes, entre outros efeitos desagradáveis.

Logo após 1973, a primeira geração de aerogeradores ditos modernos foi projetada com torres rígidas, com frequências naturais bem acima das forças de rotação do rotor. Entretanto, esse enfoque conduziu a torres desnecessariamente pesadas e caras.

Torres para cata-ventos são sujeitas à carga de compressão pelo peso da própria torre, o cata-vento, e outra carga de impacto e arrasto do vento. A consideração mais importante na seleção da torre é a altura da torre e o custo.

A torre pode falhar mecanicamente por vários motivos: (ISMAIL, 2000)

1. Arrasto do rotor maior que a carga do projeto da torre;
2. Falha nas sapatas da torre;
3. Posicionamento impróprio dos cabos de fixação;
4. Falha mecânica nos cabos de fixação;
5. Falha nas sapatas dos cabos de fixação.

A redução dos efeitos de arrasto perto do chão resulta em maior desempenho, considerando que a velocidade do vento aumenta seguindo (altura) $1/7$. A altura mais econômica da torre é altura na qual o ganho na potência iguala o investimento no aumento da altura da torre. (ISMAIL, 2002).

Capítulo 5

Um sistema de refrigeração por compressão

Este capítulo trata dos ciclos termodinâmicos de refrigeração por compressão de vapor. Inicialmente definir-se-á o ciclo teórico simples de refrigeração e a seguir será feita uma análise do ciclo real comparativamente ao ciclo teórico. Dado o objetivo do trabalho, trataremos aqui somente de ciclos de refrigeração por compressão de vapor, tendo por base compressores alternativos.

Não nos deteremos em definições rigorosas da termodinâmica neste trabalho, entretanto, certas definições devem ser abordadas, pelo menos simplificada, para que possamos com base sólida estudar o ciclo de refrigeração real, que nos fornecerá métodos adequados para o projeto e manutenção do nosso sistema de refrigeração.

5.1 Ciclo Teórico Simples

Um ciclo térmico real qualquer deveria ter para comparação o ciclo de Carnot, por ser este o ciclo de maior rendimento térmico. Entretanto, dado às peculiaridades do ciclo de refrigeração por compressão de vapor definiu-se um outro ideal em que, o ciclo real mais se aproxima, e, portanto, torna-se mais fácil comparar o ciclo real com este ciclo ideal. Este ciclo ideal é aquele que terá melhor eficácia operando nas mesmas condições do ciclo real.

O ciclo teórico simples de refrigeração por compressão de vapor é mostrado na FIGURA 5 construído sobre um diagrama de Mollier no plano P-h. A FIGURA 5 é um esquema básico com

- a) Processos 1-2, que ocorre no compressor (que pode ser um compressor alternativo, centrífugo de parafuso etc.) é um processo adiabático reversível, e neste caso, a compressão ocorre, então, a entropia (S) constante, ou seja, $S_1=S_2$, como mostra A figura 5. O refrigerante entra no compressor à pressão do evaporador (P_0) e com título $X=1$. O refrigerante é então comprimido até atingir a pressão de condensação, e neste estado, ele está superaquecido com temperatura T_2 , que é maior que a temperatura de condensação (TC).
- b) Processo 2-3, que ocorre no condensador (que pode ser condensação a água ou ar, em convecção forçada ou natural), é um processo de rejeição de calor do refrigerante para o meio de resfriamento desde a temperatura T_2 de saída do compressor até a temperatura de condensação (TC) e a seguir rejeição de calor na temperatura TC até que todo vapor tenha-se tornado líquido saturado na pressão de condensação (P_c).
- c) Processo 3-4, que ocorre na válvula de expansão, é uma expansão irreversível a entalpia constante desde a pressão P_c e líquida saturado ($X=0$), até atingir a pressão do evaporador P_0 . Observe-se que o processo é irreversível, e, portanto, a entropia (S) do refrigerante ao deixar a válvula de expansão (S_4) é maior que a entropia do refrigerante ao entrar na válvula (S_3).
- d) Processo 4-1, que ocorre no evaporador é um processo de transferência de calor a pressão constante (P_0), conseqüentemente a temperatura constante (T_0), desde vapor úmido no estado 4 até atingir o estado de vapor saturado seco ($X=1$). Observe-se que o calor transferido ao refrigerante no evaporador não modifica a temperatura do refrigerante, mas somente muda o seu estado.

5.2 Ciclo Real Simples

As diferenças principais entre o ciclo real e o ciclo ideal simples por compressão de vapor estão mostrados na FIGURA 7.

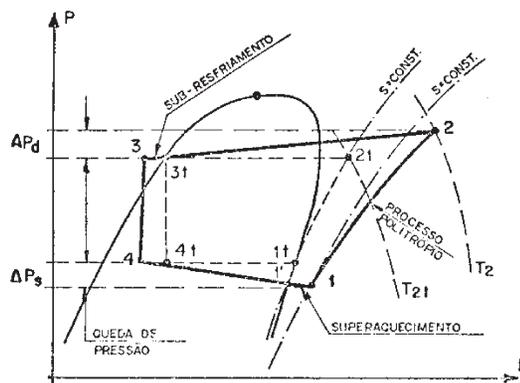


Figura 7 - Diferenças entre o Ciclo Real e o Teórico Simples, Martinelli (2001)

Uma das diferenças entre o ciclo real e o teórico é a queda de pressão nas linhas de descarga, líquido e de sucção assim como no condensador e no evaporador. Estas perdas de carga ΔP_d e ΔP_s estão mostradas na FIGURA 7. Outra diferença é o **sub-resfriamento** do refrigerante na saída do condensador (na maioria dos sistemas).

O **superaquecimento** na sucção com finalidade de evitar a entrada de líquido no compressor (obrigatório em compressores alternativos). Outra diferença importante é quanto ao processo de compressão no compressor, que no ciclo real é um processo de compressão politrópico ($S_1 \neq S_2$), no lugar do processo isoentrópico do ciclo ideal. Devido a esta diferença, a temperatura de descarga do compressor (T_2) pode ser muito elevada, tornando-se um problema com relação aos óleos lubrificantes usados em compressores frigoríficos, obrigando a um resfriamento forçado do cabeçote do compressor (normalmente com R-22 e R-717). Muitos outros problemas de ordem técnica dependendo do sistema e das características de operação podem introduzir diferenças significativas além das citadas até aqui.

5.3 Balanço de Energia para o Ciclo

O balanço de energia do ciclo de refrigeração é feito considerando-se o sistema operando em regime permanente, nas condições de projeto, ou seja, à temperatura de condensação (T_C) e temperatura de vaporização (T_0). O sistema real e ideal tem comportamento idêntico tendo o real apenas um coeficiente de eficácia inferior ao ciclo ideal.

5.4 Capacidade Frigorífica do Ciclo (\dot{Q}_0)

A capacidade frigorífica (Q_0) é a quantidade de calor por unidade de tempo retirada do meio que se quer resfriar (produto) através do evaporador do sistema frigorífico. Para o sistema operando em regime permanente desprezando-se a variação de energia e potencial, da primeira lei da termodinâmica, temos: (ver FIGURA 8)

$$Q_0 = m_f (h_1 - h_4) \quad (5.1)$$

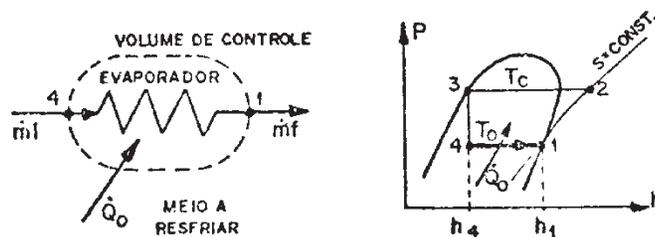


FIGURA 8 - Volume de Controle aplicado ao evaporador e a indicação do processo 4-1 no diagrama de Mollier P-h, Martinelli (2001)

Q_0 é a capacidade frigorífica (diferente de carga térmica) do ciclo operando com temperatura T_c e T_0 em kW para m_f em kg/s e entalpia específica h_1 e h_4 em kJ/kg. O fluxo de massa de refrigerante (m_f) deve ser mantido pelo compressor. Normalmente se conhece a capacidade frigorífica que deve ter o sistema de refrigeração, que deve ser igual à carga térmica, se estabelecermos o ciclo frigorífico que deve operar o sistema podemos determinar o fluxo de massa (m_f) e conseqüentemente o compressor (es) necessário (s) ao sistema.

A quantidade de calor retirado por um quilo de refrigerante através do evaporador é chamada de “EFEITO FRIGORÍFICO (E. F.)”, isto é:

$$\text{E.F.} = h_1 - h_4. \quad (5.2)$$

5.5 Potência Teórica do Compressor (\dot{w}_c)

Chama-se de potência teórica do compressor a quantidade de energia na unidade de tempo, que deve ser fornecida ao refrigerante, pelo compressor, para que ele passe do estado 1, na sucção do compressor, para o estado 2, descarga do compressor, sendo este processo isoentrópico. Aplicando-se a primeira Lei da Termodinâmica em regime permanente e desprezando-se a variação de energia cinética e potencial têm-se: (ver FIGURA 9))

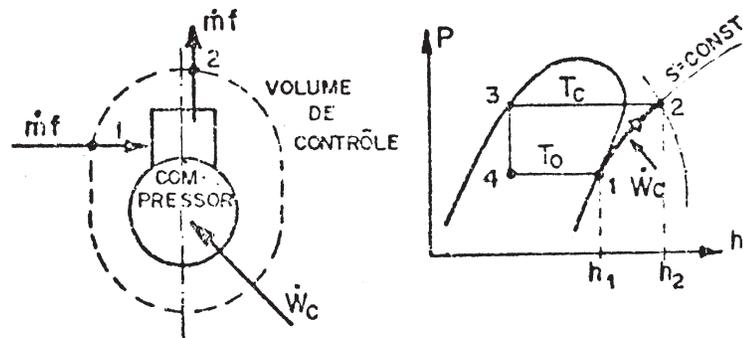


FIGURA 9 - Processo de Compressão isoentrópico no compressor, Martinelli (2001)

$$w_c = m_f (h_2 - h_1) \quad (5.3)$$

A equação acima fornece a potência, em (kW) teoricamente necessária para que o fluxo de refrigerante (m_f), em (kg/s), que entra no compressor passe do estado 1 ao estado 2.:

5.6 Fluxo de Calor Rejeitado no Condensador (\dot{Q}_c)

Da mesma maneira que fizemos para o evaporador, a quantidade de calor por unidade de tempo a ser rejeitada no condensador para o sistema operando em regime permanente nas temperaturas T_c e T_0 é calculado pela equação abaixo (ver figura 10),

$$Q_c = m_f (h_2 - h_3) \quad (5.4)$$

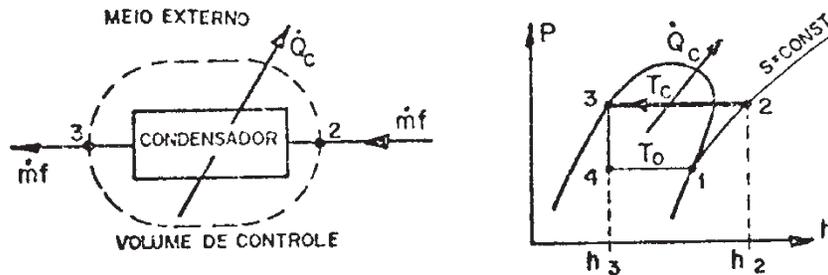


FIGURA 10 - Volume de Controle sobre o Condensador e sua representação no Diagrama de Mollier, Martinelli (2001)

Assim o condensador a ser especificado para o sistema de refrigeração deve ser capaz de rejeitar o fluxo de calor dado pela equação dada acima.

5.7 Válvula de Expansão

Na válvula de expansão, que pode ser de vários tipos, o processo é adiabático (ver FIGURA 11), e neste caso, aplicando-se a primeira Lei da Termodinâmica, desprezando-se a variação de energia cinética e potencial temos:

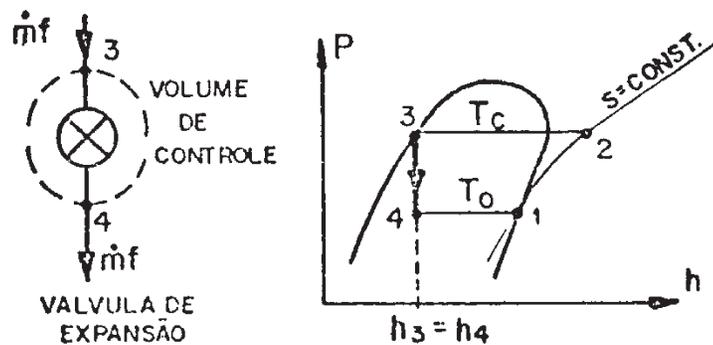


FIGURA 11 - Volume de Controle sobre a Válvula de Expansão e sua representação no Diagrama de Mollier, Martinelli (2001)

5.8 Coeficiente de Eficácia do Ciclo (β / COP)

O coeficiente de eficácia (β ou COP) é um parâmetro importante na análise das instalações frigoríficas. Embora o coeficiente de eficácia do ciclo real seja sempre menor que o do ciclo ideal

para as mesmas condições de operação podemos com o ciclo ideal verificar quais os parâmetros que o influenciam assim como o grau de influência de cada parâmetro. O coeficiente de eficácia β é definido como segue, Martinelle (2001):

$$\beta = \frac{\text{ENERGIA útil}}{\text{ENERGIA gasta}} = \frac{Q_0}{W_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (5.5)$$

Pode-se inferir da equação acima que para o ciclo ideal a eficácia é função somente das propriedades do refrigerante, conseqüentemente, do refrigerante das temperaturas de condensação e vaporização. Para o ciclo real, entretanto, o desempenho dependerá em muito das propriedades na sucção do compressor e deste, assim como dos demais equipamentos.

O coeficiente de eficácia (β) deve ser sempre maior que 01 (um). Quanto mais próximo de 01, pior.

5.9 Componentes do Sistema de Refrigeração

5.9.1 Compressores

O compressor é o coração do sistema de refrigeração por compressão de vapor. De acordo com a natureza do movimento principal, os compressores podem ser classificados em alternativos ou rotativos. Os compressores alternativos podem ser de êmbolo ou de membrana. Os compressores rotativos podem ser de engrenagens de fluxo tangencial ou axial, de palhetas, radiais e centrífugos ou radiais.

5.9.1.1 Compressores alternativos

Abordaremos agora, os compressores alternativos, que podem ser designados também como compressores de pistão ou de êmbolo.

Quanto ao tipo podem ser classificados como:

- **Herméticos:** Compressores de pequeno porte, largamente utilizados na refrigeração doméstica, e em menor escala, na refrigeração comercial. Neste tipo de compressor,

o motor elétrico e o compressor propriamente dito, estão localizados dentro de mesmo bloco, totalmente fechado. É também denominado de “unidade selada”, e em alguns casos identificados erroneamente como o “motor de geladeira”. Os eixos de acionamento do motor e do compressor estão diretamente conectados. Utiliza refrigerantes halogenados.

- **Semi-herméticos:** Compressores largamente utilizados na refrigeração comercial, no qual o motor elétrico também faz parte do bloco do compressor, porém já se identifica claramente, o que é o motor e o que é o compressor. Neste caso também, o acionamento do compressor é efetuado de forma direta. Utiliza refrigerante halogenados.
- **Abertos:** Compressores nos quais o motor de acionamento e o compressor são dois equipamentos individuais. O acionamento pode ser efetuado por motor elétrico, ou outro tipo de motor, através de acoplamento direto ou com a utilização de polias e correias. Estes compressores são utilizados tanto na refrigeração comercial, como na refrigeração industrial. Utiliza amônia, refrigerantes halogenados, hidrocarbonetos e gás liquefeito do petróleo.

5.9.1.2 Compressores de êmbolo

O elemento fundamental da indústria de refrigeração é o compressor alternativo. Nesse tipo de compressor, um pistão ou um êmbolo se desloca em movimento alternativo dentro de um cilindro. A entrada e a saída de fluido são comandadas por meio de válvulas localizadas na tampa do cilindro (cabeçote) ou, às vezes, no próprio êmbolo.

5.9.1.3 Eficiência de compressores

As características mais importantes de um compressor são sua capacidade frigorífica e sua potência de acionamento. Pode-se definir uma serie de eficiências do compressor, dentre as quais as mais importantes são a eficiência volumétrica efetiva e a eficiência volumétrica de espaço nocivo. A **eficiência volumétrica efetiva** é definida como sendo:

$$\eta_{ve} = \frac{\text{vazão que entra no compressor}}{\text{taxa de deslocamento do compressor}} \quad (5.6)$$

A taxa de deslocamento do compressor é o deslocamento volumétrico do pistão (cilindrada) multiplicado pela velocidade de rotação do virabrequim (rpm). A vazão real que entra no compressor, entretanto, é um valor medido experimentalmente.

A **eficiência volumétrica de espaço nocivo** depende da expansão do gás retido no espaço nocivo. Denomina-se espaço nocivo ao volume compreendido entre o cabeçote do cilindro e o topo do pistão quando este atinge o Ponto Morto Superior.

Para um compressor ideal operando com um gás perfeito, podemos ver no diagrama P-V da FIGURA 12 o significado da eficiência volumétrica de espaço nocivo. O volume máximo ocorre quando o pistão passa pelo Ponto Morto Inferior e corresponde a V_3 . O volume mínimo ocorre quando o pistão passa pelo Ponto Morto Superior e corresponde ao espaço nocivo V_c . A pressão de descarga é constante e igual à P_d .

Admitimos inicialmente que a pressão de aspiração seja P_1 . O gás retido no espaço nocivo se expandirá até V_1 antes que a pressão de aspiração no interior do cilindro seja suficientemente baixa para permitir a abertura das válvulas de admissão, permitindo assim a admissão de gás. Assim, o volume de gás admitido será $V_1 - V_3$ e a eficiência volumétrica de espaço nocivo será: (STOECKER & JONES, 1985))

$$\eta_{vm} = \frac{V_3 - V_1}{V_3 - V_c} \quad (5.7)$$

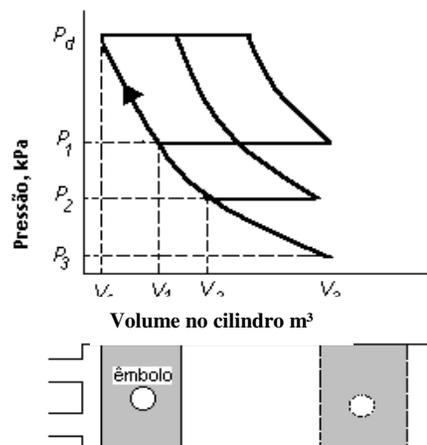


FIGURA 12 – Diagrama P-V de um compressor alternativo ideal, Stoecker & Jones (1985)

Quando a pressão de aspiração for P_2 , o volume admitido de gás será reduzido para $V_3 - V_2$. No caso limite, quando a pressão de aspiração for igual a P_3 , o gás do espaço nocivo será expandido até V_3 , não ocorrendo admissão e fazendo com que a eficiência volumétrica de espaço nocivo seja nula.

A fração de espaço nocivo m é constante para um dado compressor, sendo igual a:

$$m = \frac{V_c}{V_3 - V_c} \quad (5.8)$$

Introduzindo-se a fração de espaço nocivo na definição de eficiência volumétrica de espaço nocivo, equação 5.2, obtém:

$$\eta_{vn} = \left(1 - m \left(\frac{V_1}{V_c} - 1 \right) \right) \quad (5.9)$$

Se entre V_c e V_1 a expansão for isoentrópica, temos que:

$$\frac{V_1}{V_c} = \frac{v_{asp}}{v_{des}} \quad (5.10)$$

Onde: v_{asp} = volume específico do vapor admitido no compressor

v_{des} = volume específico do vapor após a compressão isoentrópica até P_d

Os valores de volume específico podem ser obtidos dos diagramas P-h dos refrigerantes.

Logo:

$$\eta_{vn} = \left(1 - m \left(\frac{v_{asp}}{v_{des}} - 1 \right) \right) \quad (5.11)$$

5.9.1.4 Desempenho de um compressor ideal

Em um compressor ideal, a expansão do gás retido no espaço nocivo é único fator que afeta o seu desempenho. Mantendo-se a pressão de descarga constante (e, portanto, a temperatura de condensação, a variação da temperatura de evaporação e, portanto, da pressão de aspiração) faz variar a eficiência volumétrica de espaço nocivo.

A vazão mássica de refrigerante influencia diretamente tanto a potência do compressor como a capacidade frigorífica do sistema de refrigeração, podendo ser calculada da seguinte forma:

$$m = \text{taxa de deslocamento} \times \frac{\eta_{vn}}{v_{asp}} \quad (5.12)$$

À medida que a pressão de aspiração diminui, o volume específico do gás que entra no compressor aumenta, o que juntamente com a diminuição da eficiência volumétrica de espaço nocivo faz com que a vazão diminua para temperaturas de evaporação menores.

A potência de compressão de um compressor ideal é dada por:

$$P = mw \quad (5.13)$$

onde w = trabalho específico de compressão.

A capacidade frigorífica é o produto da vazão mássica pelo efeito frigorífico. O efeito frigorífico sofre um leve acréscimo com o aumento da temperatura de evaporação, uma vez que mantida a entalpia do refrigerante na entrada da válvula de expansão, a entalpia do vapor saturado cresce com a temperatura de evaporação. Entretanto, a capacidade frigorífica varia de zero, no ponto de vazão nula, até um valor máximo, quando a vazão é máxima.

A vazão volumétrica por unidade de capacidade de refrigeração é um indicativo do tamanho físico do compressor ou de sua rotação para produzir 1kW de refrigeração. Para uma dada capacidade, à medida que a temperatura de evaporação diminui, o volume a ser bombeado pelo compressor deve aumentar em virtude do aumento do volume específico do refrigerante.

5.9.1.5 Desempenho de compressores alternativos reais

A estimativa da eficiência volumétrica com base na expansão do gás residual do espaço nocivo é um primeiro passo na estimativa da eficiência volumétrica efetiva. Outros fatores tais como a perda de carga através das válvulas de aspiração e de descarga, fugas pelos anéis dos êmbolos e pelas válvulas podem afetar a eficiência volumétrica. Além disso, o aquecimento do gás pelo cilindro também reduz a eficiência volumétrica. Todos os fatores mencionados contribuem para diminuir a eficiência volumétrica calculada conforme as hipóteses mencionadas.

5.9.1.6 Tipos de compressão

Quanto ao tipo de compressão, os compressores podem ser classificados em:

- Simplex estágio Quando a compressão é efetuada em uma etapa, o compressor é denominado de simples estágio. Estes compressores são dotados de uma sucção e uma descarga, conforme verificado na FIGURA 5.
- Duplo estágio Quando a razão de compressão é alta (temperatura de evaporação baixa), a eficiência do compressor diminui, ou seja, consome muita energia para uma potência frigorífica pequena. Para evitar que isso aconteça trabalha-se com o ciclo de duplo estágio. O ciclo duplo estágio caracteriza-se pela compressão em duas etapas.

Este compressor é denominado “*compound*”. Possui uma determinada quantidade de cilindros em baixa pressão e outros em alta pressão. Dessa forma, a descarga dos gases da primeira etapa de compressão, é novamente succionada e comprimida na segunda etapa da compressão.

Uma vez que as massas de refrigerante provenientes da compressão no estágio de baixa pressão estão na condição de vapor superaquecido tornado efetuar um resfriamento intermediário da massa de refrigerante, antes do mesmo ser novamente comprimido no estágio de alta.

Este resfriamento é efetuado por:

- Injeção de líquido;
- Resfriador intermediário do tipo aberto ou fechado.

Como funciona

Um compressor alternativo é uma máquina que desloca um determinado volume de refrigerante. O deslocamento volumétrico de um compressor é proporcional a sua rotação e independente das condições termodinâmicas ao refrigerante. Está associada somente a sua característica dimensional. Para um compressor alternativo de deslocamento volumétrico é determinado, conforme equação abaixo, Chagas (2001):

$$DV = \frac{\pi \times D^2}{4} C \times RPM \times 60 \quad (5.14)$$

DV = deslocamento volumétrico em m³/h;

D = diâmetro do cilindro em metros;

C = curso do cilindro em metros;

RPM = rotações por minutos.

Ou seja, a uma determinada rotação, o deslocamento volumétrico de um compressor é igual para qualquer refrigerante. Entretanto, o fluxo de massa no compressor depende do tipo de refrigerante, e das condições de operação do mesmo (temperaturas e pressões).

O compressor alternativo é composto por partes girantes, tais como: Pistões ou êmbolos, bielas e virabrequim. Para melhor entender o funcionamento deste conjunto, veja a FIGURA 13.

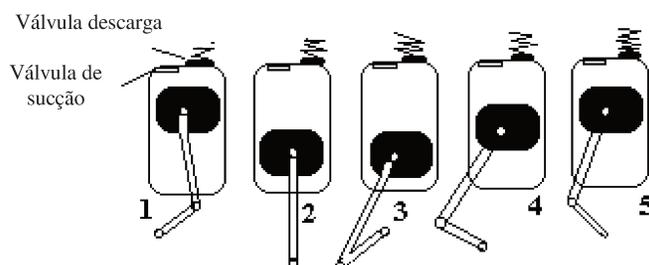


FIGURA 13 – Funcionamento do compressor alternativo

Na **posição 1**, início a fase de sucção da descida do pistão no interior do cilindro e da abertura da válvula de sucção.

Na **posição 2**, o pistão alcança a parte inferior do cilindro, definindo o volume interno que será deslocado.

Na **posição 3**, o virabrequim continua girando e impulsiona o cilindro para a parte superior, iniciando o processo de compressão, uma vez que a válvula de descarga está fechada. O mesmo ocorre na **posição 4**, na qual o processo de compressão está em andamento.

Na **posição 5**, ocorre o final a compressão, em virtude da abertura da válvula de descarga e da liberação do refrigerante.

5.9.2 Trocadores de Calor

5.9.2.1 Condensadores

Condensadores são os elementos do sistema de refrigeração que têm a função de transformar o gás quente, que é descarregado do compressor à alta pressão, em líquido. Para isso, rejeita o calor contido no fluido refrigerante para alguma fonte de resfriamento.

O processo de condensação: Ao ser admitido no condensador, o fluido refrigerante está no mesmo estado que na descarga do compressor, ou seja, gás quente a alta pressão. Como em um sistema de refrigeração o objetivo é evaporar o refrigerante (para resfriar retirar calor de um ambiente e/ou produto), o refrigerante no estado gasoso deve ser condensado antes de retornar ao evaporador. O processo de condensação do fluido refrigerante se dá ao longo de um trocador de calor, denominado condensador, em três fases distintas que são:

- A - Dessuperaquecimento;
- B - Condensação e
- C - Sub-Resfriamento.

O gás, quando é descarregado do compressor, está a alta temperatura. O processo inicial, então, consiste em abaixar esta temperatura, retirando calor sensível do refrigerante, ainda no estado gasoso, até ele atingir a temperatura de condensação.

Quando o gás atinge a temperatura de condensação, ele começa um processo de mudança de estado. Neste processo retira-se calor latente do refrigerante, e, a temperatura deste mantém-se constante durante todo o processo.

É no condensador que toda a energia absorvida pelo sistema de refrigeração, mais o equivalente em calor da energia mecânica necessária ao funcionamento do sistema devem ser eliminados. Para cada tonelada de refrigeração (200 BTU/min ou 50,4 kcal/min) de capacidade do sistema, é preciso remover no condensador até 300 BTU/min. A quantidade depende das pressões de sucção e descarga e do tipo de refrigerante. Na média, os sistemas são projetados

para eliminar 250 BTU/min para cada 200 BTU/min de capacidade de refrigeração. (ROCHA, 1995)

A utilização de um ou outro tipo de condensador dependerá, dentre muitas variáveis, das condições de projeto, da localização do condensador, da reutilização ou não do calor rejeitado.

Para a escolha de um condensador deve-se ter em mente alguns parâmetros, a saber:

- O condensador deve possuir uma superfície de transferência de calor suficiente para condensar o vapor enviado até o estado líquido;
- O condensador deve ser projetado para pressões e temperaturas razoáveis, pois o processo normalmente é assim realizado;
- O condensador deve ter tamanho suficiente para armazenar o vapor refrigerante comprimido pelo compressor. Antes de se condensar, o vapor ocupa um volume bem definido, este volume pode ser diminuído pelo aumento da pressão, mas um aumento da pressão significa um aumento da potência requerida para fazer funcionar o sistema. Quando um condensador tem superfície suficiente, normalmente ele também tem volume suficiente. Deve-se ter cuidado quando se escolhem condensadores com superfícies aletadas, pois isso indica área suficiente para eliminação de calor sem o volume necessário.
- O condensador deve ainda ter espaço suficiente para que o líquido refrigerante condensado se separe do vapor e seja drenado para o reservatório de líquido.

5.9.2.2 Evaporadores

Evaporador é a parte do sistema de refrigeração onde o fluido refrigerante sofre uma mudança de estado, saindo da fase líquida para a fase gasosa. É chamado, às vezes, de serpentina de resfriamento, resfriador da unidade, serpentina de congelamento, congelador, etc.

Embora o evaporador seja às vezes um dispositivo muito simples, ele é realmente a parte mais importante do sistema. Qualquer sistema de refrigeração é projetado, instalado e operado

com o único fim de retirar calor de alguma substância. Como esse calor tem que ser absorvido pelo evaporador, a eficiência do sistema depende do projeto e da operação adequada do mesmo.

A eficiência do evaporador em um sistema de refrigeração depende de três principais requisitos, que devem ser considerados no projeto e seleção do mesmo:

- Ter uma superfície suficiente para absorver a carga de calor necessária, sem uma diferença excessiva de temperatura entre o refrigerante e a substância a resfriar.
- Deve apresentar espaço suficiente para o refrigerante líquido e também espaço adequado para que o vapor do refrigerante se separe do líquido.
- Ter espaço suficiente para a circulação do refrigerante sem queda de pressão excessiva entre a entrada e a saída.

O Processo de Evaporação: após passar pela válvula de expansão, o fluido refrigerante é admitido no evaporador na forma líquida. Como a pressão no evaporador é baixa, o fluido refrigerante se evapora com uma temperatura baixa. No lado externo do evaporador há um fluxo de fluido a ser refrigerado (água, solução de etileno-glicol, ar, e outros),

Como a temperatura desse fluido é maior que a do refrigerante, este se evapora. Após todo o refrigerante se evaporar, ele sofrerá um acréscimo de temperatura denominado superaquecimento.

5.9.3 Dispositivos de Expansão

O dispositivo de expansão de um sistema de refrigeração por compressão de vapor tem como principais funções a redução da pressão do líquido refrigerante que vem do condensador e a regulação da vazão no evaporador. Existem dois tipos básicos de dispositivos de expansão para sistemas de refrigeração: fluxo constante (tubo capilar) e fluxo variável (válvula de expansão) (AARON & DOMANSKY, 1990).

O tubo capilar é um dispositivo de expansão de fluxo constante cuja razão entre comprimento e diâmetro é maior que 20, no qual o refrigerante ao escoar ao longo do

comprimento (L), perde pressão em virtude do atrito e da aceleração, resultando em sua evaporação parcial. Apesar do nome, os diâmetros (D) envolvidos são grandes para a produção da ação capilar. Devido ao fato de ser o dispositivo de expansão mais utilizado em sistemas de baixa capacidade (abaixo de 10 KW), apenas o tubo capilar será abordado neste trabalho (ROCHA, 1995).

Capítulo 6

Estatística do Vento

6.1 Os dados

Os dados foram obtidos junto ao INPE, localizado no próprio Campus Universitário da UEMA. No tratamento dos dados, a curva mais importante, a partir da qual as outras podem se obter, é das velocidades, que fornece o período de tempo (em termos percentuais) em que velocidade foi observada. Dela obtém-se a curva de energia disponível (W/m^2), também conhecida como potência média bruta ou fluxo de período de calmaria eólica.

O conhecimento da velocidade média do vento é fundamental para estimativa da energia gerada. Primeiro, porque os aerogeradores começam a gerar numa determinada velocidade de vento de partida (*cut-in*) e param de gerar quando a velocidade ultrapassa determinado valor (*cut-out*), estabelecido por questões de segurança. Por tanto, é importante registrar a frequência de duração das calmarias e dos ventos fortes. Isto também se faz necessário para o correto dimensionamento do sistema de transformação de energia.

O correto tratamento estatístico dos dados coletados é de fundamental importância na avaliação da potencialidade de uma região. Assim, a confiabilidade dos dados coletados é condição *sine qua non* para uma precisa avaliação do potencial energético da região estudada.

Inicialmente será dado o conjunto ideal de dados que devem ser obtidos para melhor avaliação possível do local pretendido (BISPO, 2000),

- A distribuição da média horária de velocidade do vento;
- A distribuição da média horária da direção do vento;
- As características de rajadas e turbulências dos locais;
- A persistência a velocidade e da direção do vento no local pretendido, e os ventos predominantes ao longo do ano;
- As feições do terreno e rugosidade da superfície a montante do local pretendido na direção do vento predominante;
- As feições do terreno e rugosidade da superfície nas vizinhanças do local pretendido;
- A presença de obstáculos e locais de aceleração na área.
- A mudança de direção do vento e o cisalhamento do vento como funções da estabilidade atmosférica e condições superficiais; a frequência e duração dos períodos de tempo de ventos aproximadamente calmos (calmaria);
- As temperaturas extremas.

Desses os quatros primeiros itens são os mais importantes, principalmente os associados à velocidade do vento (FONTE DE ENERGIA ALTERNATIVA PARA A AGRICULTURA).

6.2 Média da velocidade dos ventos

Os conceitos e métodos aqui apresentados serão utilizados com dados coletados para os meses de novembro de 2002 a agosto de 2003, fornecidos pelo INPE Instituto Nacional de Pesquisa Espacial.

De posse de um conjunto de dados, o primeiro passo é obter um valor que represente o melhor possível todo o conjunto dos dados, é o que se pode denominar de *medida de tendência central*. A *medida de tendência central* que interessa no tratamento estatístico de dados de vento é a *média aritmética* \bar{x} , que é assim calculada:

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^N x_i}{N} \quad (6.1)$$

Onde x_i é coletado, e N é a quantidade total de dados coletados.

6.2.1 Resultados obtidos

Conforme equação acima, calculamos a velocidade média dos seguintes meses:

Tabela 2 – Média das Velocidades dos Ventos

Meses	nov/02	dez/02	jan/03	fev/03	mar/03	abr/03	mai/03	jun/03	ago/03	set/03
Média m/s	9,87	9,04	8,08	5,37	4,54	4,67	4,99	4,98	6,99	6,97

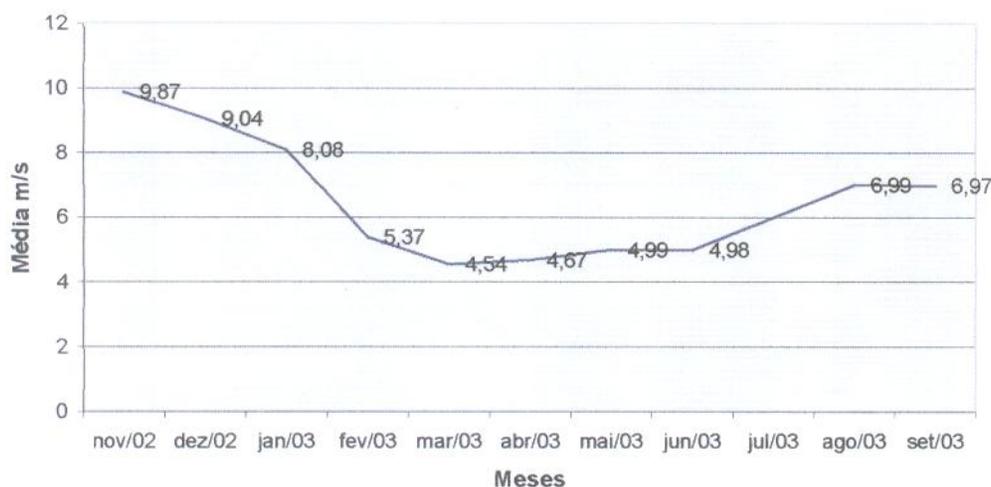


Gráfico 1 - Média das velocidades

Como observamos somente nos meses de março, abril, maio e junho é que a média cai para 4,5m/s aproximadamente, entretanto mesmo esses valores pequenos não tornam inviável o projeto, tendo em vista que a velocidade mínima para obtenção de energia é 3m/s.

6.3 Estimativa da energia disponível durante o período estudado

O que realmente interessa é quanta energia pode ser captada do vento na região estudada, pois nada adianta terem-se ventos de 15 m/s na região resultando em uma potência de quase 2,0 Kw/m² se estes correspondem a menos (no exemplo dado muito menos) de 1% dos ventos da região, ou melhor, a energia gerada por ventos desta classe não representa absolutamente nada para o nosso caso.

Portanto, o dimensionamento do sistema eólico tem que levar em consideração a quantidade de energia fornecida por cada classe, e aí sim verificar se as classes que corresponderem á maior concentração de energia tem condições de suprir a necessidade mínima de potência para viabilizar o uso de um cata-vento para o fim desejado que é a refrigeração.

Da mesma forma, para o aproveitamento da energia devido a ventos de pouca velocidade (tensão), obrigar-se-ia, primeiramente, à construção de cata-ventos com um diâmetro muito grande (bitola dos cabos de transmissão) para que a potência líquida (de saída) dos aerogeradores viabilizasse tecnicamente o aproveitamento da energia, o que logicamente inviabilizaria economicamente o projeto.

A potência média por metro quadrado calculado em cada mês foi determinada pela equação:

$$\frac{P_{capt}}{A} = C_p \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^3 \quad (6.2)$$

Conforme calculamos a potencia média e menor nos meses de janeiro a junho, coincidente com nossa estação de chuvas, entretanto isso será resolvido com o aumento da área do cata-vento para podermos atingir a potencia desejada do compressor.

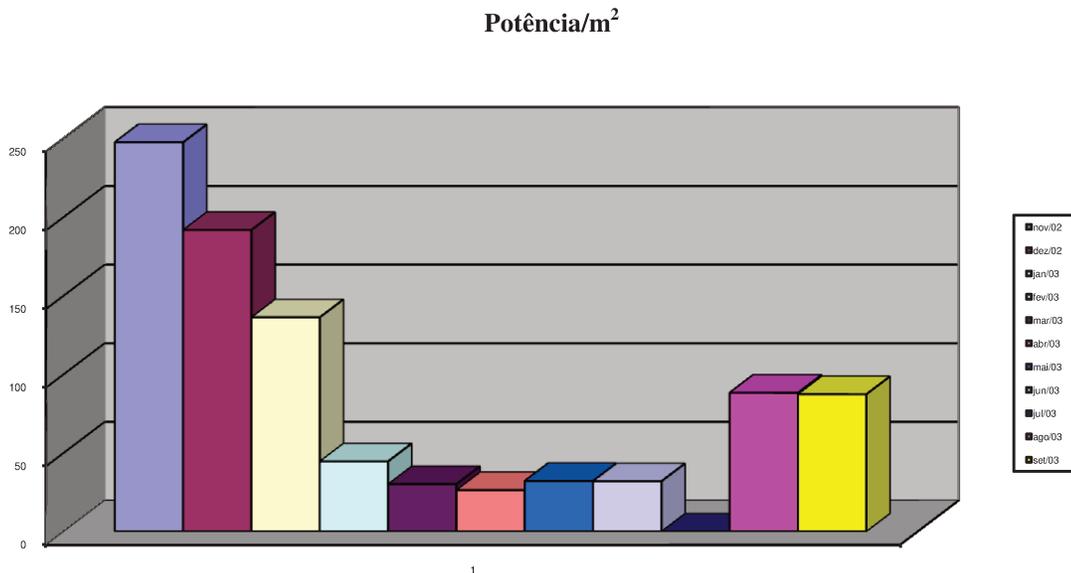


Gráfico 2- Potência/m² x meses

Capítulo 7

Dimensionando um Rotor *Savonius* para um determinado Sistema de Refrigeração

7.1 Rotor *Savonius*

Os rotores do tipo *Savonius* são movidos predominantemente por forças de "*drag*" embora desenvolvam algum "*lift*". Têm relativamente alto torque de partida, embora em baixa velocidade. Sua eficiência é baixa. Seu rendimento mecânico máximo pode atingir 31%.

O rotor *Savonius* foi oficialmente inventado pelo finlandês *Sigurd J. Savonius*, em 1925, e iniciou-se sua comercialização em 1929 para bombeamento d'água (NÓBREGA, 1989). O rotor *Savonius* é composto por módulos do mesmo feitio, que basicamente é um cilindro cortado ao meio cujas partes foram rearranjadas para assumir a forma da Figura 14.

7.1.1 Principais Características

Por ser de eixo vertical não perde eficiência com uma mudança rápida de direção do vento. Porém, segundo Park (1981) esta não é uma característica tão importante, já que os ventos que representam a principal porção de energia para o sistema não mudam de direção, e as rajadas freqüentemente são maiores que a velocidade nominal dos rotores, ou seja, não são aproveitadas.

Tendo tão pouca eficiência, para o rotor *Savonius* é necessário que se aproveite ao máximo dentro das limitações. Entretanto uma das formas de se maximizar a potência extraída é

aumentando a diferença entre os coeficientes de arrasto entre as pás que se movem contra o vento e a favor do vento, o que requer certa tecnologia, pois dependerá da forma dada às pás.

Há, porém, uma maneira mais simples de se aumentar o rendimento do rotor: é diminuindo-se a força do vento na pá que se move contra o vento, ou seja, a pá com o lado convexo voltado para o mesmo. Isto pode ser conseguido construindo-se um obstáculo em frente a esta pá (PARK,1981).

Outro detalhe importante é que, como todo corpo que experimenta diferença de fluxo de ar entre as suas faces, é submetido ao efeito *Magnus*, ou seja, alguma força de sustentação – direcionada perpendicularmente à direção do vento – é gerada. E segundo PARK (1981), esta força de sustentação, por menor que seja, chega a ser duas ou três vezes maior que a força de arrasto aplicada na torre que sustenta o rotor. Não se levando em consideração este fator haverá provavelmente queda da estrutura, na primeira rajada acima do limite.

Outra desvantagem do *Savonius* é que este tipo de rotor é muito difícil de ser governado, ou seja, ter sua velocidade angular controlada para que não se ultrapasse os limites aceitáveis para a estrutura.

A principal vantagem do rotor *Savonius* é que este é caracterizado por ser um rotor com alto torque de partida que pode ser construído com técnicas simples aproveitando-se de materiais que podem ser facilmente encontrados, como por exemplo: folhas de compensado, chapas de ferro galvanizado (MACEDO, 1989) e, até mesmo, latões de óleo (PARK,1981). O alto torque de partida favorece seu uso em bombeamento direto de água, ou em outras formas de conversão direta eólico-mecânica. Claro que também pode ser utilizado para geração de eletricidade para pequenas cargas, e são muitos os exemplos, mas não é o ideal devido aos baixos valores de razão de velocidades de ponta λ .Esses fatores que influenciaram na escolha desse tipo de cata-vento.

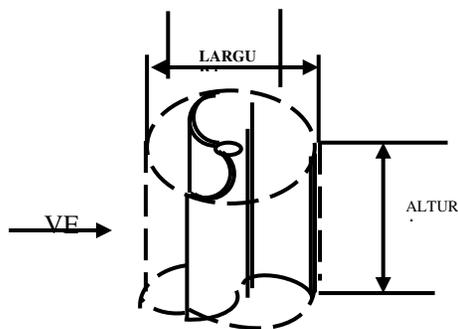


FIGURA 14 – Área varrida e dimensões básicas de um rotor *Savonius*

7.2 Análise do projeto

Para projetar uma turbina Savonius, deve-se em primeiro lugar, verificar-se que tipo de uso será dado a energia gerada, em nosso caso energia mecânica em mecânica, isto nos caracterizará as condições de torque, rotação e potência da turbina a ser projetada. O compressor que utilizaremos é o compressor descrito abaixo:

Compressor: Fabricado pela Coldex-Frigor, modelo I-S, do tipo aberto;

Deslocamento volumétrico: $5,0 \times 10^{-5} \text{ m}^3$;

Acionado por um motor elétrico trifásico com potência nominal máxima de $\frac{3}{4}$ HP;

A partir da permutação das polias do motor elétrico, pode-se obter três velocidades distintas de rotação para o compressor: 570 770 e 970 rpm.

A seguir faremos o dimensionamento da turbina *Savonius* para condições particulares a seguir. As potências vão variando na planilha conforme descrição abaixo, com as respectivas velocidades.

Pot = 1 KW = 102 Kg m/s com vento de 5 m/s a 12 m/s

Pot = 0,5 KW = 51,02 Kg m/s com vento de 5 m/s a 12 m/s

Pot = 0,1 KW = 10,2 Kg m/s com vento de 5 m/s a 12 m/s

Como falamos anteriormente o nosso rotor possui três seções defasadas, com as seguintes variações na geometria:

- a) $H = 4R$
 b) $H = 2R$
 c) $H = R$
- Sendo R o raio da turbina e
 H a altura da turbina

Massa específica do ar $\rho = 0,12$

Adotaremos os valores de C_p e FP da apostila sobre Energia Eólica do Professor Debi P. Sadhu, Ph.D. (UFRGS)

$$C_p = 0,24 \qquad FP = 0,9$$

Da fórmula abaixo, podemos calcular a área das pás do cata-vento, fazendo as seguintes considerações na planilha excell: $H_a = 4R_a$, $H_b = 2R_b$, $H_c = R_c$.

$$A = \frac{Pot}{0,5 \cdot \rho \cdot V^3 \cdot C_p} \quad (7.1)$$

a) $H_a = 4R_a$

$$A_a = 2R_a \cdot H_a = 2R_a \cdot 4R_a = 8R_a^2 \quad \Rightarrow \quad R_a = \sqrt{\frac{A}{8}} \quad (7.2)$$

b) $H_b = 2R_b$

$$A_b = 2R_b \cdot H_b = 2R_b \cdot 2R_b = 4R_b^2 \Rightarrow R_b = \sqrt{\frac{A}{4}} \quad (7.3)$$

c) $H_c = R_c$

$$A_c = 2R_c \cdot H_c = 2R_c \cdot R_c = 2R_c^2 \Rightarrow R_c = \sqrt{\frac{A}{2}} \quad (7.4)$$

Calculado os raios R_a , R_b , R_c , iremos calcular a rotação nominal, em rad/s, que é dada pela equação, conforme a apostila sobre Energia Eólica do Professor Debi P. Sadhu, Ph.D. (UFRGS):

$$\Omega_a = \frac{V \cdot FP}{R_a} \quad (7.5),$$

$$\Omega_b = \frac{V \cdot FP}{R_b} \quad (7.6),$$

$$\Omega_c = \frac{V.FP}{R_c} \quad (7.7)$$

De posse das rotações, calculamos os respectivos torques nominais da turbina, que é dada pela equação:

$$T_a = \frac{Pot}{\Omega_a} \quad (7.8),$$

$$T_b = \frac{Pot}{\Omega_b} \quad (7.9),$$

$$T_c = \frac{Pot}{\Omega_c} \quad (7.10)$$

Em seguida calculamos as possíveis frequências pela equação $\Omega = 2\pi f$

$$f_a = \frac{\Omega_a}{2\pi} \quad (7.11),$$

$$f_b = \frac{\Omega_b}{2\pi} \quad (7.12),$$

$$f_c = \frac{\Omega_c}{2\pi} \quad (7.13)$$

Por fim calculamos os raios das polias, que se adequam às frequências do compressor, como no acoplamento de polias; a velocidade linear é a mesma nas duas polias $V_1 = V_2$, temos:

$$f_1 R_1 = f_2 R_2 \quad (7.14)$$

Daí selecionamos os possíveis dimensionamentos do sistema.

- Para **Pot = 102 Kg m/s**

Ver tabela anexa

- Para **Pot = 51,02 Kg m/s**

Ver tabela anexa

- Para **Pot = 10,2 Kg m/s**

Ver tabela anexa

Descrevemos agora em particular o rotor *Savonius* que será estudado e apresentado no presente projeto:

A geometria adotada para o *Savonius*, que achamos mais adequada, é o rotor com três camadas cada uma com duas pás defasadas de 180° , o que proporcionará a cada 60° uma pá, com isso teremos movimentos mais suaves, uniformes, melhorando o desempenho mesmo para as variações nas velocidades dos ventos.

7.3 Sistema de Acoplamento e Transmissão

O sistema de acoplamento proposto no presente projeto tem por finalidade transmitir os movimento de rotação do rotor *Savonius*, e convertê-los em movimentos longitudinais alternativos que possibilitem o funcionamento do compressor.

Conforme estudo realizado, constatamos que a velocidade média do vento em São Luis, varia entre 4,5m/s e 9,8m/s, esta velocidade linear faz o rotor girar em torno do seu eixo de rotação, proporcionando uma velocidade angular de 4rad/s.

O sistema de acoplamento e transmissão possibilitará que a velocidade angular que o rotor dispõe, seja aproveitada pelo compressor em forma de velocidade linear, ou seja, convertendo o movimento de rotação em movimento de translação do pistão.

O princípio básico de funcionamento do sistema é representado por um acoplamento de polias cônicas, em seu centro será acoplado o eixo central do rotor *Savonius* que proporcionará a rotação do mesmo, através de uma correia que fará o acoplamento a outra polia que transmitirá esse movimento ao compressor.

Referindo-se ainda ao estudo do "vento", constatamos que há uma grande variação nas velocidades dos ventos de uma estação para outra como também de um dia para outro, podemos ter velocidades do vento quase nulas em dias de calmaria, e em caso de tempestades velocidades muito altas. Levando em consideração neste momento às velocidades baixas, pensamos em

apresentar como uma alternativa para o sistema, um volante que possibilite um armazenamento de energia, com isso em rotações muito baixas a volante manterá a rotação da polia normal.

Com a determinação da posição onde será acoplada a polia, partimos então para o dimensionamento das polias, será mantida uma simetria entre as mesmas. A partir deste acoplamento temos então movimento alternativo.

Apresentamos aqui um esboço do sistema de acoplamento e transmissão, com o objetivo de facilitar a visualização dos itens descritos acima:

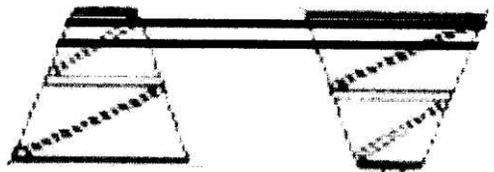


FIGURA 15 – Acoplamento das polias, Passinho (2002)

7.4 Princípio da Extração de Energia por meio da força de arrasto exercida pelo vento.

A forma mais simples de extração de energia do vento é fazendo com que ele empurre uma pá presa a um eixo de rotação. A figura 16 mostra modelo que pretendemos usar no nosso estudo para transformar esta energia em energia mecânica onde através de um mecanismo bastante simples se movimenta devido ao "empurrão" do vento, à "força de arrasto".

É claro que nesta situação a força do vento em um das pás tem que ser maior que na outra pá. Isto pode ser conseguido fazendo com que as pás tenham o formato de um cilindro cortado ao meio. O fluxo de ar na pá com o lado convexo voltado para o vento é maior do que na outra pá, ou seja, o vento escoar mais rapidamente pela pá com o lado convexo voltado para si. Assim sendo, a força do vento no lado côncavo é maior que no lado convexo, e deste modo o rotor se move. Note que quanto maior a diferença entre estas forças, maior será a eficiência obtida. A figura 16 nos mostra um mecanismo onde o modelo tipo *Savonius* em movimento procura através do eixo central movimentar uma roldana fixa onde acoplada a uma correia que também acoplada

no compressor e através destas rotações possibilitar o funcionamento um pequeno sistema de refrigeração.

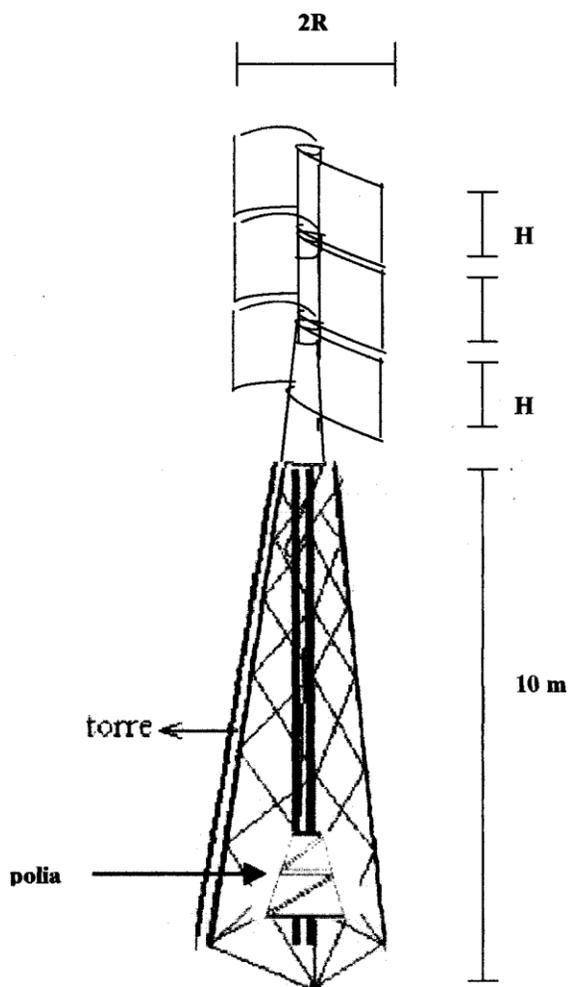


FIGURA 16 – Tipo de mecanismo que se move arrastado pelo vento.

7.5 Estrutura de fixação

A estrutura de fixação em estudo tem como principal objetivo suportar os esforços produzidos pela força do vento sobre o sistema.

O rotor *Savonius* é caracterizado como sendo um rotor de eixo vertical e neste caso possui uma área relativamente grande para gerar a potência desejada. No eixo são fixadas as pás e este é

sustentado na parte inferior por um mancal de rolamento e apoiado em um outro rolamento na parte superior.

O sistema de fixação proposto servirá para dar apoio e sustentação a estes rolamentos, proporcionará um sistema mais rígido, com isso o eixo irá girar livremente sem problemas de flexão devido a atuação do vento.

Na parte inferior será acoplado ao rotor o sistema de transmissão e logo a seguir o compressor, abaixo descrevemos os componentes que serão usados na fixação de todo esse sistema.

- a) **Fixação do rotor na parte superior:** Pórtico com tubo de aço, fixado ao chão em uma base de concreto e estacado através de quatro cabos de aço, dois em cada lado.
- b) **Fixação do rotor na parte inferior e do sistema de transmissão:** Torre de sustentação com estrutura de cantoneira também fixada a uma base de concreto, os suportes para fixação do sistema de transmissão serão acoplados a esta estrutura.
- c) **Fixação do compressor:** O compressor será fixado de modo que a haste do pistão fique na horizontal, serão fixadas em uma base de concreto.

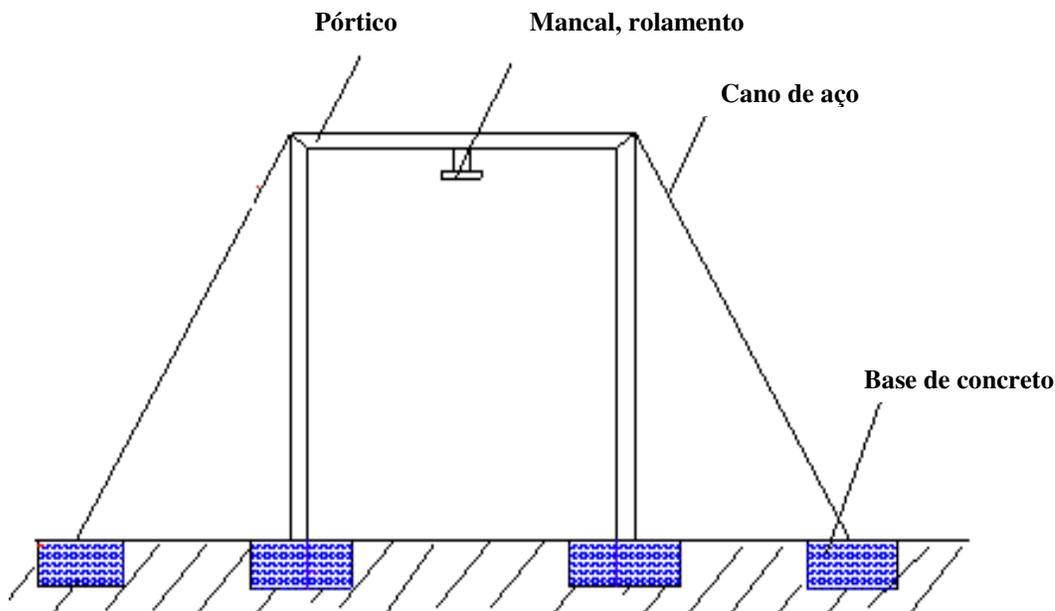


FIGURA 17 –Estrutura de fixação do cata-vento

7.5.1 Dimensões externas

As dimensões externas do conjunto serão apresentadas com a intenção de facilitar a localização e identificação exata da área onde será instalado o rotor.

Apresentamos abaixo uma visão frontal e uma vista lateral do conjunto, onde mostramos as dimensões: Essas dimensões são determinadas a partir da nossa planilha eletrônica para poder adequar ao sistema de refrigeração.

Nós adotaremos as seguintes medidas:

$$H = R$$

Pois, conforme analisamos a planilha esta relação é que apresenta os mais elevados torques e também as dimensões do cata vento não vão ficar muito desproporcionais.

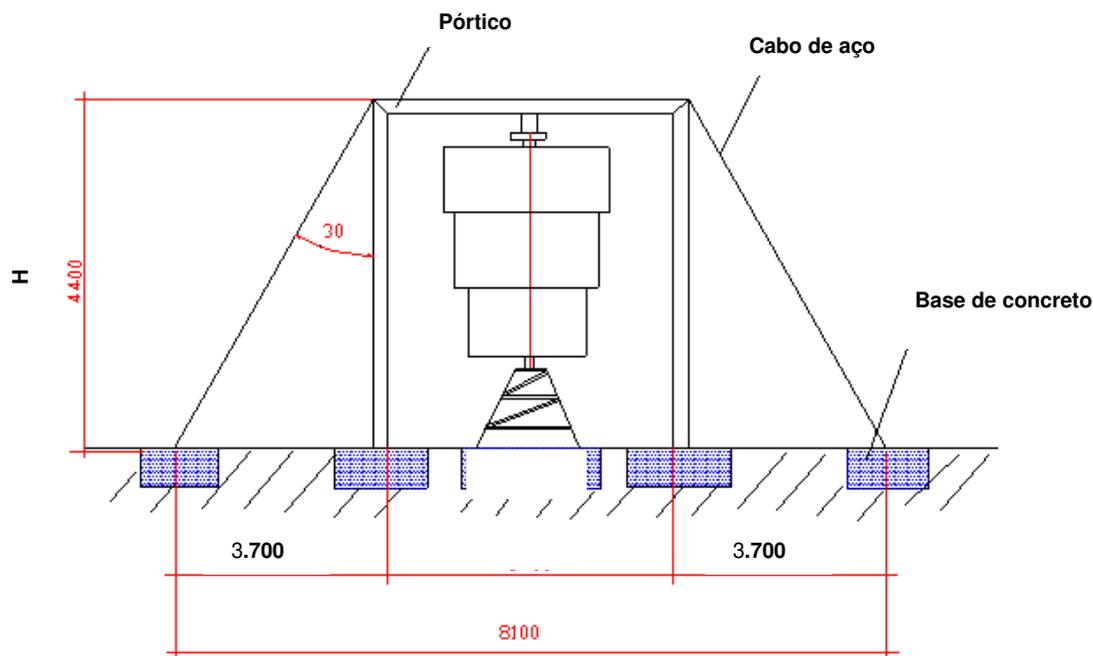


FIGURA 18 - Vista Frontal

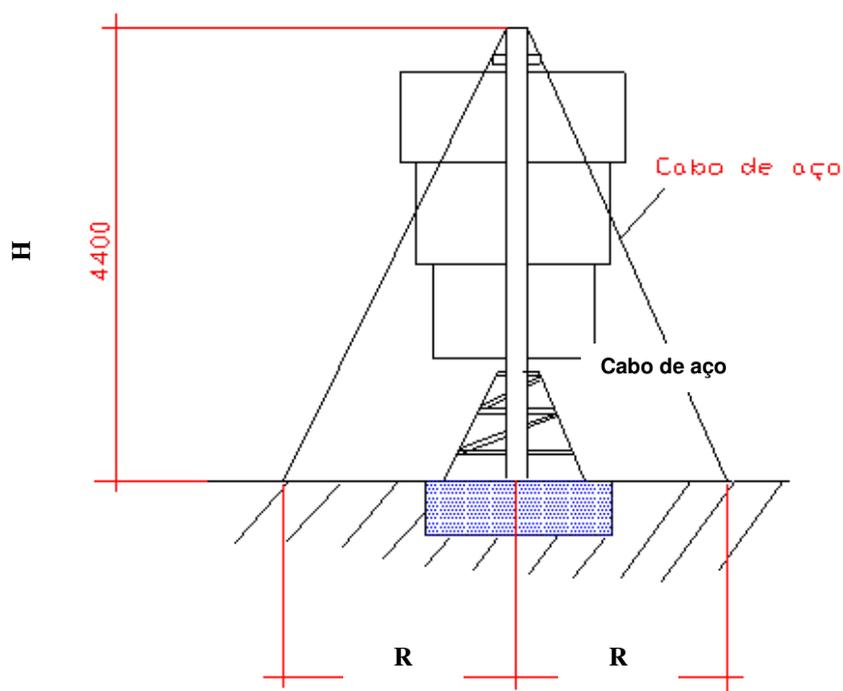


FIGURA 19 - Vista Lateral

7.5.2 Peso estimado do conjunto

Aqui é estimado o peso total do conjunto, com o objetivo de passar uma idéia geral para dimensionarmos a fundação que suportará essa estrutura, quanto a equipamentos, máquinas e ferramentas que seriam necessárias para executar a montagem final do conjunto.

- Estrutura rotor:** Fazem parte deste item, as pás, eixo do rotor, fixação das pás, mancais e rolamentos;
- Estrutura de fixação:** A estrutura de fixação é composta pelos tubos do pórtico e por cantoneiras;
- Sistema de transmissão:** O sistema de transmissão é composto por polias cônicas.

TABELA 3 – Peso do Cata-vento

Componente	Peso estimado - Kgf
Concreto	500
Estrutura rotor	500
Estrutura de fixação	50
Peso Total (Kgf)	1.050

7.5.2.1 Cálculo da fundação de apoio do equipamento (em concreto)

Peso Total = 1.050 + 50% (ventos e outros) + 1.575 Kgf

Tensão (τ) = 2,5 N/cm³

$$A = \frac{P}{\tau} = \frac{15.750}{2,5} = 6.300\text{cm}^3 = 0,63 \text{ m}^3$$

As dimensões da fundação principal será de 1 x 1 x 0,65 = 0,65m³

As dimensões da fundação dos pórticos será de (0,5 x 0,5 x 0,20) x 2 = 0,1m³

As dimensões da fundação dos cabos será de (0,20 x 0,20 x 0,10) x 4 = 0,016m³

Total de Concreto (Fck = 20 MPa) a ser utilizado na construção do cata-vento será de 0,8m³.

7.5.3 Planilha resumo do Rotor tipo *Savonius*

TABELA 4 – Planilha Resumo do Rotor Tipo *Savonius*

Componente	Preço
Concreto	250,00
Estrutura rotor	2.500,00
Estrutura de fixação	8.500,00
Sistema de transmissão	2.000,00
Custo parcial do sistema	13.250,00

Análise do desempenho do sistema

Considerações:

- Vida útil do equipamento = 15 anos;
- Manutenção do equipamento por ano corresponde a R\$ 400,00, sendo um total de R\$ 6.000,00 durante 15 anos;
- Custo total do sistema: custo parcial + manutenção = R\$ 19.250,00

Considerando o sistema de refrigeração com consumo de 0,5 KWh. Supondo que o sistema irá funcionar durante 15 anos tem-se um consumo de: 64.800 KWh.

Fazendo 64.800 KWh corresponde a R\$ 19.250,00 significa que o KWh sai aproximadamente R\$ 0,30.

Sabendo que KWh do sistema convencional é atualmente de R\$ 0,38 o KWh produzido pelo nosso sistema é perfeitamente viável sua utilização para obtenção dessa energia.

7.6 Validação do Modelo Proposto

Devido a esta carência de informações para uma comparação mais precisa dos resultados obtidos, não foi possível uma validação numérica adequada para o modelo em questão, o que deverá ser feito posteriormente, provavelmente mediante uma montagem experimental.

Capítulo 8

Conclusões

É necessário, salientar que o modelo proposto neste trabalho não considera as perdas existentes em um sistema de refrigeração, entretanto como esses sistemas tornam-se indispensáveis para a sociedade moderna e tendo em vista que centenas de ilhas do litoral maranhense ainda não usufruem desse conforto é imprescindível investigar algumas alternativas que propiciem um maior bem estar humano para conservação de produtos perecíveis, com o objetivo de melhorar a qualidade de vida dessa população.

A partir dos resultados mostrados, podemos constatar que, é possível a utilização da energia eólica em um sistema de refrigeração mostrando que o desempenho desse sistema à compressão de vapor está em um nível de eficiência aceitável. Por fim, recomendamos o desenvolvimento desse sistema para verificação experimental, para ratificarmos suas vantagens sobre o sistema convencional.

Referências Bibliográficas

ACIOLI, J. L. *Fontes de energia*. Brasília: Editora da Universidade de Brasília, 1994. 1389 p.

ADAMS, W.H. Mc, *Heat Transmission*, 3. ed, Mc Graw-Hill, New York, 1954.

ALDABÓ, Ricardo. *Energia eólica*. São Paulo: Artiliber Editora, 2002.

AMARANTE, O. A. C. *Fontes Energéticas Brasileiras-Inventário/Tecnologia-Energia Eólica*, vol.IV, Composite tecnologia Indústria e Comércio Ltda, 1984.

ASHRAE Handbook, Fundamentals Volume, Cap. 3, *American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers*, Atlanta, Ga, 1981.

ASHRAE Handbook and Product Directory, Equipment Volume, *American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers*, Atlanta, Ga, 1979.

ASHRAE, HANDBOOK – *Fundamentals*; Capítulo 6 – Psychrometrics. 1997_Disponível em <http://www.uesb.br/energias/refir.htm>, >Acesso em 18.11.03

BAHEL, V. & ZUBAIR, S. M. *An Assessment of inverter-Driven Variable-Speed Air Conditioners: Sample Performance Comparison with a Conventional System – USA*, ASHRAE, vol. 95, Part 1, 1989.

BEZZERRA, Arnaldo Moura. *Aplicação Térmica da Energia Solar*. Paraíba UFPB, 2001, 243 p.

BISPO NETO, Pedro Alexandrino. *Energia eólica*. Lavras: UFLA/PAEPE, 2000.

BRANCO, S. M. *Energia e meio ambiente*. São Paulo: Moderna, 1990. 46 p.

BROWN, J. & PEARSON, S.F., *Piston leakage in Refrigeration Compressors*, J. Refrig., vol. 6, n.º 5, p. 104, set./out., 1963.

CAVALCANTI, Evandro Sergio Comel & LOPES, José Demerval Saraiva, *Energia Solar para Aquecimento de Água*. Viçosa: CPT, 2001. 84 p.

CENTRO DE REFERÊNCIA PARA ENERGIA SOLAR E EÓLICA Sérgio de Salvo Brito. *Guia de fontes de informações tecnológicas*. São Paulo:1995, 220 p.

COMETTA, Emilio. *Energia Solar: Utilização e empregos práticos*. São Paulo, Hemus 1982, 127 p.

CREDER, Hélio; *Instalações de Ar Condicionado*, 3ed.; Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, 1988.

CHESF/BRASCEP, *Fontes Energéticas Brasileiras, Inventário/Tecnologia – Distribuição Estatística de Radiação Solar no Nordeste*, 1987.

ELONKA, S. M.; Minich, Q. W.; *Manual de Refrigeração e Ar Condicionado*; Editora McGraw-Hill; 1978; SP.

_____ ; *Refrigeração Básica*; Apostila.

EMILIO, C., *Energia Solar: Utilização e Emprego Práticos*, Hemus, Ltda.

FERREIRA, M.J.G., *Inserção da Energia Solar Fotovoltaica no Brasil*, Tese de Mestrado, Programa de Pós Graduação em Energia, USP, São Paulo, 1993.

FLÓRIDA SOLAR ENERGY CENTER, *Photovoltaic System Design – Course Manual*, FSEC-GP-31-86, 1991.

FLÓRIDA SOLAR ENERGY CENTER, *Photovoltaic System Design – Laboratory Manual*, FSEC-GP-36-88, 1988.

FOX, Robert W., McDonald, Alan T., *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. School of Mechanical Engineering, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. Quinta edição 2001. 498 p.

FUNDAÇÃO PADRE LEONEL FRANCA, *Mapeamento do Potencial Nacional de Energia Solar*, Relatório Final, PUC-RJ, Nov/1998.

FUNDAÇÃO UNIVERSIDADE DO RIO GRANDE. *Estudo da viabilidade do aproveitamento da energia eólica na região da bacia da Lagoa Mirim*, Brasil, Rio Grande, 1982. 39 p.

GARSTANGA, S. W. *Variable Frequency Speed Control of refrigeration Compressors – Part 1* Austrália – Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating – Março 1990.

HIRATA, M. H. *Energia eólica: conversão e aproveitamento*. Apostila do Curso de Economia e Tecnologia da Energia. Salvador: AIE/COPPE-UFRJ, 1984. 144 p.

INCROPERA, Frank P., Dewitt, David p., *Fundamentos de transferência de Calor e de Massa*. School of Mechanical Engineering, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. Quarta edição 1996. 475 p.

ISMAIL, Abdel Radi Kamal, *Técnicas de medidas e instrumentação*. Campinas, SP: Ed. do autor, 2000. 360 p.

_____, *Técnicas experimentais em fenômenos de transferência*. Campinas, SP: Ed. do autor, 2000. 480 p.

KAUFMAN, B., *Graphical Analysis for Air Conditioning System Performance Refrig.*, Vol. 67, n.º 7, julho 1956, p.52.

KREIDER, J. F., F. Kreith, *Solar Energy Handbook*, McGraw-Hill Book Company, 1981.

KREZINGER, A., *Módulos Concentrados Planos com Refletores Difusos para Células Bifaciais*. V Congresso Brasileiro de Energia – CBE, Rio de Janeiro-RJ, 1990.

LORENZO, E. y otros, *Eletricidade Solar – Ingenieria de los Sistemas Fotovoltaicos*, Instituto de Energia Solar – Universidade Politécnica de Madrid, Progensa (Promotora General de Estudos S.A.), 1994.

LINDEN, D., *Handbook of Batteries and Fuel Cells*, Mc Graw-Hill Book Company, 1984.

LUIZ, Adir J., *Como Aproveitar a Energia Solar*. São Paulo: Edgar Blücher, 1985, 192 p.

MACEDO, P. *Estudo das estratégias de controle de um SCEE de pequeno porte pra geração elétrica, aplicado ao carregamento de bateria*. Dissertação de Mestrado. Campina Grande, Universidade Federal da Paraíba, 1989. 151 p.

MENDES, Luiz Magno de Oliveira; *Refrigeração e Ar-Condicionado – Teoria, Prática, Defeitos*; Editora Ediouro, SP, 1994.

MOREIRA. V.A., *Iluminação e Fotometria – Teoria e Aplicação*, Editora: Edgard Blücher Ltda., 1976.

NÓBREGA, J.C.C Sistema de Conversão de energia eólica com transmissão elétrica para bombeamento de água com controle de campo a fluxo constante. Dissertação de Mestrado. Campina Grande, Universidade Federal da Paraíba, 1989. 139 p.

PAPADOPOLI, N. *Intallation of a Comercil Wind – Eletrical Generator With Battery Storage*. Technical Report. T. 127, Brace Research Institute, July 1981, 30p.

PARK, J. *The Wind power book*. Palo Alto: Cheshire Books, 1981. 253 p.

PEREIRA, Os. *A experiência nacional na disseminação de energias renováveis solar e eólica*. CRESESB informe, Rio de Janeiro, n.1.p.1-8.set/1995.

ROTHATGI, J.S. *A metodologia de estimativa do rendimento de energia para um sistema de conversão de energia eólica*. Dissertação de Mestrado. Natal, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, 1982. 111 p.

ROTHATGI, J.S., Nelson, V. *wind characteristics: na analysis for the generation of wind power*. Canyon: Alternative Energy Institute/West Texas A & M University, 1994. 294 p.

SALES, C.L., *Energia Solar: Utilização e Empregos Práticos*, Hemus Ltda, 1982.

SANDIA NATIONAL LABORATORIES, *Stand-Alone Photovoltaic Systems – A Handbook of Recommended Design Practices*, Revisão Nov/1991.

SEMINÁRIO SOBRE AS APLICAÇÕES DAS ENERGIAS SOLAR E EÓLICA AUTÔNOMAS E DESENVOLVIMENTO DE PROJETOS. *Manual de instrução*. São Luís: USAID/IIIE/CEPEL, 1996 150 p.

SIEMENS SOLAR INDUSTRIES – Training Department, *Photovoltaic Technology and System Design – Training Manual and Technical Appendix*, 1990, Edition 4.0.

SHAPIRO, A.H., *The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow*, Ronald, New York, 1953.

SOUZA, Antonio Washington Albino de, *Fundamento da Teoria de Energia Solar e de seu Uso*, Fundação Brasileira de Direito Econômico, 1994, 225 p.

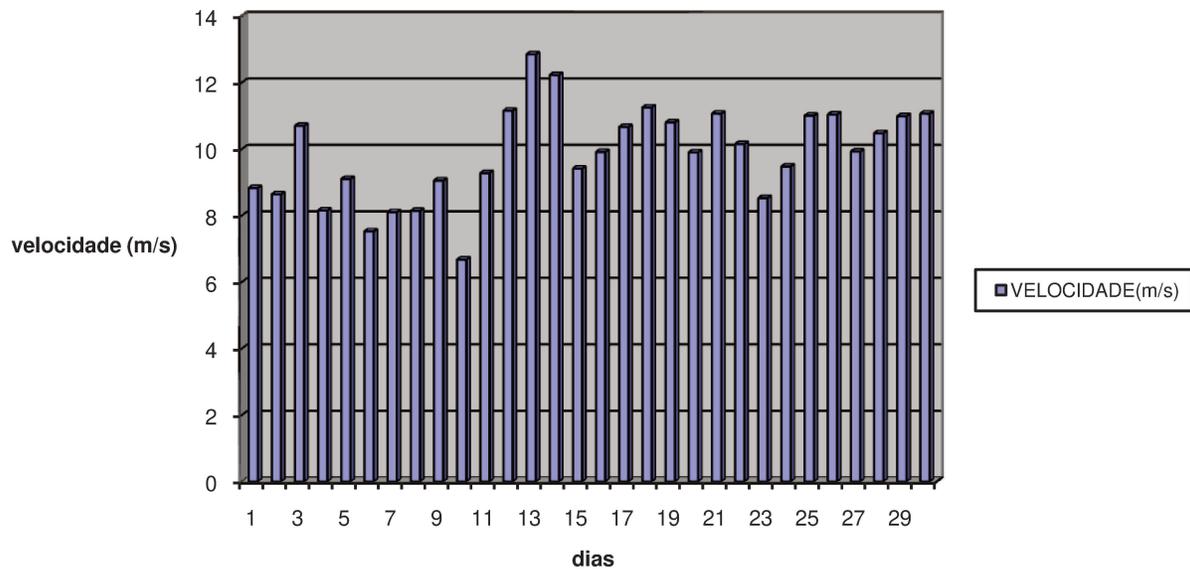
STEVENSON, W.J. *Estatística aplicada à administração*. São Paulo: Harper & Row do Brasil, 1981. 495 p.

STOECKER, W. F., Jones, J. W. *Refrigeração e ar condicionado*. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985, 481p.

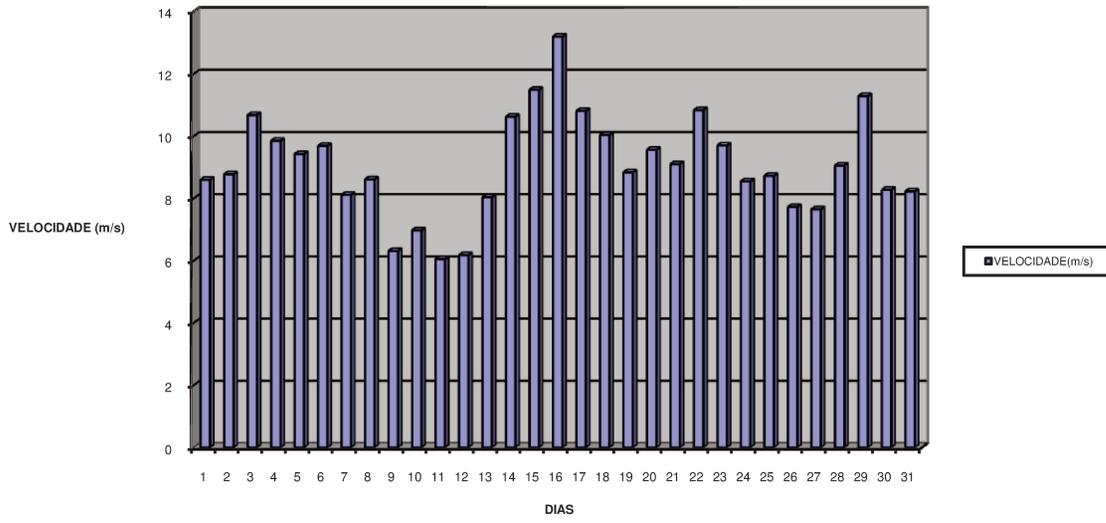
STOECKER, W.F.: *Design of Thermal Systems*, 2.^a ed., Mc Graw-Hill, New York, 1980.

Anexo A – Dados obtidos pelo INPE

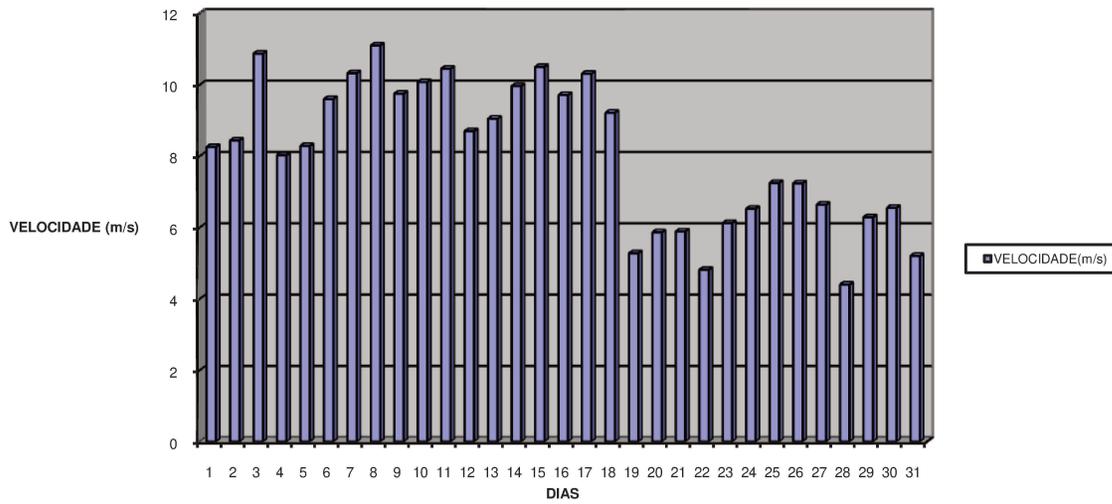
NOVEMBRO DE 2002



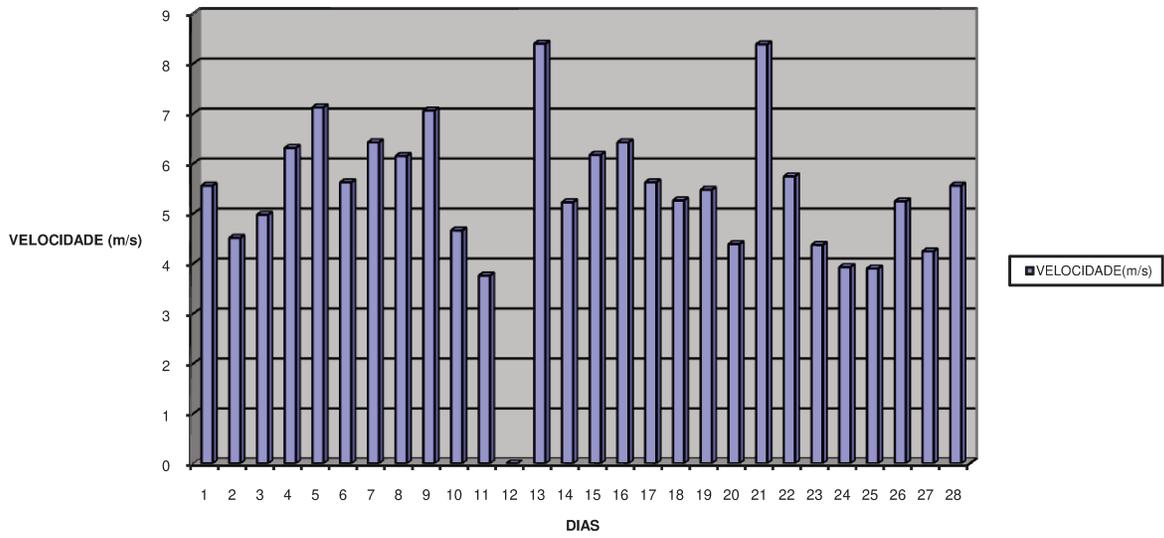
DEZEMBRO DE 2002



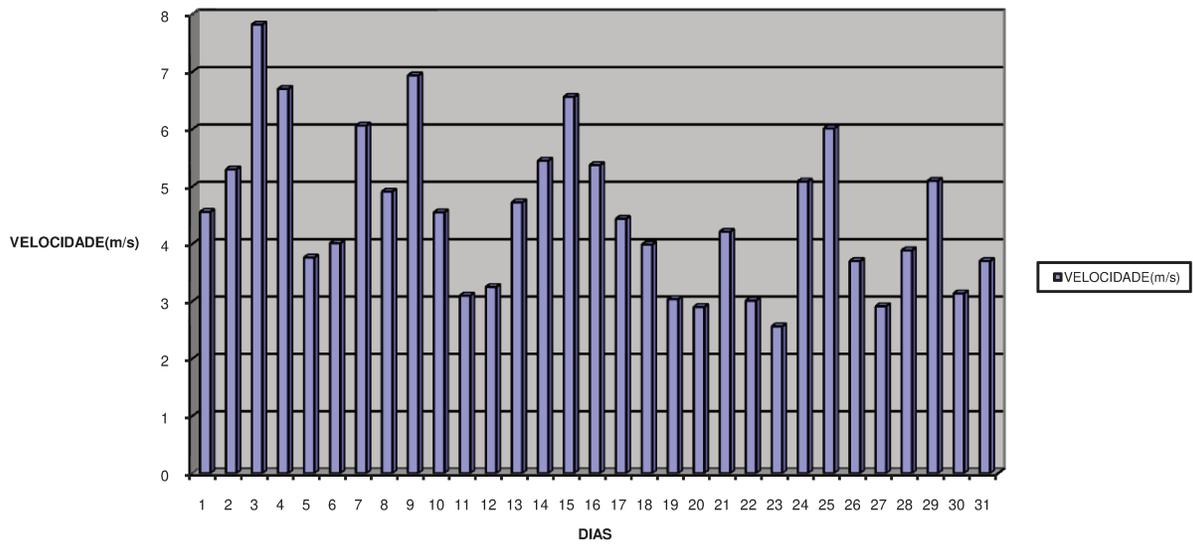
JANEIRO DE 2003



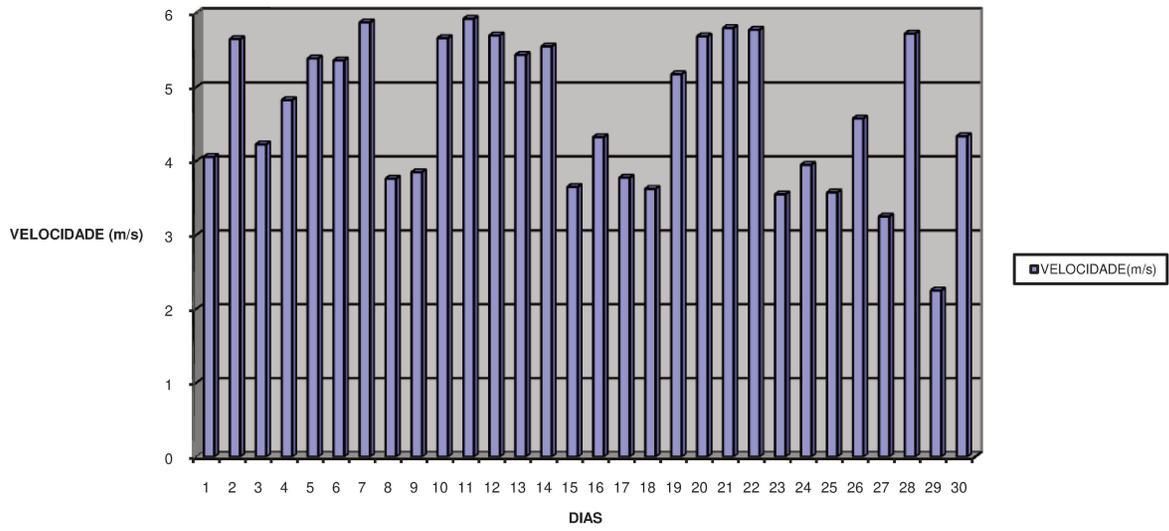
FEVEREIRO DE 2003



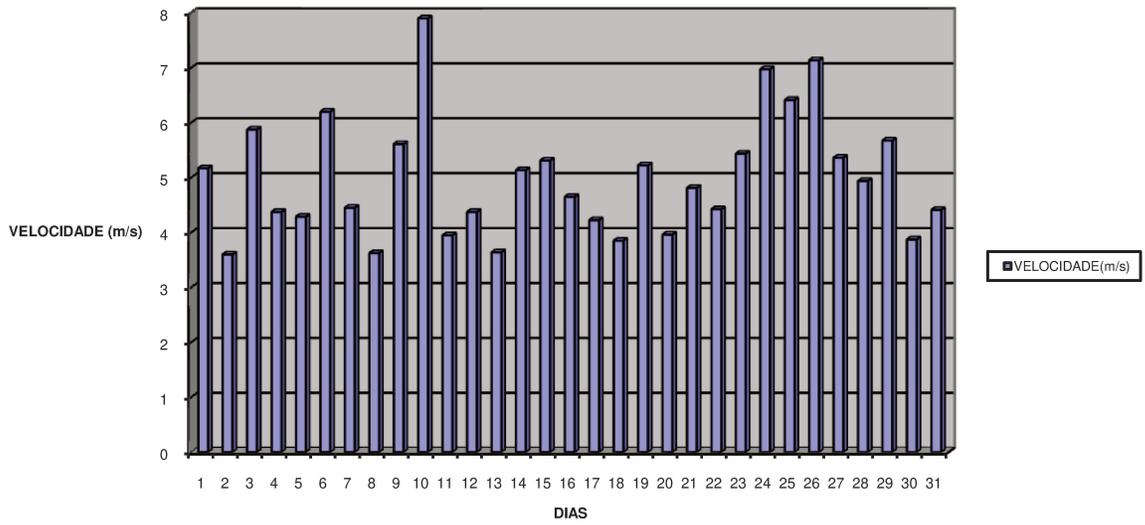
MARÇO DE 2003



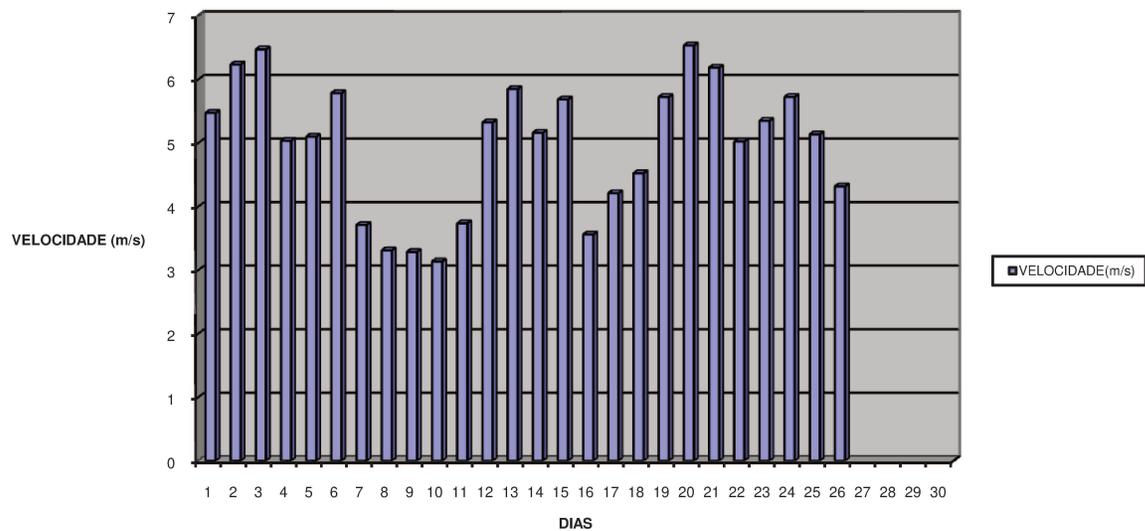
ABRIL DE 2003



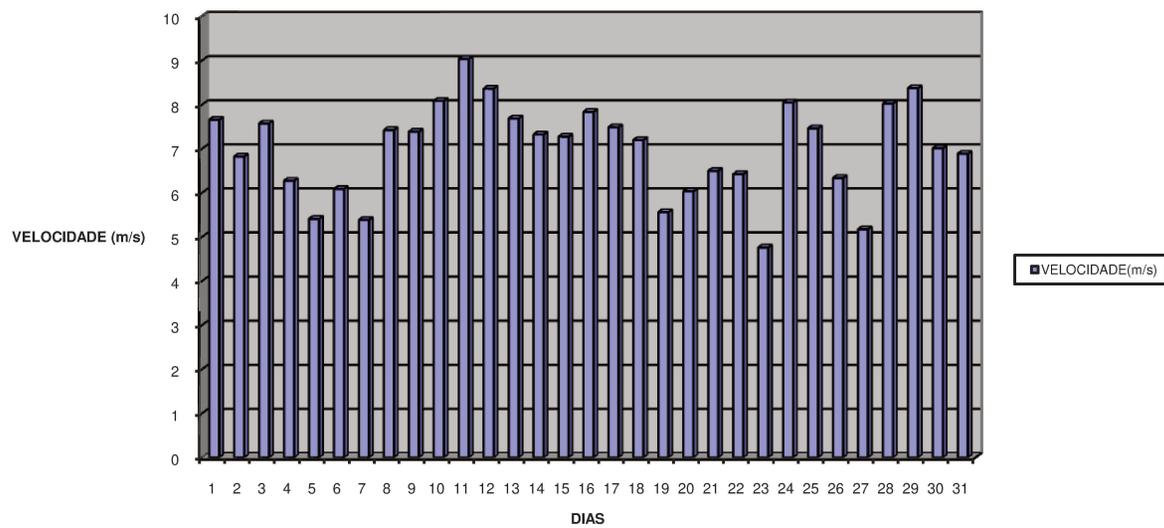
MAIO DE 2003



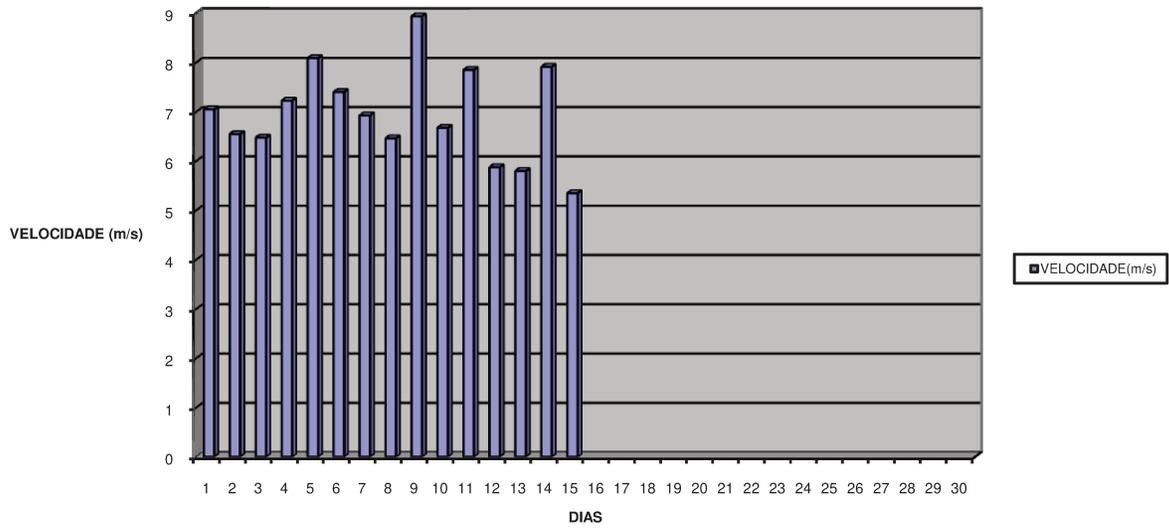
JUNHO DE 2003



AGOSTO DE 2003



SETEMBRO DE 2003



- Para Pot = 102 Kg m/s

Veloc.	Área	Ra	Rb	Rc	Ha	Hb	Hc	Wa	Wb	Wc	Ta	Tb	Tc	fa	fb	fc	RPM			RPM			RPM		
																	570	770	970	570	770	970	570	770	970
																	R1	R1	R1	R2	R2	R2	R3	R3	R3
5 m/s	56,67	2,66	3,76	5,32	10,65	7,53	5,32	1,69	1,20	0,85	60,33	85,31	120,65	0,27	0,19	0,13	2,47	3,34	2,64	3,49	4,72	3,74	4,94	6,67	5,28
6 m/s	32,79	2,02	2,86	4,05	8,10	5,73	4,05	2,67	1,89	1,33	38,24	54,08	76,49	0,42	0,30	0,21	1,57	2,11	1,67	2,21	2,99	2,37	3,13	4,23	3,35
7 m/s	20,65	1,61	2,27	3,21	6,43	4,54	3,21	3,92	2,77	1,96	26,01	36,79	52,03	0,62	0,44	0,31	1,07	1,44	1,14	1,51	2,03	1,61	2,13	2,88	2,28
8 m/s	13,83	1,32	1,86	2,63	5,26	3,72	2,63	5,48	3,87	2,74	18,63	26,35	37,26	0,87	0,62	0,44	0,76	1,03	0,82	1,08	1,46	1,15	1,53	2,06	1,63
9 m/s	9,72	1,10	1,56	2,20	4,41	3,12	2,20	7,35	5,20	3,67	13,88	19,63	27,76	1,17	0,83	0,59	0,57	0,77	0,61	0,80	1,09	0,86	1,14	1,53	1,22
10 m/s	7,08	0,94	1,33	1,88	3,76	2,66	1,88	9,56	6,76	4,78	10,66	15,08	21,33	1,52	1,08	0,76	0,44	0,59	0,47	0,62	0,83	0,66	0,87	1,18	0,93
11 m/s	5,32	0,82	1,15	1,63	3,26	2,31	1,63	12,14	8,58	6,07	8,40	11,88	16,81	1,93	1,37	0,97	0,34	0,46	0,37	0,49	0,66	0,52	0,69	0,93	0,74
12 m/s	4,10	0,72	1,01	1,43	2,86	2,02	1,43	15,09	10,67	7,54	6,76	9,56	13,52	2,40	1,70	1,20	0,28	0,37	0,30	0,39	0,53	0,42	0,55	0,75	0,59

- Para Pot = 51,02 Kg m/s

Veloc.	Área	Ra	Rb	Rc	Ha	Hb	Hc	Wa	Wb	Wc	Ta	Tb	Tc	fa	fb	fc	RPM			RPM			RPM		
																	570	770	970	570	770	970	570	770	970
																	R1	R1	R1	R2	R2	R2	R3	R3	R3
5 m/s	28,34	1,88	2,66	3,76	7,53	5,32	3,76	2,39	1,69	1,20	21,34	30,18	42,68	0,38	0,27	0,19	1,75	2,36	1,87	2,47	3,34	2,64	3,49	4,72	3,74
6 m/s	16,40	1,43	2,03	2,86	5,73	4,05	2,86	3,77	2,67	1,89	13,53	19,13	27,06	0,60	0,42	0,30	1,11	1,50	1,18	1,57	2,12	1,67	2,21	2,99	2,37
7 m/s	10,33	1,14	1,61	2,27	4,55	3,21	2,27	5,54	3,92	2,77	9,20	13,01	18,40	0,88	0,62	0,44	0,75	1,02	0,81	1,07	1,44	1,14	1,51	2,03	1,61
8 m/s	6,92	0,93	1,32	1,86	3,72	2,63	1,86	7,74	5,47	3,87	6,59	9,32	13,18	1,23	0,87	0,62	0,54	0,73	0,58	0,76	1,03	0,82	1,08	1,46	1,15
9 m/s	4,86	0,78	1,10	1,56	3,12	2,20	1,56	10,39	7,35	5,20	4,91	6,94	9,82	1,65	1,17	0,83	0,40	0,54	0,43	0,57	0,77	0,61	0,80	1,09	0,86
10 m/s	3,54	0,67	0,94	1,33	2,66	1,88	1,33	13,52	9,56	6,76	3,77	5,34	7,55	2,15	1,52	1,08	0,31	0,42	0,33	0,44	0,59	0,47	0,62	0,83	0,66
11 m/s	2,66	0,58	0,82	1,15	2,31	1,63	1,15	17,16	12,14	8,58	2,97	4,20	5,95	2,73	1,93	1,37	0,24	0,33	0,26	0,34	0,46	0,37	0,49	0,66	0,52
12 m/s	2,05	0,51	0,72	1,01	2,03	1,43	1,01	21,33	15,08	10,67	2,39	3,38	4,78	3,40	2,40	1,70	0,20	0,26	0,21	0,28	0,37	0,30	0,39	0,53	0,42

- Para Pot = 10,2 Kg m/s

Veloc.	Área	Ra	Rb	Rc	Ha	Hb	Hc	Wa	Wb	Wc	Ta	Tb	Tc	fa	fb	fc	RPM			RPM			RPM		
																	570	770	970	570	770	970	570	770	970
																	R1	R1	R1	R2	R2	R2	R3	R3	R3
5 m/s	5,67	0,84	1,19	1,68	3,37	2,38	1,68	5,35	3,78	2,67	1,91	2,70	3,82	0,85	0,60	0,43	0,78	1,05	0,84	1,10	1,49	1,18	1,56	2,11	1,67
6 m/s	3,28	0,64	0,91	1,28	2,56	1,81	1,28	8,43	5,96	4,22	1,21	1,71	2,42	1,34	0,95	0,67	0,50	0,67	0,53	0,70	0,95	0,75	0,99	1,34	1,06
7 m/s	2,07	0,51	0,72	1,02	2,03	1,44	1,02	12,40	8,77	6,20	0,82	1,16	1,65	1,97	1,40	0,99	0,34	0,45	0,36	0,48	0,64	0,51	0,67	0,91	0,72
8 m/s	1,38	0,42	0,59	0,83	1,66	1,18	0,83	17,31	12,24	8,66	0,59	0,83	1,18	2,76	1,95	1,38	0,24	0,33	0,26	0,34	0,46	0,36	0,48	0,65	0,52
9 m/s	0,97	0,35	0,49	0,70	1,39	0,99	0,70	23,24	16,43	11,62	0,44	0,62	0,88	3,70	2,62	1,85	0,18	0,24	0,19	0,25	0,34	0,27	0,36	0,49	0,38
10 m/s	0,71	0,30	0,42	0,60	1,19	0,84	0,60	30,25	21,39	15,12	0,34	0,48	0,67	4,82	3,41	2,41	0,14	0,19	0,15	0,20	0,26	0,21	0,28	0,37	0,30
11 m/s	0,53	0,26	0,36	0,52	1,03	0,73	0,52	38,38	27,14	19,19	0,27	0,38	0,53	6,11	4,32	3,06	0,11	0,15	0,12	0,15	0,21	0,16	0,22	0,29	0,23
12 m/s	0,41	0,23	0,32	0,45	0,91	0,64	0,45	47,71	33,74	23,86	0,21	0,30	0,43	7,60	5,37	3,80	0,09	0,12	0,09	0,12	0,17	0,13	0,18	0,24	0,19