

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA DE CAMPINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

TESE DE MESTRADO

SIMULAÇÃO DA DINÂMICA DE UM SISTEMA ÉOLICO DE
BOMBÊAMENTO D'ÁGUA.

AUTOR: FRANCISCO JOSÉ SIMÕES

ORIENTADOR: PROF. DR. MÁRIO ROBERTO GRANZIERA

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À REDAÇÃO
FINAL DA TESE DEFENDIDA POR FRANCISCO
JOSÉ SIMÕES E APROVADA PELA COMISSÃO
JULGADORA EM 04/12/86

Mário Roberto Granziera

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA DE CAMPINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

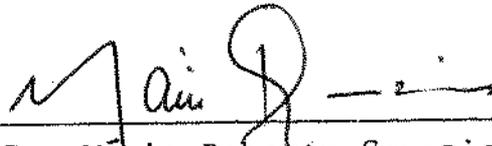
Tese de: Mestrado

Título da Tese: Simulação da dinâmica de um sistema eólico
de bombeamento d'água.

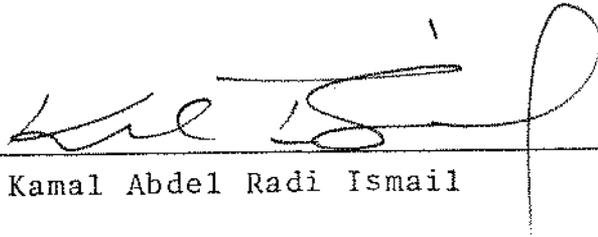
Autor: Francisco José Simões.

Orientador: Prof. Dr. Mário Roberto Granziera.

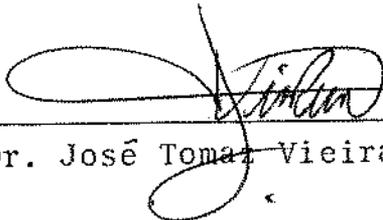
Aprovado por



Prof. Dr. Mário Roberto Granziera, Presidente



Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail



Prof. Dr. José Tomaz Vieira Pereira

Campinas, 04 de dezembro de 1986.

Dedico

este trabalho aos meus pais,
ã Silvana e ã pequena Julia-
na que, com compreensão e afe-
to, acompanharam-me em mais
essa jornada.

AGRADECIMENTO

Agradeço ao meu orientador, Dr. MÁRIO ROBERTO GRANZIERA, pela maneira compreensiva como conduziu nosso trabalho, e aos professores MÁRIO TOYOTARO HATTORI, Dr. JOSÉ CALAZANS DE CASTRO e Dr. TELMO SILVA DE ARAÚJO, pelos esclarecimentos nas discussões que tivemos.

Manifesto minha gratidão também à equipe de técnicos do Núcleo de Energia, em especial a JORGE E. J. SEREY LOPES, que teve participação fundamental na parte experimental do estudo aqui apresentado.

RESUMO

Nesta dissertação é desenvolvida uma metodologia de modelamento de um sistema eólico de bombeamento d'água, existente no Núcleo de Energia (NERG), da Universidade Federal da Paraíba (UFPB).

As equações do movimento do sistema eólico são obtidas por adaptação das características experimentais de alguns elementos do sistema às aquelas encontradas na literatura. Essas equações são resolvidas por um método numérico codificado num programa computacional. Este modelo permite a simulação da partida do sistema para diferentes condições iniciais, bem como a determinação dos parâmetros do sistema em regime permanente, para várias velocidades do vento.

A validade do modelo desenvolvido é comprovada pela análise qualitativa dos resultados das simulações e pela comparação dos valores calculados dos parâmetros do sistema em funcionamento estável com os respectivos valores medidos em teste de campo.

Detalhes do teste de campo são apresentados, bem como discutidos resultados importantes para a avaliação do desempenho do sistema em regime de vento local.

ABSTRACT

In this dissertation a method for modelling a windmill driven water pump, available in the Energy Research Group at the Federal University of Paraíba, is developed.

The equations describing the motion of the above system are obtained by adapting the experimental characteristics of different elements of the system with those found in the literature and these equations are solved numerically in a digital computer. This model permits the simulation of the starting characteristics for different initial conditions as well as the determination of system parameters under steady state operations at different wind velocities.

The validity of the model and the simulation technique is verified by a qualitative analysis of simulation results and by comparing them with those obtained experimentally. Details of field tests are presented and test results associated with the system performance evaluation are discussed.

- ÍNDICE

	Página
1. INTRODUÇÃO	01
2. O SISTEMA EÓLICO PARA BOMBEAMENTO D'ÁGUA (SEB) ..	08
2.1 - CARACTERÍSTICAS DA FONTE EÓLICA	09
2.1.1 - A potência eólica	14
2.2 - CARACTERÍSTICAS DA TURBINA EÓLICA	15
2.3 - CARACTERÍSTICAS DA TRANSMISSÃO	26
2.3.1 - Transmissão de potência	27
2.3.2 - Transmissão de esforços	31
2.4 - CARACTERÍSTICAS DA BOMBA HIDRÁULICA	34
2.4.1 - Características de conversão	34
2.4.2 - Esforços de bombeamento	38
2.4.2.1 - A força de pressão	38
2.4.2.2 - A força de inércia	39
2.4.2.3 - A força de atrito	41
2.5 - CARACTERÍSTICAS DA CARGA	43

	Página
2.5.1 - Determinação das alturas absolutas nas fases de sucção e recalque (21)	45
2.5.2 - Demanda da carga acoplada à turbina	52
2.6 - VALORES DOS PARÂMETROS DO SISTEMA EM OPERAÇÃO	59
2.7 - DINÂMICA DO SEB	65
3. SIMULAÇÃO DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DO SEB	68
3.1 - EQUAÇÕES DA DINÂMICA DO SISTEMA	69
3.2 - O MÉTODO NUMÉRICO UTILIZADO	74
3.3 - PROGRAMA COMPUTACIONAL PARA SIMULAÇÃO DA DINÂMICA DO SISTEMA	77
3.3.1 - Dados de entrada e de saída do programa DINSIST	85
3.4 - RESULTADOS DO PROGRAMA DINSIST E COMENTÁRIOS	87
4. DADOS EXPERIMENTAIS DO SEB	102
4.1 - TESTE EM CAMPO ABERTO	103
4.2 - ANÁLISE DOS RESULTADOS OBTIDOS	111
4.2.1 - Confronto dos resultados teóricos e experimentais	111
4.2.2 - Comentários sobre o ajuste do SEB ao regime de vento local e o acoplamento da carga.....	114

	Página
4.3 - RECOMENDAÇÕES PARA MELHORIA DO SEB	117
5. CONCLUSÃO	120
APÊNDICE A - Estimativa dos Valores dos Parâmetros do SEB	122
APÊNDICE B - Teste da turbina Savonius em campo aber- to (35)	136
APÊNDICE C - Teste da bomba hidráulica (36)	139
APÊNDICE D - Teste do SEB em campo aberto (37)	148
BIBLIOGRAFIA	155

LISTA DE FIGURAS

Figura	Página
1.1 - Esquema do sistema eólico de bombeamento d'água do NERG	04
2.1 - Processo energético do SEB em estudo	08
2.2 - As quatro componentes da velocidade do vento do modelo considerado	13
2.3 - Um tubo de corrente de ar	14
2.4 - Esquema de um rotor Savonius e do escoamento através dele	16
2.5 - Gráficos do coeficiente de potência C_p versus relação de velocidade λ , a partir de várias fontes	19
2.6 - Curvas características de uma turbina Savonius	23
2.7 - Diagrama da variação do coeficiente de torque com a variação da direção de incidência do vento para um rotor Savonius estático, em coordenadas polares	24

Figura	Página
2.8 - Variações do coeficiente de torque C_t com o ângulo de incidência para turbinas Savonius, em coordenadas cartesianas	25
2.9 - Esquema de transmissão composta	28
2.10 - Referências para os elementos da transmissão biela-manivela	30
2.11 - Esquema da transmissão de esforços através da biela	32
2.12 - Curvas características da bomba alternativa a pistão de ação simples obtidas experimentalmente	37
2.13 - Esquema da distribuição de pressão sobre o pistão	39
2.14 - Desenho explicativo das massas equivalentes da biela	41
2.15 - Esquema do SEB com indicações das posições onde serão consideradas perdas por atrito	42
2.16 - Curvas de demanda para escoamentos em tubulações	43
2.17 - Esquema do conjunto bomba-circuito hidráulico	45
2.18 - Características de operação do sistema	64
2.19 - Gráfico da dinâmica de mudança de pontos de operações estáveis	65
3.1 - Estrutura do programa DINSIST	77
3.2 - Diagrama de fluxo simplificado do Programa Principal	79

Figura	Página
3.3 - Diagrama de fluxo simplificado da sub - rotina EQDIF	80
3.4 - Diagrama de fluxo simplificado da sub-rotina RESTR	81
3.5 - Diagrama de fluxo simplificado da sub-rotina VOLUME	83
3.6 - Simulação de partida do SEB no início da fase de sucção	91
3.7 - Simulação de partida do SEB no início da fase de recalque	92
3.8 - Simulação de partida do SEB na posição de momento resistente máximo	93
3.9 - Gráfico da velocidade média de rotação da manivela \bar{N}_m versus tempo t , para várias velocidades do vento.	95
3.10 - Gráfico da constante de tempo σ versus velocidade do vento V	97
3.11 - Simulação da dinâmica do SEB ao receber uma rajada de forma senoidal	100
4.1 - Histograma de frequência das velocidades do vento durante o teste do SEB	104
4.2 - Dados experimentais das velocidades médias de rotação da manivela para velocidades médias do vento	106
4.3 - Dados experimentais das vazões médias para as	

Figura	Página
velocidades médias do vento	106
4.4 - Gráfico das eficiências volumétricas médias para as velocidades médias do vento	107
4.5 - Gráfico das eficiências volumétricas médias para as velocidades médias de rotação da manivela	108
4.6 - Gráfico dos coeficientes de potência médios correspondentes às velocidades médias do vento	108
4.7 - Gráfico das eficiências de acoplamento de carga para as velocidades médias do vento	110
4.8 - Gráfico da eficiência média do sistema versus velocidade média do vento	110
4.9 - Gráficos das relações \bar{N}_m versus \bar{V} teórica e experimental	113
4.10 - Gráficos das relações \bar{Q} versus \bar{V} teórica e experimental	114
4.11 - Curvas de potência versus velocidade de rotação da turbina	116
A.1 - Esquema da instalação do SEB na beira do açude	124
A.2 - Esquema do dispositivo de teste da válvula ..	125
A.3 - Esquema do ensaio para estimar o momento de inércia do rotor	133
B.1 - Histograma de frequência de velocidades do vento	138

Figura	Página
C.1 - Esquema da bancada de teste da bomba	139
C.2 - Curvas de perdas do motor elétrico c.c., de 5,7 kW	141
C.3 - Circuito hidráulico para teste da bomba	147
D.1 - Histograma de frequência da velocidade do ven- to para o local de teste de campo do SEB	151
D.2 - Gráfico das velocidades médias de rotação da manivela \bar{N}_m versus velocidades médias do ven- to \bar{V}	152
D.3 - Gráfico das vazões médias \bar{Q} versus velocidades médias do vento \bar{V}	152

LISTA DE SÍMBOLOS

- a - Aceleração do pistão da bomba.
- A - Área da seção reta de um tubo de corrente de ar ou projeção da área varrida pela turbina na direção da velocidade do vento.
- $a_{m\acute{a}x}$ - Máxima aceleração admissível para o pistão da bomba.
- a_s - Aceleração da coluna d'água de sucção.
- b - Deslocamento dos semi-cilindros da turbina Savonius.
- c - Comprimento do curso do pistão.
- C_p - Coeficiente de potência ou eficiência de conversão do rotor.
- C_t - Coeficiente de torque do rotor.
- C_{tm} - Valor médio do coeficiente de torque.
- C_{to} - Amplitude de variação do coeficiente de torque.
- d - Diâmetro de uma tubulação.
- D - Diâmetro do rotor da turbina.
- d_b - Diâmetro da bomba ou do pistão.
- d_r - Diâmetro da tubulação de recalque.
- d_s - Diâmetro da tubulação de sucção.
- DV - Volume d'água bombeado em um passo de integração numé-

rica da equação do movimento do SEB.

- e - Altura geométrica de bombeamento.
- E_c - Energia cinética do sistema.
- e_r - Altura geométrica de recalque.
- e_s - Altura geométrica de sucção.
- F - Força de bombeamento.
- F_a - Força para acelerar a coluna d'água.
- F_{at} - Resultante das forças de atrito.
- F_{ati} - Força de atrito na posição i (Fig. 2.15).
- F_b - Força na biela.
- F_i - Força de inércia das partes alternantes.
- F_m - Componente de F_b na direção tangencial à trajetória da manivela.
- F_n - Componente de F_b na direção normal à de translação da biela.
- F_p - Força causada pela distribuição de pressão sobre o pistão.
- F_{pr} - Força de pressão no pistão, na fase de recalque.
- F_{ps} - Força de pressão no pistão, na fase de sucção.
- F_r - Força total de bombeamento, na fase de recalque.
- F_{ra} - Componente de F_b na direção radial à trajetória da manivela.
- F_s - Força total de bombeamento na fase de sucção.
- g - Aceleração da gravidade local.
- h - Desnível entre o centro do pistão e a válvula de recalque.
- H - Altura manométrica de elevação.
- H_a - Pressão atmosférica em metros de coluna d'água.

- H_r - Altura manométrica de recalque.
 H_s - Altura manométrica de sucção.
 H_{smin} - Altura absoluta de sucção mínima admissível.
 h_t - Altura de um estágio do rotor Savonius.
 H_t - Altura total do rotor da turbina.
 H_v - Pressão de vaporização do líquido em metros de coluna d'água.
 h_{vr} - Perda de pressão através da válvula de recalque.
 h_{vs} - Perda de pressão através da válvula de sucção.
 h'_{vs} - Pressão necessária para abrir a válvula de sucção.
 i - Relação de transmissão, ou de velocidades, entre as rodas da turbina e da manivela.
 I - Momento de inércia do sistema em relação ao eixo da turbina.
 L - Comprimento da biela.
 L_r - Comprimento da tubulação de recalque.
 L_s - Comprimento da tubulação de sucção.
 L_1 - Distância do C.G. da biela até seu ponto de fixação na haste da bomba.
 L_2 - Distância do C.G. da biela até sua fixação à manivela.
 \dot{m} - Fluxo de massa de ar.
 M_a - Massa das partes alternantes.
 \dot{m}_a - Fluxo de massa de água.
 m_b - Massa da biela.
 m_{br} - Massa equivalente à rotação da biela.
 m_{bt} - Massa equivalente à translação da biela.
 m_e - Massa do êmbolo.
 m_h - Massa da haste.

- N_m - Velocidade de rotação da manivela em RPM.
 N_{mo} - Velocidade de rotação da manivela para a condição de operação equilibrada ($T_t = T_r$).
 N_t - Velocidade de rotação da turbina em RPM.
 p - Pressão na câmara da bomba.
 p_{at} - Pressão atmosférica local.
 P_b - Potência fornecida à bomba.
 P_m - Potência no eixo da manivela.
 P_r - Pressão na câmara da bomba na fase de recalque.
 P_s - Pressão na câmara da bomba na fase de sucção.
 P_t - Potência convertida no eixo da turbina.
 P_u - Potência útil realizada pela bomba.
 P_{ut} - Potência útil teórica ($\eta_v = 1,0$; $\eta_m = 1,0$).
 P_v - Potência eólica disponível.
 Q - Vazão efetiva de volume d'água.
 Q_t - Vazão teórica de volume d'água.
 R - Raio do rotor Savonius.
 r_m - Raio da manivela.
 S - Área da seção transversal da bomba ou do pistão.
 S_s - Área da seção transversal do tubo de sucção.
 t - Tempo.
 T_{at} - Momento provocado pelo atrito dos elementos do dispositivo de transmissão.
 T_{ati} - Conjugado de atrito na posição i (Fig. 2.15).
 T_{att} - Torque resultante do atrito no eixo da turbina.
 T_{ct} - Momento da carga no eixo da turbina.
 T_{ctr} - Valor de T_{ct} na fase de recalque.
 T_{cts} - Valor de T_{ct} na fase de sucção.

- t_{fr} - Tempo de término da rajada.
- t_{frp} - Tempo de término da rampa.
- t_{ir} - Tempo de início da rajada.
- t_{irp} - Tempo de início da rampa.
- T_m - Conjugado no eixo da roda da manivela.
- T_{mb} - Conjugado resistente no eixo da roda da manivela devido ao bombeamento.
- T_{mt} - Conjugado teórico no eixo da roda da manivela.
- T_p - Conjugado de partida do SEB.
- T_r - Conjugado resistente no eixo da turbina.
- T_t - Conjugado motor no eixo da turbina.
- v - Velocidade do pistão da bomba.
- \bar{v} - Velocidade média d'água numa tubulação.
- V - Velocidade do vento.
- \bar{V} - Velocidade média do vento para uma faixa (BIN) considerada.
- V_a - Componente aleatória do ruído da velocidade do vento.
- V_b - Velocidade média (de base) da velocidade do vento.
- V_p - Velocidade do vento de projeto.
- V_{mr} - Velocidade de pico da rajada.
- V_{mrp} - Velocidade máxima da rampa.
- v_r - Velocidade média da água na tubulação de recalque.
- V_r - Componente de rajada da velocidade do vento.
- V_{rp} - Componente de rampa da velocidade do vento.
- v_s - Velocidade média de escoamento na tubulação de sucção.
- x - Posição do pistão da bomba a partir dos extremos de sua trajetória.
- Z_r - Total das perdas na tubulação de recalque.

- Z_s - Total das perdas na tubulação de sucção.
 e - Base dos logaritmos naturais ou neperianos ($e \approx 2,718281$).
 ϕ - Ângulo que a biela faz com sua direção de translação.
 γ - Peso específico da água.
 λ - Relação de velocidades ou velocidade específica.
 ζ_{rn} - Coeficiente de resistência do elemento n da tabulação de recalque.
 ζ_{sn} - Coeficiente de resistência do elemento n da tabulação de sucção.
 ρ - Densidade do ar.
 σ - Constante de tempo.
 θ - Ângulo de posição da manivela.
 θ_1 - Primeira determinação de θ .
 θ_r - Valor de θ_1 para a fase de recalque.
 θ_s - Valor de θ_1 para a fase de sucção.
 η_{bm} - Eficiência do dispositivo biela-manivela.
 η_c - Eficiência de acoplamento de carga.
 η_{cd} - Eficiência da transmissão por correia dentada.
 η_m - Eficiência mecânica do dispositivo de bombeamento (bomba + transmissão).
 η_s - Eficiência total do sistema.
 η_t - Eficiência total das transmissões.
 η_v - Eficiência volumétrica da bomba.
 ω_m - Velocidade de rotação da manivela em RAD/S.
 ω_{mt} - Velocidade de rotação teórica da manivela em RAD/S.
 ω_t - Velocidade de rotação da turbina em RAD/S.

Para representar os valores médios de algumas grandezas, foram usadas barras sobre os símbolos destas.

INTRODUÇÃO

Desde a última década, a utilização da energia eólica tem atraído, com maior intensidade, a atenção de vários pesquisadores por tratar-se de uma fonte natural disponível gratuitamente, inesgotável e por seu aproveitamento causar impactos ambientais relativamente pequenos. A conversão de energia eólica tem sido aplicada principalmente na propulsão de barcos, no bombeamento de água, na moagem de grãos e na geração de energia elétrica.

O bombeamento d'água é de especial interesse, seja para consumo humano ou animal, seja para irrigação ou drenagem, por ser um requisito para o crescimento econômico e melhoria da saúde de comunidades rurais. Do ponto de vista da saúde pública, pode ser dito que algumas doenças são reduzidas mais efetivamente pelo consumo adequado de água.

No Nordeste Brasileiro, a partir de um levantamento aerofotográfico efetuado pelo Projeto Radam-Brasil(1), ficou constatado que existem 90 bilhões de metros cúbicos d'água na superfície e 130 bilhões no subsolo. Além disso, de quase 40000 açudes e represas existentes, apenas 10% são utilizados. Isso leva a deduzir que milhares de hectares de terra podem ser irrigados, criando milhares de empregos e fixando o homem à terra.

Um estudo preliminar realizado no Núcleo de Meteorologia Aplicada, da Universidade Federal da Paraíba (UFPB), mostrou que em algumas regiões do Nordeste a densidade de potência eólica (potência eólica por unidade de área transversal à direção do vento) existente pode contribuir economicamente para o desenvolvimento rural. Há áreas onde esta densidade média é de quase 100 W/m^2 , correspondendo a uma velocidade média do vento de cerca de 5,5 m/s (2). Aqui deve ser observado que estes são valores médios para amplos territórios e que pode variar muito de um local para outro relativamente próximo. Naquele mesmo estudo, a cidade de Campina Grande está localizada numa região com densidade de potência média em torno de 25 W/m^2 , ou seja, velocidade média do vento de 3,5 m/s, embora os mesmos autores tenham concluído noutro trabalho "que as velocidades entre 4 e quase 6 m/s têm a contribuição mais intensa à potência eólica média"(3), neste município.

Desde 1975, pesquisas sobre energia eólica tem sido realizadas no Núcleo de Energia (NERG), da UFPB, em Campina

Grande, onde foi executado o trabalho aqui exposto. O primeiro sistema eólico para bombeamento d'água (SEB) projetado no NERG é de baixa potência, baixo custo (50 OTN, fora a mão-de-obra), pode ser fabricado numa pequena oficina mecânica e sua manutenção pode ser feita pelo próprio usuário. Este SEB é constituído por uma turbina eólica de eixo vertical, tipo Savonius, com 3 estágios defasados de 60° , que aciona uma bomba de deslocamento positivo, tipo alternativa de um pistão simples, através de uma transmissão composta de correia dentada e um dispositivo biela-manivela (vide fig. 1.1).

A turbina de eixo vertical tem as seguintes vantagens: praticamente não é influenciada pelas mudanças de direção do vento, o rotor é a única parte móvel e propicia a colocação da transmissão e da bomba no solo, facilitando a montagem e a manutenção. Além disso, a sua estrutura suporte, tipo portal estaiado, é simples e de baixo custo, apesar de sua pequena altura. O rotor Savonius, por ser movido basicamente por forças de arrasto (componentes das forças aerodinâmicas na direção do vento), requer maior quantidade de material para preencher sua área varrida e sua velocidade em funcionamento estável nunca pode ser maior que a velocidade do vento. Isto faz com que o rotor opere em baixas velocidades de rotação, tenha grande inércia e seja relativamente mais dispendioso. Este custo pode ser ainda reduzido com o emprego de tambores metálicos encontrados em sucatas, mas que aumentam a inércia da turbina.

A transmissão por correia dentada é de fácil fabrica-

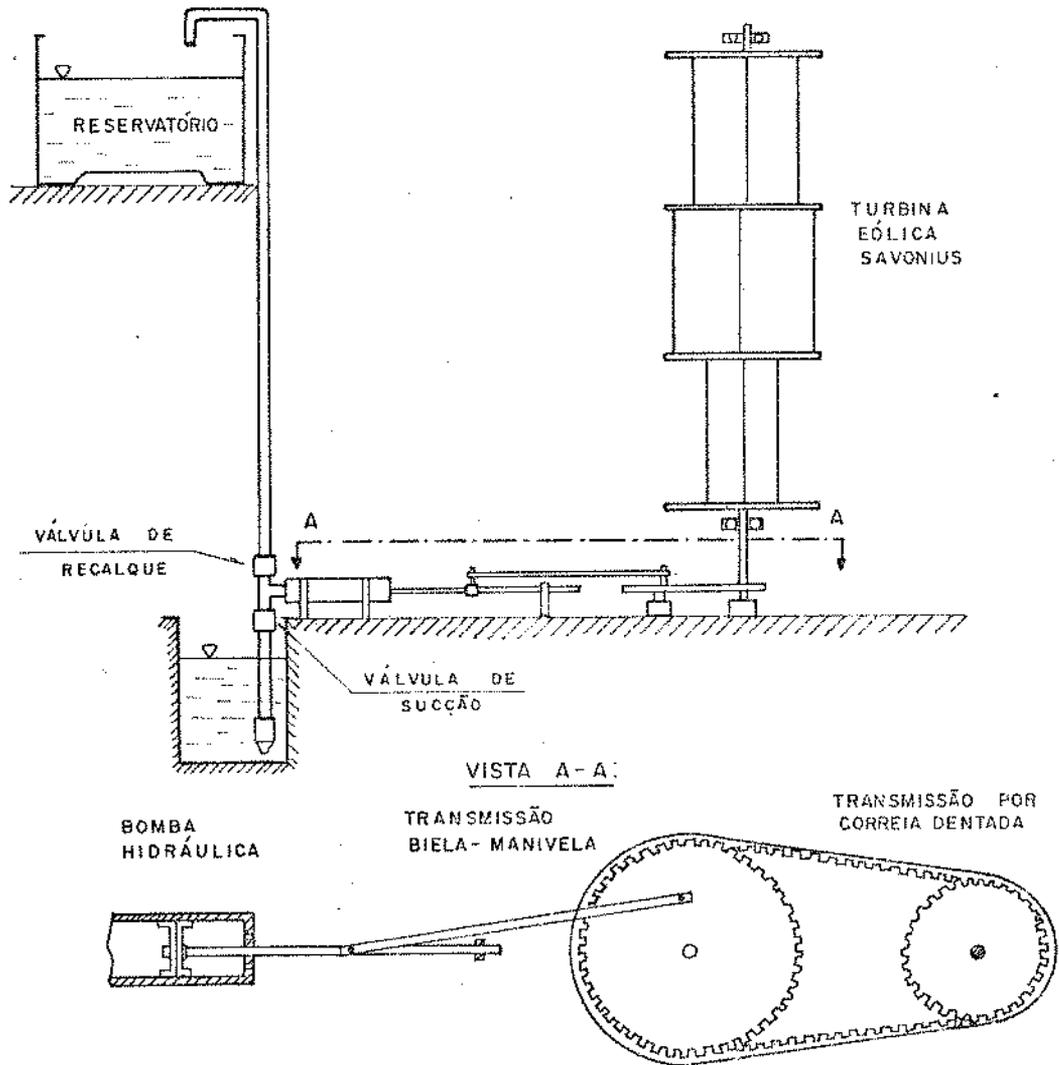


Fig. 1.1 - Esquema do sistema eólico de bombeamento d'água do NERG.

ção, não produz o escorregamento que ocorre com as correias lisas e são mais baratas que as transmissões por corrente ou por engrenagens. Pode ser acrescentado ainda que, além de sua maior durabilidade quanto à corrosão, a correia empregada neste sistema está disponível no mercado por ser também usada pela indústria automobilística.

A limitação em operações a baixas velocidades de rotação, imposta pela turbina, leva ao casamento mais adequado desta com bombas de deslocamento positivo, dos tipos alternativos. Considerando a simplicidade de fabricação e o baixo custo, as bombas de pistão de ação simples e de diafragma se equiparam, tendo sido escolhida a primeira. Um dispositivo biela-manivela foi incluído para transmitir a potência alternativa.

A falta, no mercado local, de válvulas de sucção e de recalque adequadas para funcionarem com a bomba projetada, levou a que fossem utilizadas válvulas de retenção de portinholas, do tipo comercial, no lugar daquelas. Neste caso, havia a expectativa da disponibilidade e do baixo custo das válvulas compensarem seus baixos rendimentos para aquele tipo de operação.

Um protótipo desse SEB está instalado à margem do açude da UFPb, no Laboratório de Engenharia Agrícola, e fornece água para um sistema de irrigação localizada, por gotejamento, em uma pequena plantação de mamoeiros (projeto financiado pela FINEP). O sistema eólico ocupa uma área de 4,60m

x 3,40m e forneceu água a uma vazão média de 3000 l/dia, com elevação de 7,6m, no período de fevereiro a junho de 1982. A cultura irrigada possui 60 pés de mamão (área de 20m x 20m), dos quais, em 6 semanas de colheita, 37 pés produziram 273 frutos, num total de 116,8 kg (4).

Devido à falta de recursos aplicados na área de aproveitamento da energia eólica, este SEB foi tomado para os estudos desenvolvidos posteriormente, uma vez que possibilitou o confronto dos resultados teóricos e experimentais.

Os fabricantes de SEB's típicos declaram uma eficiência total de seus sistemas (energia potencial d'água bombeada/energia eólica através do rotor) em torno de 5% (5). Embora a eficiência não seja de interesse por si mesma, o custo efetivo do sistema como um todo está evidentemente relacionado àquela. Em particular, a baixa eficiência é resultado principalmente do mau casamento de carga de uma bomba alternativa típica. Um melhoramento nesse casamento de carga oferece maior potencial para o aumento da eficiência que o refinamento aerodinâmico da turbina.

De uma maneira geral, pesquisas visando aumentos das eficiências de sistemas têm lidado com:

- a) faixas de velocidades do vento de operação (velocidades de partida e de corte do funcionamento do sistema);
- b) características de conversão e de eficiência dos componentes do sistema;

- c) casamento de carga quanto ao torque médio;
- d) casamento de carga quanto ao torque variável;
- e) comportamento dinâmico do sistema, ou seja, regimes transientes de partidas e de respostas às rajadas do vento;
- f) dispositivos de controle do sistema.

O trabalho aqui apresentado é um exemplo, aplicado ao SEB do NERG, da metodologia utilizada para a construção de um modelo matemático que, codificado em um programa computacional, possibilita a simulação dinâmica do funcionamento de um sistema. Este modelo é uma ferramenta que pode ser usada para o estudo rápido e econômico do melhoramento da eficiência do sistema segundo os três últimos itens relacionados acima.

No capítulo 2, são feitas algumas considerações teóricas gerais que são aplicadas ao sistema enfocado. A elaboração do modelo matemático e do programa computacional que o resolve são mostrados no capítulo 3. No quarto capítulo são fornecidos os dados experimentais obtidos no teste de campo do sistema e que serviram para balizar os valores dos parâmetros do modelo matemático. Além disso, informações valiosas sobre o casamento de carga do sistema foram obtidas experimentalmente e comentadas no capítulo quatro.

O SISTEMA EÓLICO PARA BOMBEAMENTO D'ÁGUA (SEB)

Como ocorre nos sistemas de potência, a energia passa por processos de conversão, transmissão e armazenamento. No sistema em foco, o processo energético pode ser descrito pelo fluxograma de energia da fig. 2.1. Este é um sistema de conversão de energia mecânica apenas.

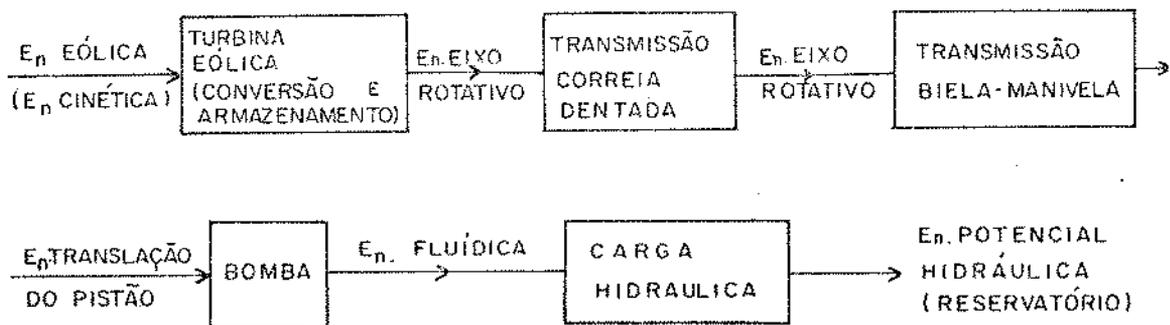


Fig. 2.1 - Processo energético do SEB em estudo.

A energia absorvida pelo sistema fica armazenada no reservatório d'água, na forma de energia potencial hidráulica, ou acaba sendo dissipada por atrito ao longo do processo.

Para estudar o comportamento dinâmico do sistema como um todo, é preciso conhecer as características de conversão e de eficiência de cada dispositivo.

As etapas deste processo energético serão analisadas separadamente nas seguintes seções:

- características da fonte eólica;
- características da turbina eólica;
- características da transmissão;
- características da bomba hidráulica;
- características da carga;
- valores de operação dos parâmetros do sistema.

2.1- CARACTERÍSTICAS DA FONTE EÓLICA

O vento surge devido, primariamente, ao aquecimento desigual da superfície terrestre e ao movimento de rotação do planeta. Para efeito de aproveitamento da energia eólica, são de interesse apenas os ventos que ocorrem na camada inferior da atmosfera, até alturas onde uma turbina eólica possa ser instalada. Aí, o vento sofre influência de vários fatores no estabelecimento de sua distribuição de velocidade. Alguns desses fatores são: aspereza da superfície, topografia,

condições de estabilidade atmosférica, diferença de aquecimento da superfície local e presença de obstáculos (6).

A velocidade do vento é uma quantidade vetorial tri-dimensional que é convenientemente representada por um vetor médio da velocidade do vento com flutuações aleatórias de pequena escala (que também são vetores tri-dimensionais). Para aplicação em turbina eólica de eixo vertical, é considerada apenas a intensidade da componente horizontal da velocidade do vento acrescida de flutuações aleatórias representativas das rajadas.

A definição de uma rajada depende de dois intervalos de tempo. Aquela usado para caracterizar a velocidade média do vento e o tempo de duração da rajada. Para o "National Weather Service" - N.W.S./U.S.A. - o tempo normal tomado para a velocidade média é de um minuto. Para o "World Meteorological Organization" - W.M.O./U.S.A. - é de dez minutos. O tempo de duração de rajada é o intervalo de tempo do início até o fim da flutuação de velocidade do vento. Geralmente, não são consideradas rajadas com durações maiores que cerca de 20% do tempo tomado para calcular a velocidade média (isto é, os tempos de duração de rajadas devem ser menores ou iguais a dois minutos para os padrões da W.M.O.) (7).

Para a simulação do funcionamento do SEB, é necessário um modelo do vento que inclua rajadas, variações rápidas (rampas) e ruídos (componente aleatória de fundo). A seguinte equação pode sintetizar este modelo (8):

$$V = V_b + V_r + V_{rp} + V_a \quad (2.1)$$

onde:

V é a velocidade global simulada do vento;

V_b é a velocidade base do vento;

V_r é a componente da velocidade de rajada;

V_{rp} é a componente de rampa;

V_a é a componente aleatória do ruído.

Essas quatro componentes fornecem uma flexibilidade razoável para o estudo da dinâmica de sistemas eólicos.

A componente da velocidade de base é descrita pela equação:

$$V_b = K_b \quad (2.2)$$

onde K_b é uma constante dada em m/s.

Essa componente é sempre considerada presente em estudos onde é requerido que o sistema eólico esteja em serviço.

A componente da velocidade de rajada é nula fora do intervalo de tempo da rajada e nesse intervalo

$$t_{ir} \leq t \leq t_{fr}$$

assume os valores dados pela equação:

$$V_r = \frac{V_{mr}}{2} \cdot \left(1 - \cos 2 \cdot \pi \frac{t - t_{ir}}{t_{fr} - t_{ir}} \right) \quad (2.3)$$

onde:

V_{mr} é a velocidade de pico da rajada;

t_{ir} é o tempo de início da rajada;

t_{fr} é o tempo de término da rajada;

$t_{fr} - t_{ir}$ é o intervalo da rajada;

t é o tempo.

Esta componente é essencial para estudos da dinâmica de sistemas eólicos.

A componente da velocidade de rampa é nula fora do intervalo de tempo da rampa e nesse intervalo

$$t_{irp} \leq t \leq t_{frp}$$

é dada por:

$$V_{rp} = V_{mrp} \cdot \left(1 - \frac{t - t_{frp}}{t_{irp} - t_{frp}} \right) \quad (2.4)$$

onde:

V_{mrp} é a velocidade máxima da rampa;

t_{irp} é o tempo de início da rampa;

t_{frp} é o tempo de término da rampa.

Essa função pode ser usada para aproximação de uma variação de velocidade do tipo degrau, fazendo t_{frp} ligeiramente maior que t_{irp} , ou um aumento lento da velocidade do vento. Para valores negativos de V_{mrp} podem ser feitos estudos para rampas de inclinações negativas.

A última componente da velocidade do vento é a componente aleatória de ruído que pode ser definida por uma função geradora de números aleatórios dentro de uma faixa compatível com os valores observados da velocidade do vento (8) .

As quatro componentes da velocidade do vento são mostradas na fig. 2.2.

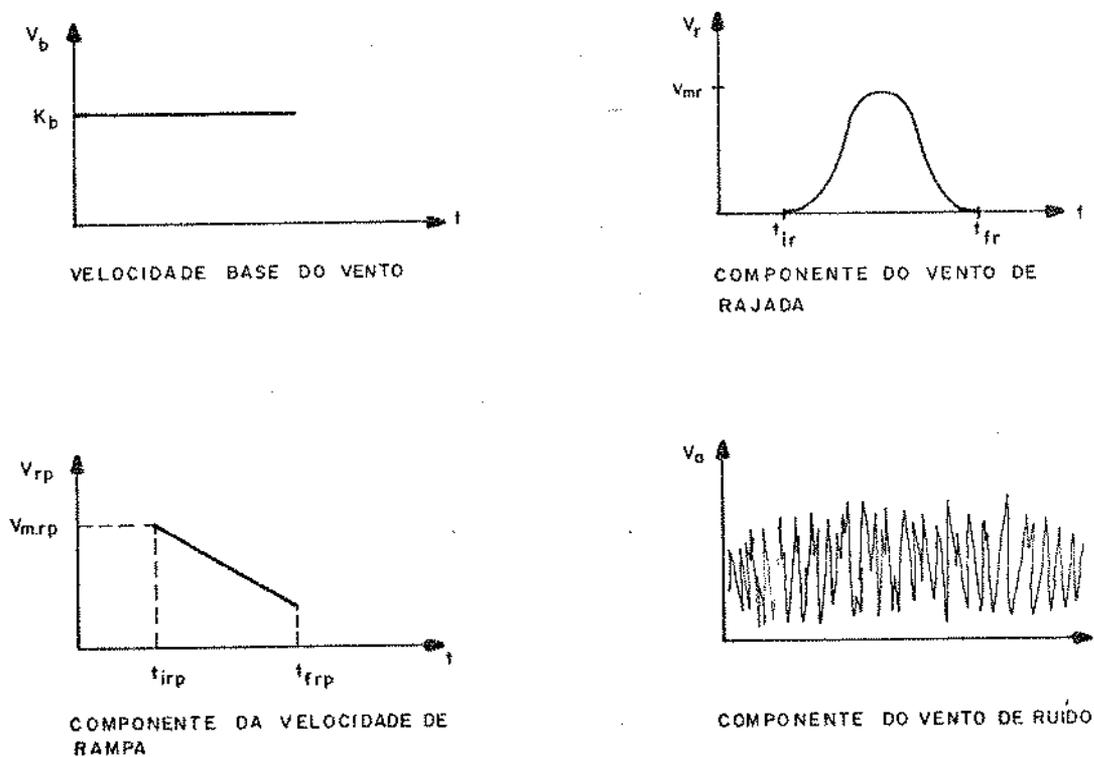


Fig. 2.2 - As quatro componentes da velocidade do vento do modelo considerado.

2.1.1- A potência eólica

A potência eólica disponível P_v num tubo de corrente com área da seção reta A , onde o ar se move com velocidade uniforme V (fig. 2.3), é o fluxo de energia cinética fornecida por:

$$P_v = \frac{1}{2} \cdot \dot{m} \cdot V^2 = \frac{1}{2} \cdot (\rho \cdot V \cdot A) \cdot V^2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot V^3 \quad (2.5)$$

onde:

\dot{m} é o fluxo de massa;

ρ é a densidade do ar, que varia com a altitude e condições atmosféricas.

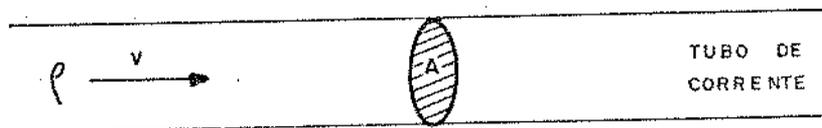


Fig. 2.3 - Um tubo de corrente de ar.

Da eq. 2.5, é notado que a potência eólica disponível é diretamente proporcional à densidade do ar, a área da seção reta do tubo de corrente considerado (igual à área varrida pelo rotor de uma turbina) e ao cubo da velocidade do vento.

Essa maior influência da velocidade do vento na potência disponível faz com que grandes quantidades de energia sejam trazidas por rajadas de vento e que geralmente são ineficientemente aproveitadas.

2.2- CARACTERÍSTICAS DA TURBINA EÓLICA

A turbina eólica é um conversor fluido-mecânico de potência que fornece potência ao eixo rotativo na saída. Os parâmetros característicos mais importantes são (9):

- o valor do torque T_t de saída quando a velocidade de rotação N_t é nula, ou seja, o torque de partida;
- a derivada ao longo de sua curva $T_t \times N_t$, na faixa de operação, que indica o comportamento da turbina no funcionamento estável do sistema.

A turbina aqui considerada é formada por três rotores tipo Savonius, como mostrado na fig. 2.4, defasados de 60° e acoplados a um mesmo eixo vertical. Nesta turbina, o torque no eixo é produzido pela diferença de pressão entre as superfícies côncava e convexa frontais ao vento e pelo efeito de recirculação do ar na superfície convexa que se desloca na direção contrária à do vento, como pode ser visto na fig. 2.4c (10).

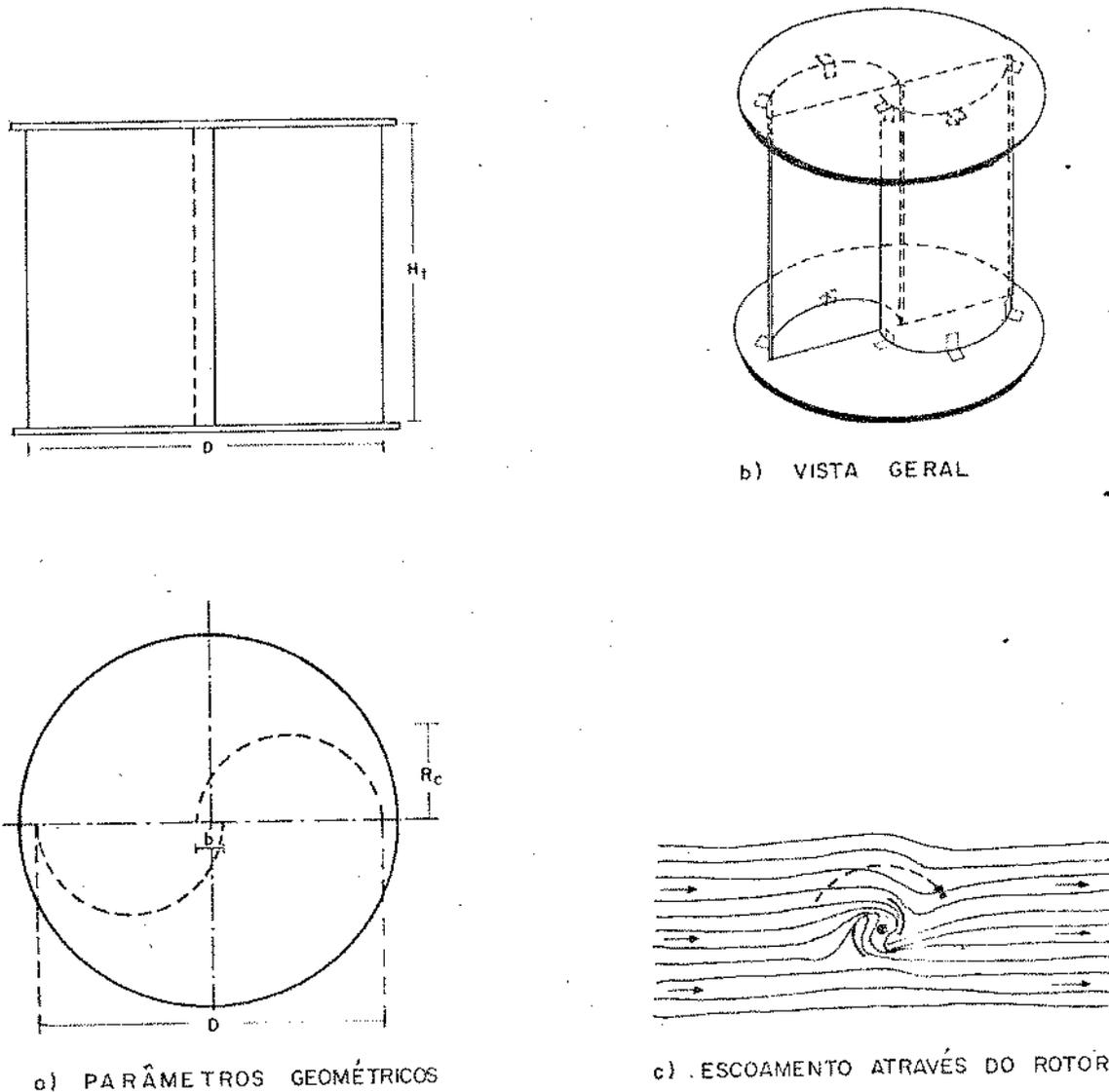


Fig. 2.4 - Esquema de um rotor Savonius e do escoamento através dele.

Não foi encontrado, na bibliografia consultada, nenhum modelo matemático que descrevesse o comportamento do rotor Savonius. Todas as curvas de desempenho encontradas na bibliografia (11,12,13,14,15) foram obtidas de modelos reduzidos testados em túneis de vento ou de protótipos testados em campo.

A análise dimensional mostra que quatro grupos adimensionais sintetizam o comportamento da turbina Savonius (11):

1) A relação entre o deslocamento dos semi-cilindros b e o diâmetro do rotor D : $\frac{b}{D}$

2) A relação entre a altura H_t e o diâmetro do rotor D :

$$\frac{H_t}{D}$$

3) A relação entre a velocidade periférica do rotor $R \cdot \omega_t$ (onde R é o raio do rotor e ω_t é a sua velocidade de rotação) e a velocidade do vento V :

$$\lambda = \frac{R \cdot \omega_t}{V} \quad (2.6)$$

4) A relação entre a potência de saída P_t e a potência eólica incidente:

$$C_p = \frac{P_t}{0,5 \cdot \rho \cdot A \cdot V^3} \quad (2.7)$$

Os dois primeiros grupos adimensionais são relações geométricas do rotor e assumem valores constantes para uma determinada turbina. A relação de velocidades λ indica como o rotor está operando em relação ao vento. O quarto grupo adimensional é chamado de coeficiente de potência C_p e fornece a eficiência de conversão do rotor. Assim, uma vez especificada a turbina, sua característica de desempenho é dada pela curva de $C_p \times \lambda$.

Os parâmetros geométricos da turbina em estudo são os seguintes:

- altura de cada estágio: $h_t = 1,00\text{m}$;
- altura total: $H_t = 3,00\text{m}$;
- diâmetro do rotor: $D = 1,05\text{m}$;
- raio do rotor: $R = 0,525\text{ m}$;
- relação entre o vão e o diâmetro: $\frac{b}{D} = \frac{1}{10}$;
- relação altura/diâmetro: $\frac{H_t}{D} = 2,73$.

Esta turbina foi testada na Central de Testes (CETE) do Núcleo de Energia (NERG) segundo descrito no Apêndice B. Este teste de campo forneceu resultados com muita dispersão devido à imprecisão do torquímetro, à não simultaneidade das medições dos três parâmetros (V, T_t, ω_t) e à inércia do rotor. Como a curva de C_p versus λ é a chave para obtenção das características de conversão da turbina, juntamente com os resultados dos testes do rotor Savonius, as curvas obtidas das referências bibliográficas (11,12,13,14,15) foram traçadas num mesmo gráfico (Fig. 2.5). Aqui deve ser observado que há algumas diferenças entre os rotores estudados, tais como:

Para Newman (13):

$$\frac{b}{D} = \frac{1}{11} ; \quad \frac{H_t}{D} = 1,36$$

Para Simonds e Bodek (14):

$$\frac{b}{D} = \frac{1}{5} ; \quad \frac{H_t}{D} = 1,88$$

Para Kamal (15):

$$\frac{b}{D} = \frac{1}{10}$$

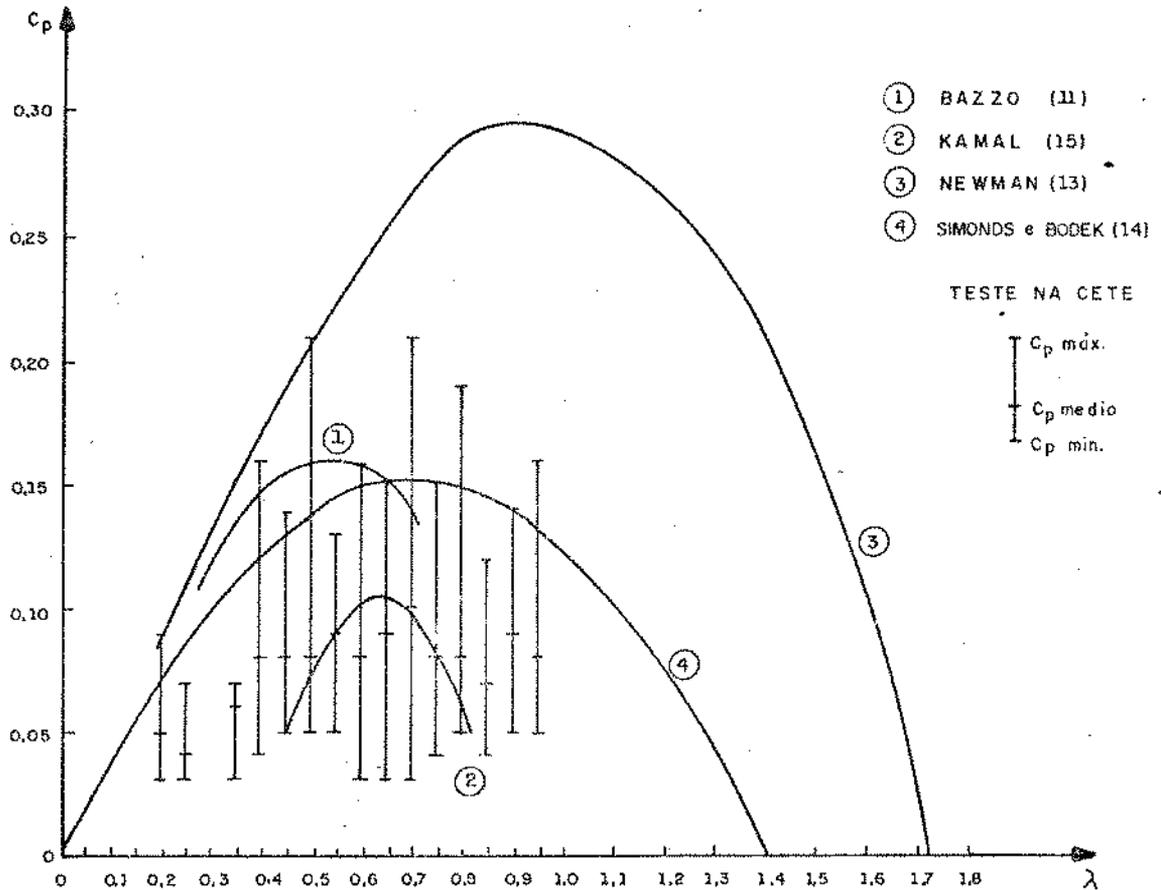


Fig. 2.5 - Gráficos do coeficiente de potência C_p versus relação de velocidades λ , a partir de várias fontes.

As diferenças de geometria não parecem ser suficientes para provocarem as diferenças das eficiências dos rotores citados. Os dados fornecidos por Newman (13) parecem superes-

timados. Por outro lado, os baixos valores de C_p encontrados nos testes na CETE e por Kamal (15) parecem subestimados. Comparativamente o gráfico levantado por Simonds e Bodek (14) assume valores intermediários, que foram escolhidos para descreverem a característica de eficiência do rotor Savonius.

Considerando a forma da curva C_p versus λ escolhida e que esta relação é melhor representada por uma função polinomial (16), é razoável ajustar uma curva do tipo:

$$C_p = \alpha \cdot \lambda^2 + \beta \cdot \lambda \quad (2.8)$$

onde:

α e β são constantes

Utilizando o método dos mínimos quadrados é obtido:

$$C_p = -0,30 \cdot \lambda^2 + 0,42 \cdot \lambda \quad (2.9)$$

ou seja:

$$\alpha = -0,30 \quad \text{e} \quad \beta = 0,42$$

A partir da função $C_p = f(\lambda)$, torna-se possível a obtenção das curvas características de saída do conversor, ou seja, os valores do torque e da rotação para certa velocidade do vento. Como a potência de eixo de saída pode ser calculada

lada por $P_t = T_t \cdot \omega_t$, pode ser feito:

$$C_p = \frac{T_t \cdot \omega_t}{0,5 \cdot \rho \cdot A \cdot V^3} \quad (2.10)$$

Donde:

$$T_t = 0,5 \cdot \rho \cdot A \cdot \frac{V^3 \cdot C_p}{\omega_t} \quad (2.11)$$

Substituindo a eq. (2.8) na eq. (2.11), o torque fornecido pela turbina pode ser calculado por:

$$T_t = 0,5 \cdot \rho \cdot A \cdot \frac{V^3}{\omega_t} (\beta \cdot \lambda + \alpha \cdot \lambda^2)$$

Numa forma sintética, ficam:

$$T_t = K_1 \cdot V \cdot \omega_t + K_2 \cdot V^2 \quad (2.12)$$

onde:

$$K_1 = 0,5 \cdot \rho \cdot A \cdot R^2 \cdot \alpha$$

$$K_2 = 0,5 \cdot \rho \cdot A \cdot R \cdot \beta$$

K_1 e K_2 são constantes para um determinado rotor.

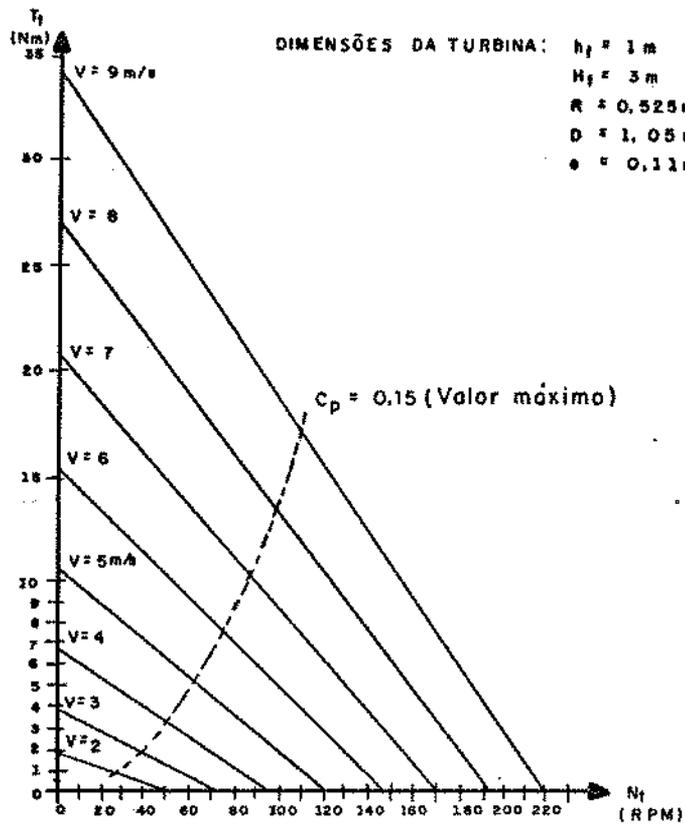
As curvas características de torque versus velocidade de rotação e eficiência versus velocidade de rotação, para várias velocidades do vento, foram traçadas nos gráficos da fig. 2.6, considerando os dados fornecidos por Simonds e

Bodek (14) e a geometria do rotor em estudo.

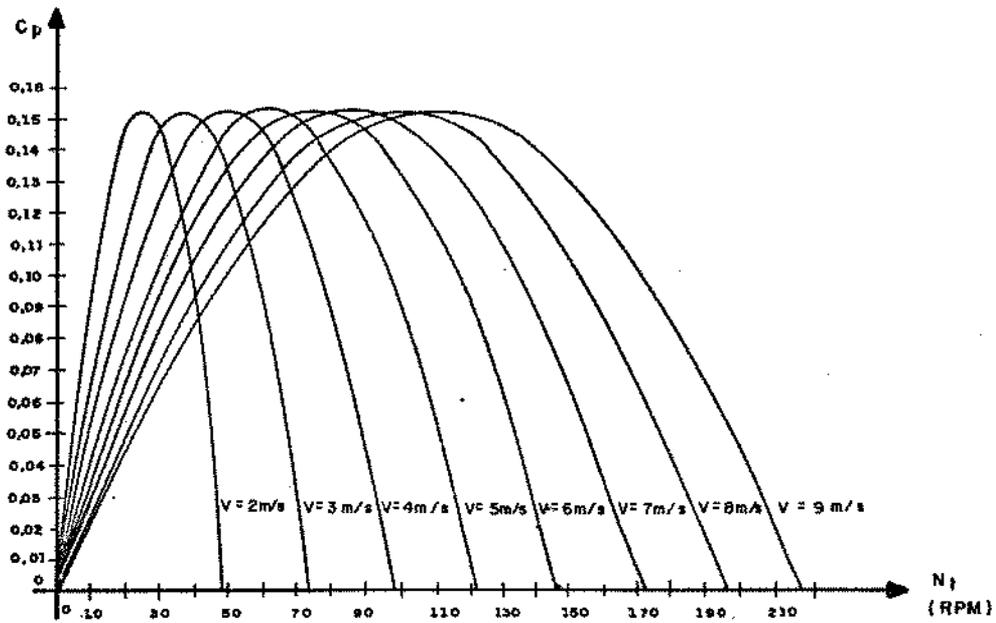
Pode ser notado no gráfico $T_t \times N_t$ que a inclinação da curva é negativa, com valor máximo do torque para a rotação nula e o torque nulo para a rotação máxima a cada velocidade do vento considerada. A turbina Savonius parece funcionar como as turbinas a impulso onde a força imposta pelo "jato do fluido" (vento) sobre as "pás" cria o torque. A força impulsiva e, daí, o torque diminuem quando a velocidade das "pás" se aproximam da velocidade do "jato de fluido" (vento), dando uma característica torque-rotação que cai com o aumento da rotação a partir de uma interseção inicial no eixo dos torques. Pode ser dito, por esse motivo, que há um "escorregamento" entre a velocidade do vento e a rotação da turbina.

É notável na fig. 2.6 que as curvas de $T_t \times N_t$ não se cruzam, fazendo com que, para uma dada velocidade de rotação, um aumento da velocidade do vento sempre leve a um aumento do torque. Esse tipo de comportamento influencia consideravelmente o problema de acoplamento de carga. A linha pontilhada no gráfico do torque versus rotação é o lugar geométrico dos pontos de eficiência máxima ($C_p \text{ max}$) de conversão da turbina e, portanto, representa a curva de casamento ideal da carga para o sistema (17).

Deve ser salientado que o torque até aqui considerado é o valor médio deste para uma rotação da turbina. Na verdade, o torque deve variar com a direção de incidência do ven-



a) CARACTERÍSTICA $T_f \times N_f$



b) CARACTERÍSTICA $C_p \times N_f$

Fig. 2.6 Curvas características de uma turbina Savonius.

to de forma parecida ã apresentada por Newman (13), para um rotor estático e sem correção devido ã interferência no túnel de vento. O gráfico do coeficiente de torque (C_t) versus ângulo de incidência do vento ψ , em coordenadas polares, mostra essa variação do torque na fig. 2.7. O coeficiente de torque é definido por:

$$C_t = \frac{T_t}{0,5 \cdot \rho \cdot A \cdot V^2 \cdot D} \quad (2.13)$$

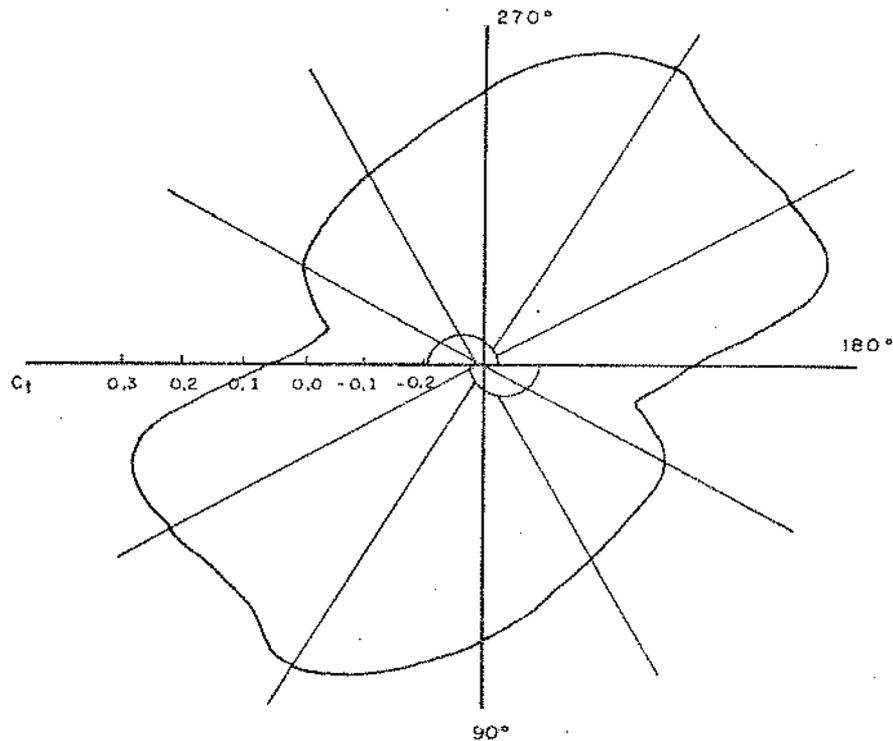


Fig. 2.7 - Diagrama da variação do coeficiente de torque com a variação da direção de incidência do vento para um rotor Savonius estático, em coordenadas polares.

É observado que, para certos valores de ψ , o torque pode assumir até valores negativos, contrários ao movimento do rotor.

Os três rotores Savonius defasados de 60° e acoplados ao mesmo eixo vertical suavizam a variação do torque, conforme é visto na fig. 2.8, onde são mostradas as relações de $C_t \times \psi$ para as turbinas com 1 e 3 rotores, em coordenadas cartesianas.

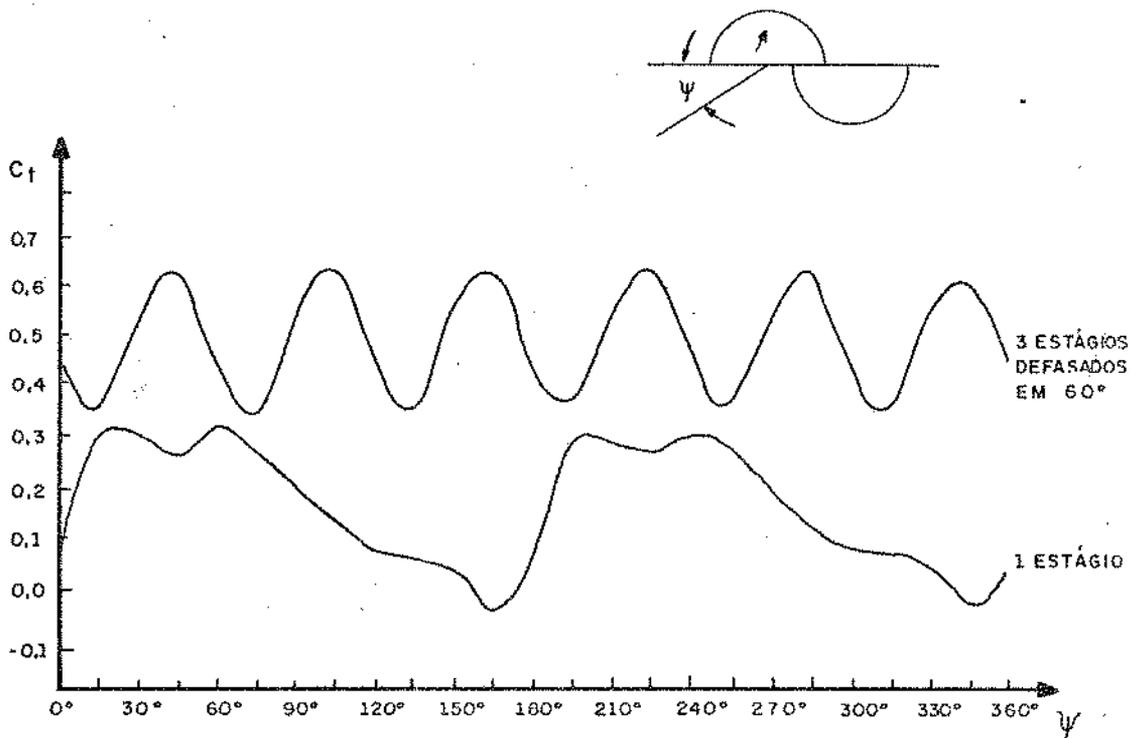


Fig. 2.8 - Variações do coeficiente de torque C_t com o ângulo de incidência para turbinas Savonius, em coordenadas cartesianas.

Para a turbina com 3 rotores acoplados, o coeficiente de torque pode ser representado aproximadamente por:

$$C_t = C_{tm} + C_{to} \cdot \text{sen} (6 \cdot \omega_t \cdot t + \phi) \quad (2.14)$$

onde:

C_{tm} é o valor médio do coeficiente de torque;

C_{to} é a amplitude de variação do coeficiente de torque;

ϕ é um ângulo de defasagem.

Uma vez que para cada volta do rotor, mantida a mesma direção do vento, o coeficiente de torque completa 6 ciclos, a frequência deste foi considerada como sendo igual a $6 \cdot \omega_t$.

De acordo com a eq. 2.13, o torque de saída da turbina é dado por:

$$T_t = C_t \cdot 0,5 \cdot \rho \cdot A \cdot V^2 \cdot D \quad (2.15)$$

2.3 - CARACTERÍSTICAS DA TRANSMISSÃO

Para certos tipos de dispositivos de conversão de energia, o torque do eixo de entrada e a potência de saída dependem primariamente da velocidade de rotação do eixo de entrada, como no caso das bombas hidráulicas. O acoplamento de tal carga à turbina eólica, através de uma transmissão de relação fixa, resulta num sistema eólico de velocidade variável. Na verdade, este tipo de carga depende também de outros fatores

como a altura manométrica de bombeamento e da condição de ma nutenção do equipamento. No entanto, essas outras variáveis mudam mais lentamente com o tempo e o projeto de engenharia deve ser feito com a fixação dessas variáveis com os valores da pior condição observável.

Para iniciar o funcionamento do sistema a partir da ve locidade de rotação nula, o torque de partida da turbina deve exceder o torque da carga. Portanto, há uma velocidade do vento requerida para por o sistema em operação, chamada de ve locidade de partida.

O ideal é que o acoplamento da turbina eólica com a carga seja tal que, quando for selecionada a relação de trans missão que leve a uma velocidade de partida desejada, a curva de carga resultante coincida aproximadamente com o lugar geométrico dos pontos de eficiência máxima da turbina, mos trado na fig. 2.6 (17).

2.3.1 - Transmissão de potência

No sistema aqui estudado, a transmissão de potência do eixo da turbina para a bomba hidráulica é feita em dois estágios, segundo o esquema da fig. 2.9.

No primeiro estágio, uma transmissão por correia dentada faz com que a velocidade de rotação da roda motora da bomba seja menor que a da turbina. Isto porque a faixa de velocidades de rotação de operação do tipo de bomba hidráulica escolhido abrange valores menores que aqueles de opera-

ção da turbina. Além disso, o aumento do torque na roda motora da bomba faz com que esta vença maiores alturas de elevação d'água.

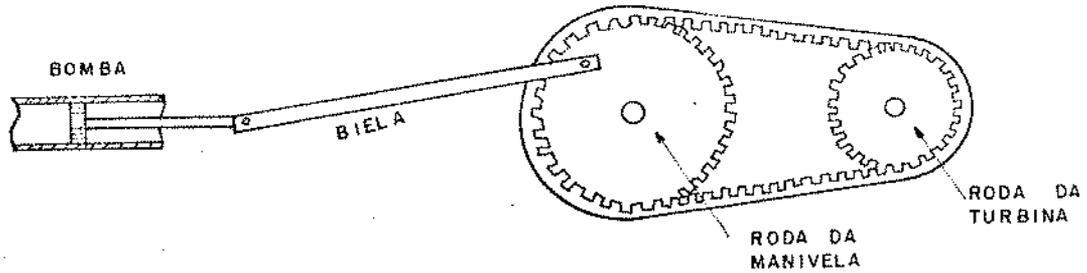


Fig. 2.9 - Esquema da transmissão composta.

Para a transmissão por correia dentada, a relação de velocidades pode ser determinada pela relação dos raios ou dos números de dentes das rodas, ou seja:

$$\frac{N_t}{N_m} = \frac{\bar{r}_m}{\bar{r}_t} = \frac{n_m}{n_t} = \frac{1}{G} = i \quad (2.16)$$

onde:

- N_t é a velocidade de rotação da turbina em RPM;
- N_m é a velocidade de rotação da roda da manivela em RPM;
- \bar{r}_m é o raio médio da roda da manivela;
- \bar{r}_t é o raio médio da roda da turbina;
- n_m é o número de dentes da roda da manivela;
- n_t é o número de dentes da roda da turbina;
- G é a relação de velocidades ou de transmissão entre as rodas da manivela e da turbina;

i é a relação de velocidades ou de transmissão entre as rodas da turbina e da manivela.

Considerando as perdas existentes, a eficiência desta transmissão η_{cd} é definida por:

$$\eta_{cd} = \frac{T_m \cdot \omega_m}{T_t \cdot \omega_t} = \frac{1}{i} \cdot \frac{T_m}{T_t} \quad (2.17)$$

onde:

T_m é o torque na roda da manivela;

ω_m é a velocidade de rotação da manivela em rad/s.

Portanto, pode ser escrito que:

$$T_m = \eta_{cd} \cdot i \cdot T_t \quad (2.18)$$

O segundo estágio da transmissão transforma o movimento rotativo em alternativo por meio de um dispositivo tipo biela-manivela. Considerando perfeitamente rígido o conjunto manivela-biela-haste-pistão da bomba, a cinemática deste último elemento é determinada por (18,19):

$$x \approx r_m \cdot (1 - \cos \theta) \pm \frac{r_m^2}{2 \cdot L} \cdot \text{sen}^2 \theta \quad (2.19)$$

$$v = \frac{dx}{dt} \approx r_m \cdot \omega_m \cdot (\text{sen} \theta \pm \frac{1}{2} \cdot \frac{r_m}{L} \cdot \text{sen} 2 \cdot \theta)$$

$$(2.20)$$

$$a = \frac{d^2x}{dt^2} = r_m \cdot \omega_m^2 \cdot \left(\cos \theta + \frac{r_m}{L} \cdot \cos 2 \cdot \theta \right) \quad (2.21)$$

onde:

- x é a posição a partir dos extremos da trajetória do pistão;
- v é a velocidade do pistão;
- a é a aceleração do pistão;
- r_m é o raio da manivela;
- L é o comprimento da biela;
- θ é o ângulo de posição da manivela.

O sinal positivo é usado para a fase de sucção e o negativo para a de recalque. A fig. 2.10 esclarece as definições acima, usando o índice s para valores das grandezas na fase de sucção e o índice r para a de recalque.

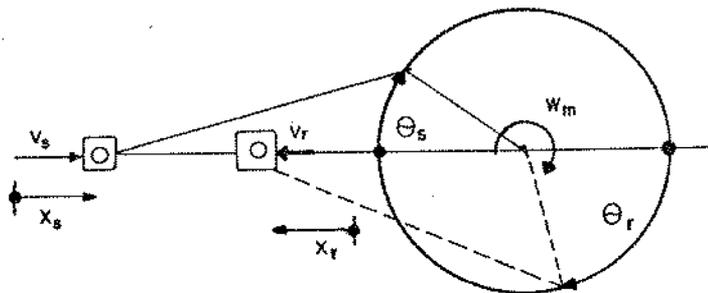


Fig. 2.10 - Referências para os elementos da transmissão biela-manivela.

A potência no eixo da manivela ($P_m = T_m \cdot \omega_m$) é transmitida para o pistão da bomba com o abatimento das perdas por atrito que ocorrem na transmissão, na haste e no pistão da bomba. Assim, sendo P_b a potência de bombeamento, a eficiência da transmissão é obtida por:

$$\eta_{bm} = \frac{P_b}{T_m \cdot \omega_m} \quad (2.22)$$

Ficando portanto:

$$P_b = \eta_{bm} \cdot T_m \cdot \omega_m = \eta_{bm} \cdot \eta_{cd} \cdot T_t \cdot \omega_t \quad (2.23)$$

Ou seja:

$$P_b = \eta_t \cdot P_t \quad (2.24)$$

onde:

$$\eta_t = \eta_{bm} \cdot \eta_{cd} \quad \text{é a eficiência total das duas transmissões}$$

2.3.2 - Transmissão de esforços

O torque resistente na manivela, devido ao trabalho de bombeamento, é obtido pelo estudo de como a força de bombeamento F é transmitida através da biela até a manivela.

Na fig. 2.11, são mostradas as seguintes forças:

- a força na biela, F_b ;
- a componente de F_b na direção normal ao deslocamento da haste da bomba, F_n ;
- a componente de F_b na direção tangencial à trajetória da manivela, F_m ;
- a componente de F_b na direção radial à trajetória da manivela, F_r ;

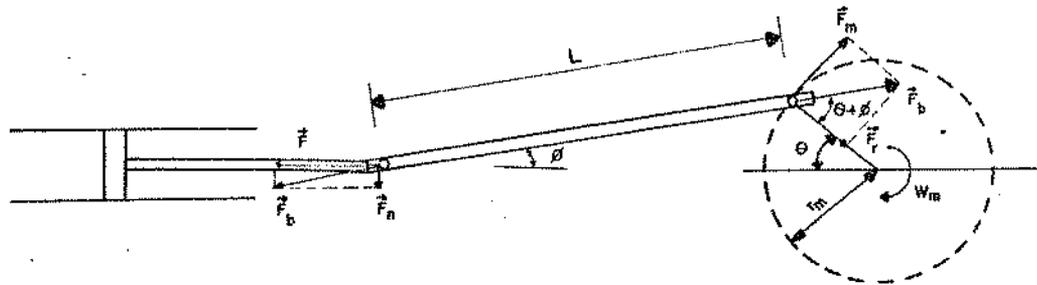


Fig. 2.11 - Esquema da transmissão de esforços através da biela.

Essas forças se relacionam das seguintes formas:

$$\vec{F}_b = \vec{F} + \vec{F}_n$$

$$F_n = F \cdot \tan \phi$$

$$F = F_b \cdot \cos \phi$$

$$F_r = F_b \cdot \cos (\phi \pm \theta)$$

$$F_m = F_b \cdot \sin (\theta \pm \phi)$$

Donde pode ser estabelecido o seguinte vínculo:

$$\frac{F_m}{F} = \frac{\text{sen} (\theta \pm \phi)}{\cos \phi} \quad (2.25)$$

Uma vez que $\text{sen} \phi = \frac{r_m}{L} \cdot \text{sen} \theta$, pode ser deduzido que:

$$F_m = F \cdot \left[\frac{\text{sen} \theta \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r_m}{L} \cdot \text{sen} \theta\right)^2} \pm \frac{r_m}{2 \cdot L} \cdot \text{sen} 2\theta}{\sqrt{1 - \left(\frac{r_m}{L} \cdot \text{sen} \theta\right)^2}} \right] \quad (2.26)$$

Portanto, o conjugado resistente na manivela devido ao bombeamento T_{mb} é encontrado fazendo:

$$T_{mb} = F_m \cdot r_m ;$$

ou seja:

$$T_{mb} = F \cdot r_m \cdot \left[\text{sen} \theta \pm \frac{r_m}{2 \cdot L} \cdot \text{sen} 2\theta \cdot \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{r_m}{L} \cdot \text{sen} \theta\right)^2}}{1 - \left(\frac{r_m}{L} \cdot \text{sen} \theta\right)^2} \right]$$

(2.27)

2.4 - CARACTERÍSTICAS DA BOMBA HIDRÁULICA

2.4.1 - Característica de conversão

A bomba de pistão de ação simples converte a potência de entrada

$$P_b = F \cdot v \quad (2.28)$$

em potência fluídica. Esta pode ser expressa pela variação do potencial de pressão Δp produzida e pela vazão de peso do fluido elevado de um nível a outro

$$\dot{m}_a \cdot g = \gamma \cdot Q \quad (2.29)$$

onde:

- \dot{m}_a é o fluxo de massa d'água;
- γ é o peso específico d'água;
- Q é a vazão de volume;
- g é a aceleração da gravidade.

A variação de pressão desenvolvida pela bomba é geralmente representada pela altura de coluna d'água H necessária para gerar aquela diferença de pressão. Esta altura é chamada de altura de elevação.

A vazão teórica de uma bomba de deslocamento positivo é estabelecida tão somente pela geometria da bomba e pela velocidade de funcionamento, se não forem consideradas as per

das de vazamentos e de retorno do fluxo nas válvulas. Assim, sendo c o comprimento do curso do pistão de seção transversal S e N_m o número de rotações da manivela por minuto, a vazão teórica é dada por:

$$Q_t = c \cdot S \cdot \frac{N_m}{60} \quad (2.30)$$

Uma vez que:

$$c = 2 \cdot r_m \quad ; \quad S = \frac{\pi \cdot d_b^2}{4} \quad ; \quad \omega_m = \frac{2 \pi}{60} \cdot N_m$$

onde:

d_b é o diâmetro do pistão, é válida também a seguinte igualdade:

$$Q_t = \frac{1}{4} \cdot r_m \cdot d_b^2 \cdot \omega_m \quad (2.31)$$

Devido aos vazamentos que ocorrem através do pistão e das válvulas de sucção e recalque, e à possibilidade da existência de bolhas de gases na câmara da bomba, a vazão efetivamente bombeada Q é menor que a teórica. A eficiência volumétrica η_v é definida por:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t} \quad (2.32)$$

As faixas de variação dos valores das eficiências encontradas nas referências bibliográficas (21,22) são:

$$0,93 \leq \eta_v \leq 0,98$$

e

$$0,85 \leq \eta_v \leq 0,99$$

mostrando que podem ser atingidos bons rendimentos volumétricos.

O tipo de curva característica da altura de elevação H versus vazão Q de uma bomba a pistão de ação simples intercepta o eixo das vazões e tem uma grande inclinação negativa (20,21). Isso possibilita a aceitação de altas pressões na saída, cujos valores nem sempre o sistema é capaz de sustentar. Daí ser aconselhável a utilização de válvulas de alívio para evitar o aumento excessivo de pressão.

A bomba empregada no sistema em estudo tem um diâmetro de 0,0696m e o raio da manivela mede 0,0715m. Esta foi testada conforme descrito no Apêndice C e suas características, assim obtidas, estão representadas nos gráficos da fig. 2.12. A eficiência mecânica η_m indicada foi calculada por:

$$\eta_m = \frac{P_u}{P_m} \quad (2.33)$$

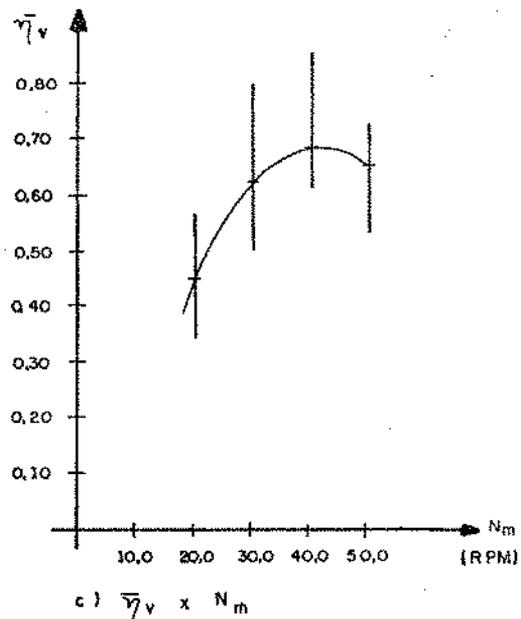
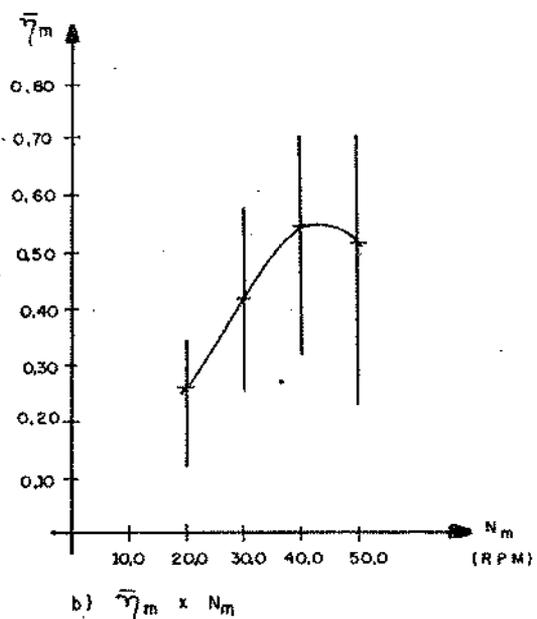
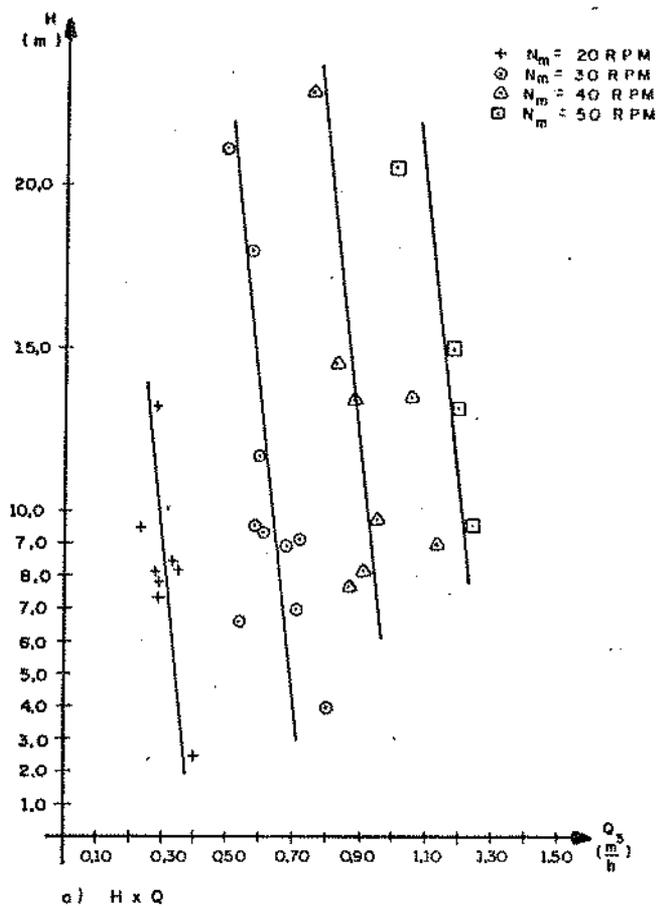


Fig. 2.12 Curvas características de uma bomba alternativa a pistão de ação simples obtidas experimentalmente.

onde:

P_m é a potência fornecida ao eixo da manivela;

P_u é a potência útil obtida por:

$$P_u = \gamma \cdot Q \cdot H \quad (2.34)$$

2.4.2- Esforços de bombeamento

A força de bombeamento F necessária para acionar o pistão é composta pelas seguintes parcelas:

$$F = F_p + F_i + F_{at} \quad (2.35)$$

onde:

F_p é a força causada pela distribuição de pressão sobre o pistão;

F_i é a força de inércia;

F_{at} é a resultante das forças de atrito.

2.4.2.1- A força de pressão

A pressão na câmara da bomba é estabelecida por:

- os desníveis de elevação d'água, isto é, as diferenças entre o nível da bomba e aqueles da fonte e do reservatório;
- as perdas por atrito viscoso no escoamento através da tubulação.

A força devido à pressão no pistão da bomba F_p é obtida por:

$$F_p = (p - p_{at}) \cdot S \quad (2.36)$$

onde:

p é a pressão na câmara da bomba;

p_{at} é a pressão atmosférica;

S é a área da seção reta do pistão.

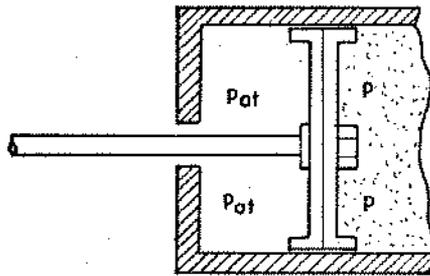


Fig. 2.13 - Esquema da distribuição de pressão sobre o pistão.

2.4.2.2- A força de inércia

A força de inércia dos elementos da bomba alternativa pode ser calculada pela seguinte igualdade (23):

$$F_i = M_a \cdot a = \frac{W}{g} \cdot \omega_m^2 \cdot r_m \cdot (\cos \theta \pm \frac{r_m}{L} \cdot \cos 2\theta)$$

(2.37)

onde:

M_a é a massa das partes alternantes, ou seja,

$$M_a = m_e + m_h + m_{bt};$$

W é o peso das partes alternantes, ou seja,

$$W = W_e + W_h + W_{bt};$$

m_e, W_e são a massa e o peso do êmbolo;

m_h, W_h são a massa e o peso da haste;

m_{bt}, W_{bt} são a massa e o peso equivalentes à translação da biela.

Para análise dinâmica, a biela pode ser considerada como uma massa m_{bt} que se move em translação, juntamente com a haste e o pistão da bomba, e outra massa m_{br} que se desloca acoplada à manivela, num movimento de rotação.

Estas massas equivalentes da biela são dadas por (23):

$$m_{bt} = m_b \cdot \frac{L_2}{L};$$

(2.38)

$$m_{br} = m_b \cdot \frac{L_1}{L}$$

onde:

m_b é a massa da biela;

L_1 é a distância do centro de gravidade da biela até seu ponto de fixação na haste;

L_2 é a distância do centro de gravidade da biela até sua fixação à manivela.

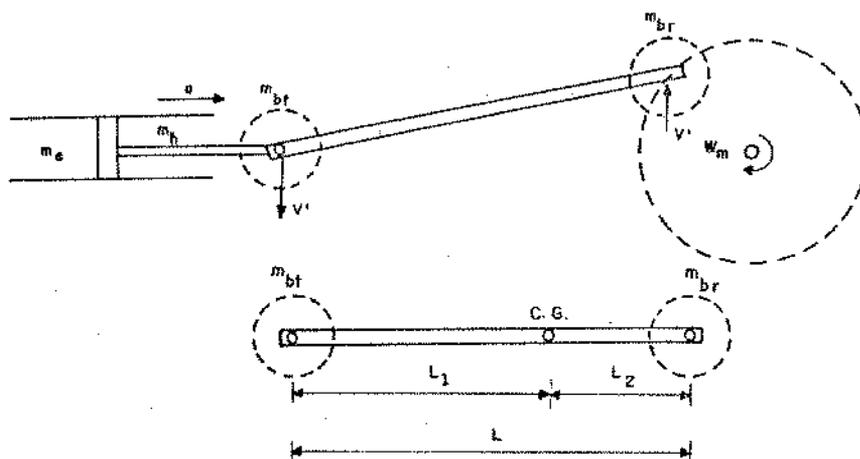


Fig. 2.14 - Desenho explicativo das massas equivalentes da biela.

Aqui pode ser observado que a inércia das partes alternantes, tanto na fase de sucção como na de recalque, no início armazena energia e no final fornece-a de volta. Sendo assim, num ciclo completo de bombeamento, a força de inércia não dissipa nem fornece trabalho líquido. Isto pode ser comprovado matematicamente através da equação da aceleração destas partes (eq. 2.21).

2.4.2.3- A força de atrito

As forças de atrito consideradas apenas no acionamento da bomba são: F_{at1} , F_{at2} e F_{at3} . Os locais de ocorrência destas forças são mostrados na fig. 2.15. Os outros esforços de atrito serão levados em conta nas outras etapas do trabalho.

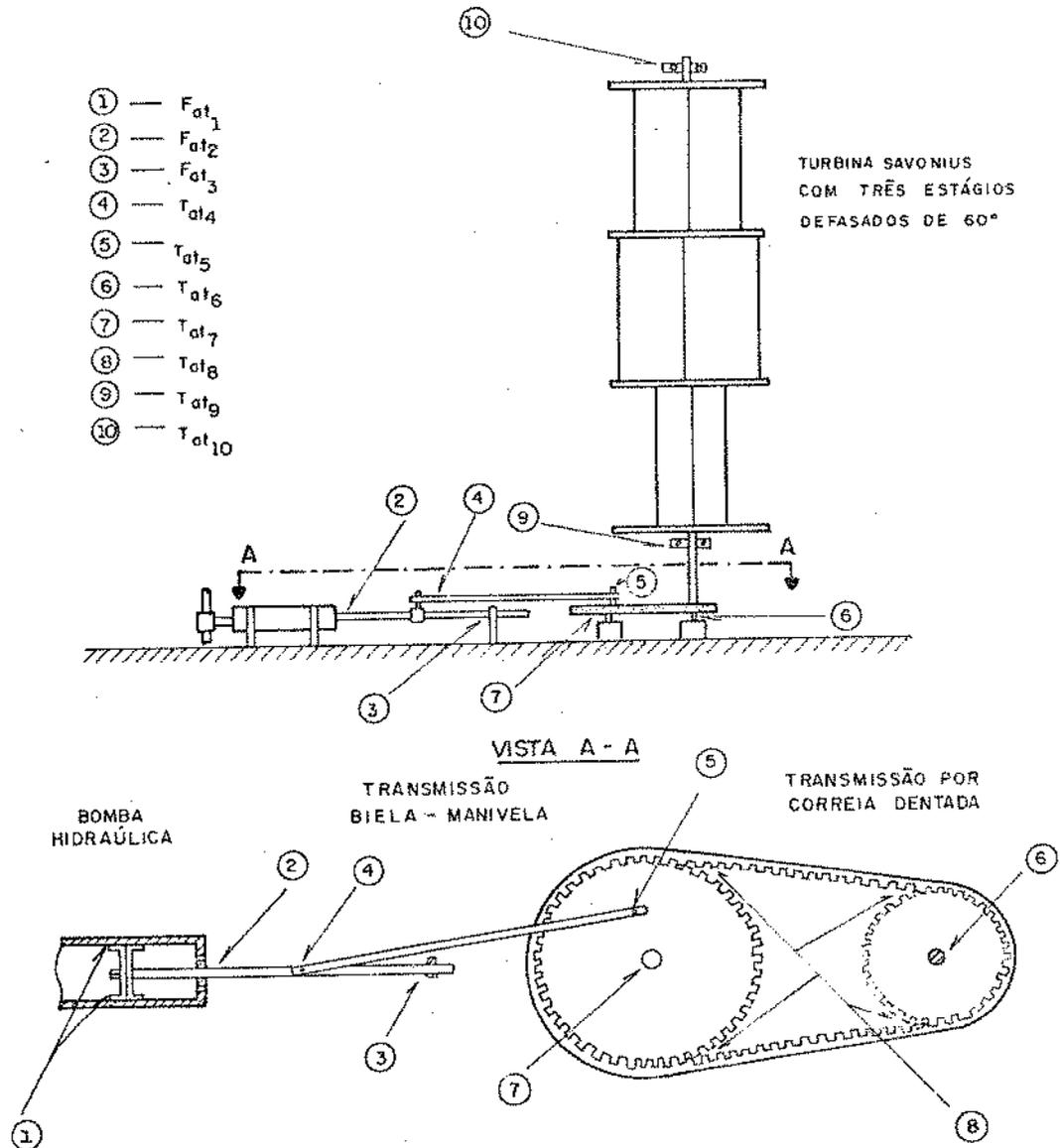


Fig. 2.15 - Esquema do SEB com indicações das posições onde serão consideradas as perdas por atrito.

2.5 - CARACTERÍSTICA DA CARGA

A finalidade do SEB é fornecer o volume necessário d'água, para um período de dias, a um reservatório situado a uma altura determinada. A bomba deve, portanto, entregar uma potência útil na saída dada pela eq. (2.34), ou seja:

$$P_u = \gamma \cdot H \cdot Q$$

Uma parte dessa potência é armazenada como energia potencial hidráulica no reservatório e outra é dissipada por atrito na tubulação.

No gráfico apresentado na fig. 2.16, estão colocadas três curvas características de demandas impostas por escoamentos em tubulações, do ponto de vista da bomba, onde H é a diferença de pressão entre os extremos da tubulação, Q é a vazão e e o desnível entre os extremos.

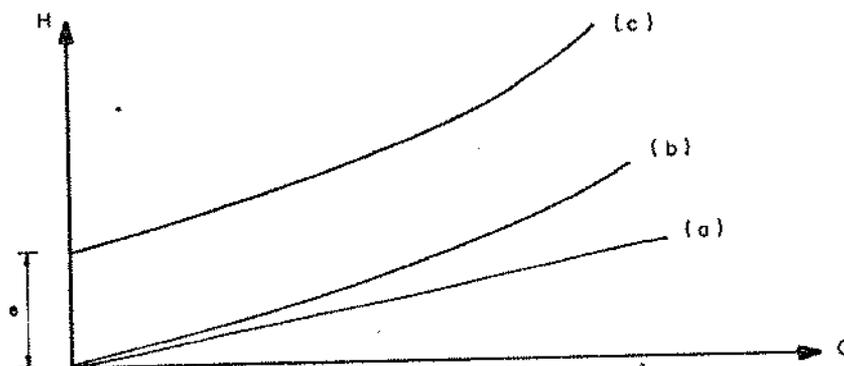


Fig. 2.16 - Curvas de demanda para escoamentos em tubulações.

Os casos mostrados são relativos a:

- a) escoamento laminar através de tubulação com extremos no mesmo nível;
- b) escoamento turbulento numa tubulação com extremos no mesmo nível;
- c) escoamento turbulento numa tubulação com extremos desnivelados.

Para a tubulação que transporta a água da fonte ao reservatório, a diferença de pressão H necessária para estabelecer uma vazão Q é fornecida pela bomba num bombeamento alternativo com as fases de sucção e recalque. A bomba succiona a água da fonte aplicando uma diferença de pressão H_s . A água é recalçada para o reservatório por uma diferença de pressão H_r . Assim a diferença total de pressão é vencida pela adição: $H_s + H_r = H$. A fig. 2.17 apresenta um esquema do circuito hidráulico em estudo.

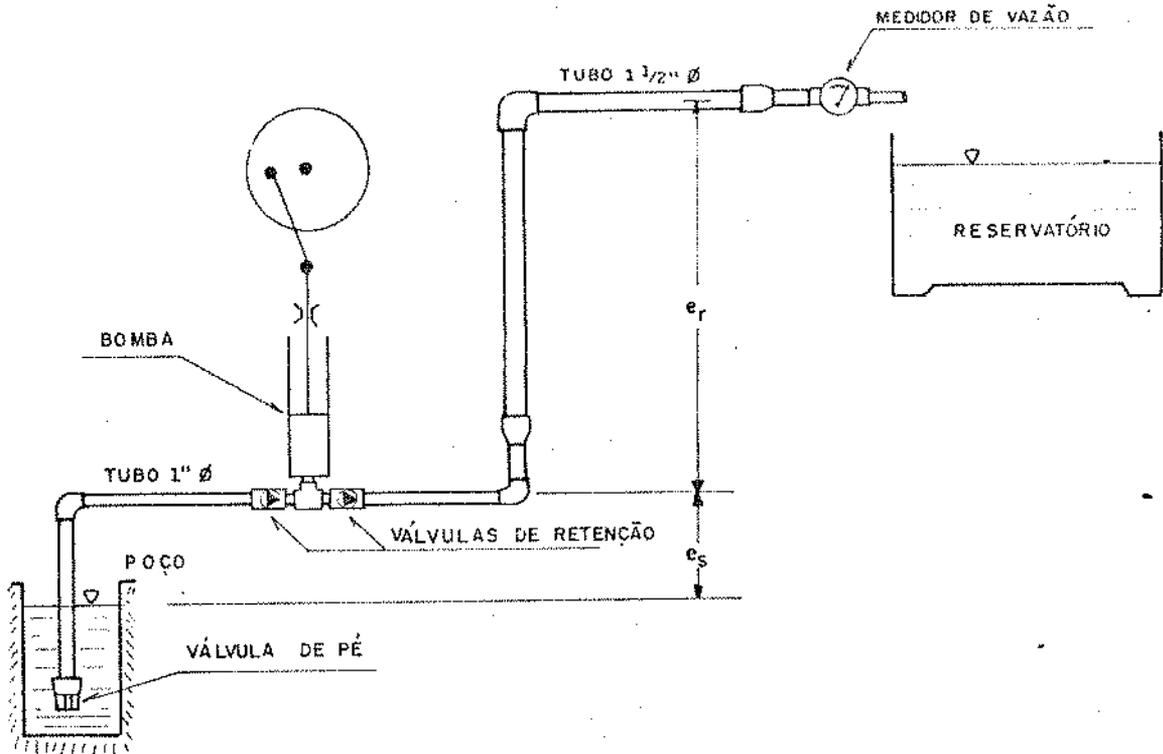


Fig. 2.17 - Esquema do conjunto bomba-circuito hidráulico.

2.5.1 - Determinação das alturas absolutas nas fases de sucção e recalque (21)

a) Na fase de sucção:

A altura absoluta de sucção é dada pelas seguintes parcelas:

$$H_s = H_a + e_s + Z_s \quad (2.39)$$

onde:

H_a é a pressão atmosférica em metros de coluna d'água;

e_s é a altura geométrica da sucção;

Z_s é o total das perdas na tubulação de sucção.

Para evitar que haja vaporização d'água e consequente ruptura da coluna d'água de sucção, deve ser mantida a seguinte relação no caso limite:

$$H_a - e_{smax} - Z_s = H_v \quad (2.40)$$

onde:

e_{smax} é a máxima altura geométrica de sucção admitida;

H_v é a pressão de vaporização do líquido em metros de coluna d'água..

Por motivo de segurança, deve ser usado:

$$e_s < H_a - H_v - Z_s \quad (2.41)$$

O total das perdas na tubulação de sucção Z_s é composto de:

1- Perdas equivalentes à energia cinética adquirida pela água:

$$h_1 = \frac{v_s^2}{2 \cdot g} \quad (2.42)$$

onde:

v_s é a velocidade média do escoamento na tubulação de sucção;

g é a aceleração da gravidade.

Como a água pode ser considerada incompressível neste estudo, pela equação da continuidade é obtido que:

$$v_s = \frac{S}{S_s} \cdot v = \left(\frac{d_b}{d_s} \right)^2 \cdot v \quad (2.43)$$

onde:

v é a velocidade do pistão da bomba;

v_s é a velocidade média d'água na tubulação de sucção;

S é a área transversal do pistão;

S_s é a área transversal do tubo de sucção;

d_b é o diâmetro do pistão;

d_s é o diâmetro do tubo de sucção.

Colocando o resultado da eq. (2.43) na eq. (2.42), é concluído que:

$$h_1 = \left(\frac{d_b}{d_s} \right)^4 \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (2.44)$$

2- Perdas por atrito na tubulação e em elementos localizados:

$$h_2 = \sum_n \zeta_{sn} \cdot \frac{v_s^2}{2 \cdot g} \quad (2.45)$$

onde:

ζ_{sn} é o coeficiente de resistência do elemento n da tubulação de sucção.

Utilizando a eq. (2.43), resulta:

$$h_2 = \sum_n \zeta_{sn} \cdot \left(\frac{d_b}{d_s} \right)^4 \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (2.46)$$

3- Pressão necessária para abrir a válvula de sucção:

$$h_3 = h'_{vs} \quad (2.47)$$

onde:

h'_{vs} é a pressão para abrir a válvula de sucção, em metros de coluna d'água.

Depois de aberta, é preciso uma pressão h_{vs} menor para mantê-la nessa posição.

4- Força para acelerar e desacelerar a coluna d'água:

$$F_a = \frac{S_s \cdot L_s \cdot \gamma}{g} \cdot a_s \quad (2.48)$$

onde:

F_a é a força para acelerar a coluna d'água;
 L_s é o comprimento da coluna d'água de sucção;
 a_s é a aceleração da coluna d'água de sucção.

A altura de coluna d'água h_4 equivalente a esta força é dada por:

$$S_s \cdot h_4 = \frac{S_s \cdot L_s}{g} \cdot a_s$$

ou seja:

$$h_4 = \frac{L_s}{g} \cdot a_s$$

Da equação da continuidade:

$$S_s \cdot a_s = S \cdot a$$

e portanto:

$$h_4 = \frac{L_s}{g} \cdot \left(\frac{d_b}{d_s} \right)^2 \cdot a \quad (2.49)$$

onde:

a é a aceleração do pistão.

Portanto, a altura absoluta de sucção é calculada por:

$$H_s = H_a - e_s - h_{vs} - \left(1 + \sum_n \zeta_{sn} \right) \cdot \left(\frac{d_b}{d_s} \right)^4 \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} - \frac{L_s}{g} \cdot \left(\frac{d_b}{d_s} \right)^2 \cdot a \quad (2.50)$$

Deve ser salientado que a equação acima é aplicada apenas a bombas do tipo considerado neste estudo.

b) Na fase de recalque:

A altura absoluta de recalque H_r é calculada por igualdade:

$$H_r = H_a + (e_r + h) + Z_r \quad (2.51)$$

onde:

e_r é a altura geométrica de recalque;

h é a altura entre o centro do pistão e a válvula de recalque;

Z_r é o total das perdas na tubulação de recalque.

A parcela referente às perdas Z_r é semelhante à sua correspondente na sucção, valendo a expressão:

$$Z_r = h_{vr} + \left(1 + \sum_n \zeta_{rn} \right) \cdot \left(\frac{d_b}{d_r} \right)^4 \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} + \frac{L_r}{g} \cdot \left(\frac{d_b}{d_r} \right)^2 \cdot a \quad (2.52)$$

onde:

h_{vr} é a perda de pressão na válvula de recalque;

ζ_{rn} é o coeficiente de resistência do elemento n da tubulação de recalque;

d_r é o diâmetro de tubo de recalque;

L_r é o comprimento da tubulação de recalque.

Colocando a expressão de Z_r na eq. (2.51), esta se transforma em:

$$H_r = H_a + (e_r + h) + h_{vr} + \left(1 + \sum_n \zeta_{rn}\right) \cdot \left(\frac{d_b}{d_r}\right)^4 \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} + \frac{L_r}{g} \cdot \left(\frac{d_b}{d_r}\right)^2 \cdot a \quad (2.53)$$

Aqui também, a altura absoluta está sendo dada em relação com os parâmetros da bomba, os quais são: d_b, v, a .

A observação das eqs. (2.50) e (2.53) leva a esperar que a potência consumida no bombeamento seja distribuída desigualmente entre as fases de sucção e de recalque. Isto é acentuado por ser limitado o valor de H_s para evitar a ruptura da coluna d'água. A restrição imposta pode ser representada na seguinte forma:

$$H_{smin} = H_a - e_s - h'_{vs} - \frac{L_s}{g} \cdot \left(\frac{d_b}{d_s}\right)^2 \cdot a_{max} > H_v \quad (2.54)$$

onde:

H_{smin} é a mínima altura absoluta de sucção admissível;
 a_{max} é a máxima aceleração admissível para o pistão da bomba.

O maior cuidado deve ser dado à aceleração máxi-
ma do pistão. Esta depende da rotação atingida pela manivela
e ocorre no início da fase de sucção ($\theta_s = 0$). O valor dessa
aceleração é obtido por (21):

$$a_{\max} = \omega_m^2 \cdot r_m \cdot \left(1 + \frac{r_m}{L} \right) \quad (2.56)$$

2.5.2 - Demanda da carga acoplada à turbina

Nesta seção será obtida a expressão do conjugado
aplicado pela carga no eixo da turbina, para cada posição da
manivela.

Uma vez que a bomba alternativa requer diferentes
quantidades de potência nas fases de sucção e recalque, os
cálculos para cada fase serão feitos separadamente.

As pressões absolutas na câmara da bomba para as
fases de bombeamento são dadas por:

- Na sucção, a partir da eq. (2.50):

$$p_s = p_{at} - \gamma \cdot \left[e_s + h_{vs} + \left(1 + \sum_n \zeta_{sn} \right) \cdot \left(\frac{d_b}{d_s} \right)^4 \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} + \frac{L_s}{g} \cdot \left(\frac{d_b}{d_s} \right)^2 \cdot a \right]$$

onde:

p_s é a pressão na câmara da bomba na fase de sucção.

- No recalque, a partir da eq. (2.53):

$$P_r = P_{at} + \gamma \cdot \left[(e_r + h) + h_{vr} + (1 + \sum_n \zeta_{rn}) \cdot \left(\frac{d_b}{d_r}\right)^4 \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} + \frac{L_r}{g} \cdot \left(\frac{d_b}{d_r}\right)^2 \cdot a \right] \quad (2.58)$$

onde:

P_r é a pressão na câmara da bomba na fase de recalque.

A força de pressão sobre o pistão da bomba F_p é calculada pelas eqs. (2.36), (2.57) e (2.58) e com as expressões da velocidade v e da aceleração a dadas pelas eqs. (2.20) e (2.21), respectivamente, resultando:

- Na sucção:

$$F_{ps} = - \gamma \cdot \frac{\pi \cdot d_b^2}{4} \cdot \left[e_s + h_{vs} + (1 + \sum_n \zeta_{sn}) \cdot \left(\frac{d_b}{d_s}\right)^4 \cdot \frac{r_m^2 \cdot \omega_m^2}{2 \cdot g} \cdot \left(\sin \theta_s + \frac{1}{2} \cdot \frac{r_m}{L} \cdot \sin 2 \theta_s\right)^2 + \frac{L_s}{g} \cdot \left(\frac{d_b}{d_s}\right)^2 \cdot r_m \cdot \omega_m^2 \cdot \left(\cos \theta_s + \frac{r_m}{L} \cdot \cos 2 \theta_s\right) \right] \quad (2.59)$$

- No recalque:

$$\begin{aligned}
 F_{pr} = & \gamma \cdot \frac{\pi \cdot d_b^2}{4} \cdot \left[(c_r + h) + h_{vr} + (1 + \sum \zeta_{rn}) \cdot \left(\frac{d_b}{d_r}\right)^4 \cdot \right. \\
 & \cdot \frac{r_m^2 \cdot \omega_m^2}{2 \cdot g} \cdot \left(\text{sen } \theta_r - \frac{1}{2} \cdot \frac{r_m}{L} \cdot \text{sen } 2 \theta_r \right)^2 + \frac{L_r}{g} \cdot \\
 & \left. \cdot \left(\frac{d_b}{d_r}\right)^2 \cdot r_m \cdot \omega_m^2 \cdot \left(\cos \theta_r - \frac{r_m}{L} \cdot \cos 2 \theta_r \right) \right] \\
 & (2.60)
 \end{aligned}$$

A força total de bombeamento F pode ser obtida com o auxílio das eqas. (2.35), (2.37), (2.59) e (2.60), levando a:

- Na sucção:

$$\begin{aligned}
 F_s = & - \gamma \cdot \frac{\pi \cdot d_b^2}{4} \cdot \left[e_s + h_{vs} + (1 + \sum_n \zeta_{sn}) \cdot \left(\frac{d_b}{d_s}\right)^4 \cdot \right. \\
 & \cdot \frac{r_m^2 \cdot \omega_m^2}{2 \cdot g} \cdot \left(\text{sen } \theta_s + \frac{1}{2} \cdot \frac{r_m}{L} \cdot \text{sen } 2 \theta_s \right)^2 + \frac{L_s}{g} \cdot \\
 & \left. \cdot \left(\frac{d_b}{d_s}\right)^2 \cdot r_m \cdot \omega_m^2 \cdot \left(\cos \theta_s + \frac{r_m}{L} \cdot \cos 2 \theta_s \right) \right] + \\
 & + M_a \cdot \omega_m^2 \cdot r_m \cdot \left(\cos \theta_s + \frac{r_m}{L} \cdot \cos 2 \theta_s \right) + F_{at} \\
 & (2.61)
 \end{aligned}$$

- No recalque:

$$\begin{aligned}
 F_r = & \gamma \cdot \frac{\pi \cdot d_b^2}{4} \cdot \left[(e_r + h) + h_{vr} + (1 + \sum_n \zeta_{rn}) \cdot \left(\frac{d_b}{d_r}\right)^4 \cdot \right. \\
 & \cdot \frac{r_m^2 \cdot \omega_m^2}{2 \cdot g} \cdot \left(\sin \theta_r - \frac{1}{2} \cdot \frac{r_m}{L} \cdot \sin 2 \theta_r \right)^2 + \frac{l_r}{g} \cdot \\
 & \cdot \left. \left(\frac{d_b}{d_r}\right)^2 \cdot r_m \cdot \omega_m^2 \cdot \left(\cos \theta_r - \frac{r_m}{L} \cdot \cos 2 \theta_r \right) \right] + \\
 & + M_a \cdot \omega_m^2 \cdot r_m \cdot \left(\cos \theta_r - \frac{r_m}{L} \cdot \cos 2 \theta_r \right) + F_{at}
 \end{aligned}
 \tag{2.62}$$

Esta força de bombeamento é transmitida para a manivela através da biela, sendo a componente tangencial à trajetória da manivela F_m calculada a partir da eq. (2.26). O torque total na manivela T_m pode ser dado por:

$$T_m = F_m \cdot r_m + T_{at} \tag{2.63}$$

onde:

T_{at} é o momento provocado pelo atrito dos elementos do dispositivo de transmissão

Para a fase de sucção, utilizando as eqs. (2.26), (2.61) e (2.63) e lembrando que o momento da carga no eixo da turbina T_{ct} é dado por:

$$T_{ct} = T_m / i$$

pode ser escrito que:

$$\begin{aligned}
 T_{cts} = & \left[\gamma \frac{\pi}{4} \cdot \frac{d_b^2 \cdot r_m}{i} \cdot (e_s + h_{vs}) + \frac{r_m}{i} \cdot F_{at} \right] \cdot T_s(\theta_s) + \\
 & + \left\{ \gamma \frac{\pi}{8 \cdot g} \cdot (1 + \sum_n \zeta_{sn}) \cdot \left(\frac{d_b}{d_s}\right)^4 \cdot d_b^2 \cdot \frac{r_m^3}{i} \cdot \right. \\
 & \cdot (\sin \theta_s + \frac{1}{2} \cdot \frac{r_m}{L} \cdot \sin 2\theta_s)^2 + \left[\gamma \frac{\pi}{4 \cdot g} \cdot \frac{L_s}{i} \cdot r_m^2 \cdot \right. \\
 & \cdot d_b^2 \cdot \left(\frac{d_b}{d_s}\right)^2 + \frac{M_a \cdot r_m^2}{i} \left. \right] \cdot (\cos \theta_s + \frac{r_m}{L} \cdot \\
 & \left. \cdot \cos 2\theta_s) \right\} \cdot \omega_m^2 \cdot T_s(\theta_s) + \frac{T_{at}}{i} \quad (2.64)
 \end{aligned}$$

onde:

$$T_s(\theta_s) = \sin \theta_s + \frac{r_m}{2 \cdot L} \cdot \sin 2\theta_s \cdot \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{r_m}{L} \cdot \sin \theta_s\right)^2}}{1 - \left(\frac{r_m}{L} \cdot \sin \theta_s\right)}$$

Fazendo:

$$C_{s1} = \left[\gamma \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_b^2 \cdot (e_s + h_{vs}) + F_{at} \right] \cdot \frac{r_m}{i}$$

$$S_1 = \gamma \cdot \frac{\pi}{8 \cdot g} \cdot \left(1 + \sum_n \zeta_{sn}\right) \cdot \left(\frac{d_b}{d_s}\right)^4 \cdot \frac{d_b^2 \cdot r_m^3}{i}$$

$$S_2 = \gamma \cdot \frac{\pi}{4 \cdot g} \cdot \frac{L_s}{i} \cdot r_m^2 \cdot d_b^2 \cdot \left(\frac{d_b}{d_s}\right)^2 + \frac{M_d \cdot r_m^2}{i}$$

$$C = \frac{T_{at}}{i}$$

A equação do torque da carga no eixo da turbina para a fase de sucção, é sintetizada na forma:

$$T_{cts} = C_{s1} \cdot T_s(\theta_s) + \left[S_1 \cdot \left(\sin \theta_s + \frac{1}{2} \cdot \frac{r_m}{L} \cdot \sin 2 \theta_s \right) + S_2 \cdot \left(\cos \theta_s + \frac{r_m}{L} \cdot \cos 2 \theta_s \right) \right] \cdot T_s(\theta_s) \cdot \omega_m^2 + C \quad (2.65)$$

Para a fase de recalque, empregando as eqs. (2.26), (2.62) e (2.63), de maneira análoga à da fase de sucção, é obtido:

$$T_{ctr} = \left[\gamma \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{d_b^2 \cdot r_m}{i} \cdot (e_r + h_{vr}) + \frac{r_m}{i} \cdot F_{at} \right] \cdot T_r(\theta_r) + \left\{ \gamma \cdot \frac{\pi}{8 \cdot g} \cdot \left(1 + \sum_n \zeta_{rn}\right) \cdot \left(\frac{d_b}{d_r}\right)^4 \cdot \frac{d_b^2 \cdot r_m^3}{i} \cdot (\sin \theta_r) \right.$$

$$\begin{aligned}
& - \frac{1}{2} \cdot \frac{r_m}{L} \cdot \text{sen } 2 \cdot \theta_r)^2 + \left[\gamma \cdot \frac{\pi}{4 \cdot g} \cdot \frac{L_R}{i} \cdot r_m^2 \cdot \right. \\
& \left. \cdot d_b^2 \cdot \left(\frac{d_b}{d_r} \right)^2 + \frac{M_a \cdot r_m^2}{i} \right] \cdot \left(\cos \theta_r - \frac{r_m}{L} \cdot \cos 2 \theta_r \right) \left. \right\} \\
& \cdot T_r(\theta_r) \cdot \omega_m^2 + \frac{T_{at}}{i} \quad (2.66)
\end{aligned}$$

onde:

$$T_r(\theta_r) = \text{sen } \theta_r - \frac{r_m}{2 \cdot L} \cdot \text{sen } 2 \theta_r \cdot \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{r_m}{L} \cdot \text{sen } \theta_r \right)^2}}{1 - \left(\frac{r_m}{L} \cdot \text{sen } \theta_r \right)^2}$$

fazendo:

$$C_{r1} = \left[\gamma \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_b^2 \cdot (e_r + h_{vr}) + F_{at} \right] \cdot \frac{r_m}{i}$$

$$R_1 = \gamma \cdot \frac{\pi}{8 \cdot g} \cdot \left(1 + \sum_n \zeta_{rn} \right) \cdot \left(\frac{d_b}{d_r} \right)^4 \cdot \frac{d_b^2 \cdot r_m^3}{i}$$

$$R_2 = \gamma \cdot \frac{\pi}{4 \cdot g} \cdot \frac{L_R}{i} \cdot r_m^2 \cdot d_b^2 \cdot \left(\frac{d_b}{d_r} \right)^2 + \frac{M_a \cdot r_m^2}{i}$$

O momento de bombeamento aplicado no eixo da turbina, para a fase de recalque, fica sintetizada na equação:

$$T_{ctr} = C_{r1} \cdot T_r(\theta_r) + \left[R_1 \cdot \left(\text{sen } \theta_r - \frac{1}{2} \cdot \frac{r_m}{L} \cdot \text{sen } 2 \cdot \theta_r \right)^2 + \right.$$

$$+ R_2 \cdot \left(\cos \theta_r - \frac{r_m}{L} \cdot \cos 2 \theta_r \right) \cdot T_r(\theta_r) \cdot \omega_m^2 + C \quad (2.67)$$

Deve ser observado que as eqs. (2.65) e (2.67) fornecem os valores dos conjugados aplicados ao eixo da turbina e são determinados pelo ângulo de posição e pela velocidade de rotação da manivela.

2.6 - VALORES DOS PARÂMETROS DO SISTEMA EM OPERAÇÃO

Nessa seção serão estudadas as relações entre os componentes do sistema em funcionamento. Serão considerados apenas os valores médios dos parâmetros particulares dos componentes quando são mantidas constantes as velocidades do vento e de rotação da turbina e, portanto, da manivela. Isto será indicado com uma barra colocada sobre os símbolos dos parâmetros.

As características da carga suportada pela bomba é dada pela relação entre a altura de elevação total H e a vazão em volume d'água Q .

A partir das eqs. (2.50) e (2.53), considerando que a inércia da coluna d'água não retira nem fornece energia num ciclo de bombeamento, é obtida a seguinte expressão para H :

$$H = e + h_{vR} + h_{vS} + \left(1 + \sum_n \zeta_{sn} \right) \cdot \frac{v_s^2}{2 \cdot g} + \left(1 + \sum_n \zeta_{rn} \right)$$

$$\frac{v_r^2}{2 \cdot g} \quad (2.68)$$

onde:

$e = e_s + e_r$ é a altura geométrica de bombeamento;
 v_s é a velocidade média da água na tubulação de sucção;
 v_r é a velocidade média da água na tubulação de recalque.

A velocidade média \bar{v} numa tubulação pode ser dada por:

$$\bar{v} = \frac{4 \cdot \bar{Q}}{\pi \cdot d^2} \quad (2.69)$$

onde:

d é o diâmetro da tubulação.

Daí, aplicando a eq. (2.69) na eq. (2.68), é obtido por:

$$\bar{H} = e + h_{vs} + h_{vr} + C_z \cdot \frac{\bar{Q}}{2 \cdot g} \quad (2.70)$$

onde:

$$C_z = \left(1 + \sum_n \zeta_{sn}\right) \cdot \left(\frac{4}{\pi \cdot d_s}\right)^2 + \left(1 + \sum_n \zeta_{rn}\right) \cdot \left(\frac{4}{\pi \cdot d_r}\right)^2$$

Substituindo, na expressão acima, os valores dos parâmetros correspondentes ao sistema em estudo (vide Apêndice A) resulta:

$$\bar{H} = 7,6 + 0,75 \cdot \bar{Q}^2 \quad (2.71)$$

onde:

\bar{Q} é dada em m^3/h .

A equação (2.71) está representada graficamente, juntamente com a característica $\bar{H} \times \bar{Q}_m$ da bomba, na fig. 2.18 (a). Nesta, os pontos A_1 , A_2 , A_3 e A_4 são relativos às condições em que a demanda da carga é suprida pela bomba. Assim, para o ponto A_1 a bomba trabalha com uma variação de pressão correspondente a \bar{H}_1 e fornece a vazão \bar{Q}_1 , com uma velocidade de rotação da manivela \bar{N}_{m1} .

A eficiência mecânica $\bar{\eta}_m$, com a qual a potência no eixo da manivela é aproveitada no bombeamento, é dada pela relação $\bar{\eta}_m \times \bar{N}_m$ mostrada na fig. 2.18 (b). Nesta, a partir do valor de \bar{N}_{m1} é obtido o valor da eficiência $\bar{\eta}_{m1}$ para a condição de operação A_1 .

Uma vez que:

$$\bar{\eta}_{m1} = \frac{\gamma \cdot \bar{H}_1 \cdot \bar{Q}_1}{T_{t1} \cdot \omega_{t1}} \quad (2.72)$$

O conjugado resistente no eixo da turbina \bar{T}_{t1} , correspondente ao ponto de operação A_1 , é então determinado por:

$$\bar{T}_{t1} = \frac{\gamma \cdot \bar{H}_1 \cdot \bar{Q}_1}{\bar{\eta}_{m1} \cdot \bar{\omega}_{t1}} \quad (2.75)$$

com:

$$\bar{\omega}_{t1} = \frac{2\pi}{60} \cdot \bar{N}_{m1} \cdot i$$

O ponto de operação da turbina está representado por B_1 , no gráfico da fig. 2.18(c), para a velocidade do vento V_1 . A eficiência da turbina C_{p1} é tomada do gráfico da fig. 2.18 (d) a partir dos valores de V_1 e \bar{N}_{t1} .

O ponto B_1 de operação da turbina corresponde, portanto, ao ponto A_1 de operação da bomba, de maneira a suprir a demanda de carga. Os pontos B 's encontrados a partir dos pontos A 's, com o procedimento descrito acima, definem a curva da carga sentida pela turbina ou curva de trabalho da turbina. Assim, a curva de carga do gráfico da fig. 2.18c considera a demanda de carga hidráulica, as perdas na bomba e na transmissão, além da relação de velocidades de rotação. O que é notável é que agora a curva de demanda está em termos de \bar{T}_t e \bar{N}_t .

Para efeito de comparação, é interessante que a curva teórica da carga ($\eta_v = 1,0$ e $\eta_m = 1,0$) seja também traçada no gráfico da fig. 2.18(c). Neste caso, então, pode ser escrito que:

$$\bar{P}_{uT} = \bar{T}_{mT} \cdot \bar{\omega}_{mT} \quad (2.74)$$

Com a ajuda das eqs. (2.31) e (2.34) é obtido que:

$$\bar{T}_{mT} = \frac{\gamma}{4} \cdot r_m \cdot d_b^2 \cdot \bar{H} \quad (2.75)$$

O torque de partida do SEB será considerado aquele necessário para vencer o momento máximo que ocorre um ciclo de bombeamento. Sendo o momento na fase de recalque dado pela eq. (2.66), derivando em relação a θ_r , é encontrado um valor máximo de:

$$T_p \cong 6,4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

para um ângulo de manivela de cerca de 100° .

De acordo com o Apêndice A, desprezando o conjugado de atrito sentido no eixo do rotor, com a bomba desacoplada, o momento de partida fica igual ao momento máximo na manivela, dado pelo valor de T_p acima.

Como já foi mencionado, o ideal é que o sistema seja dimensionado de tal forma que a curva de demanda da carga sentida pela turbina se aproxime ao máximo da curva de eficiência máxima da turbina. Tendo em vista o gráfico da fig.

2.18(c), é esperado, portanto, que a eficiência do sistema seja baixa devido à baixa eficiência mecânica da carga e ao mal acoplamento desta à turbina.

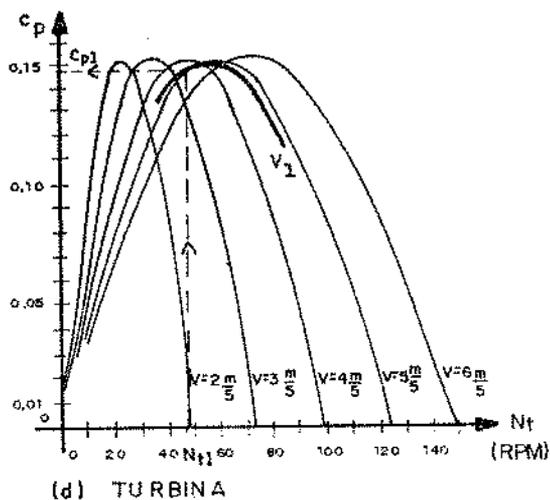
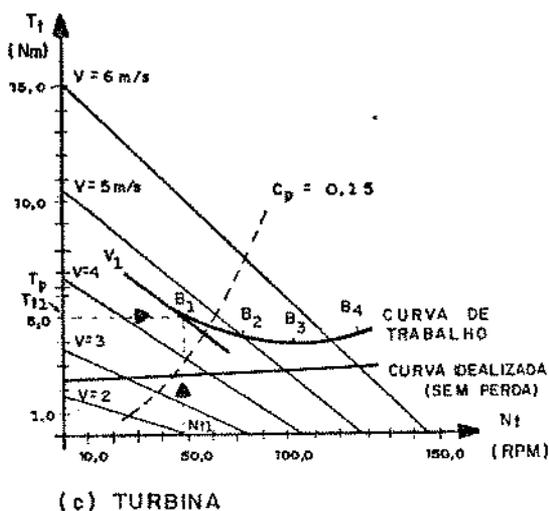
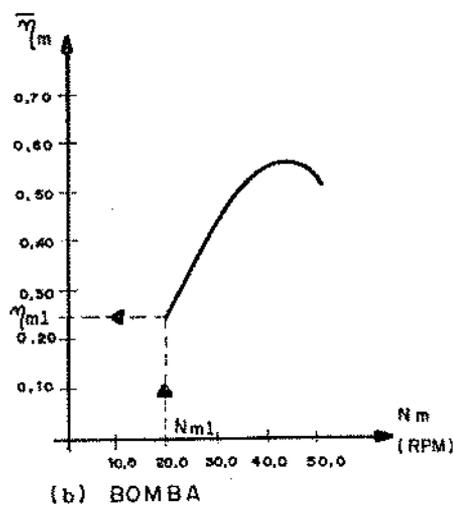
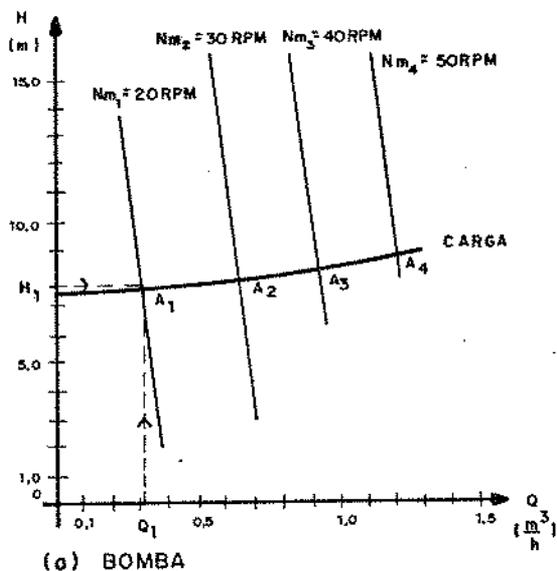


Fig. 2.18 - Características de operação do sistema.

2.7 - DINÂMICA DO SEB

Como nem sempre a turbina e a carga trabalham em pontos de equilíbrio ($\bar{T}_t = \bar{T}_{ct}$, onde \bar{T}_{ct} é o torque médio da carga aplicado à turbina), principalmente devido à grande variabilidade da velocidade do vento, será visto agora o que acontece nos períodos de transição entre pontos estáveis de operação. Para isso, é necessário que sejam colocadas as curvas características de conversão da turbina e de demanda da carga num mesmo gráfico, ou seja, estas devem ser obtidas para um mesmo referencial (conversor ou carga). Na fig. 2.19, estão mostradas estas curvas em relação à turbina.

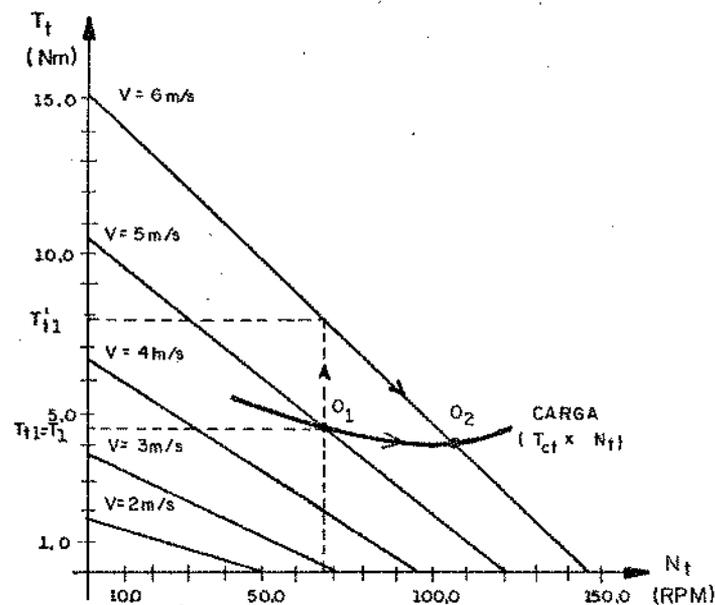


Fig. 2.19 - Gráfico da dinâmica de mudança de pontos de operações estáveis.

Inicialmente, é considerado o sistema funcionando num ponto de equilíbrio 0_1 . Se ocorre uma variação súbita da velocidade do vento de V_1 para V_2 , neste momento o sistema mantém uma velocidade de rotação \bar{N}_1 , a carga demanda um torque \bar{T}_1 e a turbina passa a fornecer um torque \bar{T}'_{t1} . De acordo com a segunda lei de Newton:

$$\bar{T}'_{t1} - \bar{T}_1 = I \cdot \frac{d\bar{N}_t}{dt} \quad (2.75)$$

onde:

I é o momento de inércia do sistema em relação ao eixo da turbina.

Se a velocidade do vento permanecer em V_2 , como $\bar{T}'_{t1} > \bar{T}_1$, então:

$$\frac{d\bar{N}_t}{dt} > 0$$

significando que o sistema terá sua velocidade de rotação aumentada. Como pode ser visto na fig. 2.19, um aumento na velocidade de rotação faz com que o torque da carga aumente e o torque da turbina diminua; a diferença entre os torques diminui e a aceleração da velocidade de rotação do sistema também diminui. Isto acontece até que seja atingido o outro ponto de equilíbrio 0_2 , para a velocidade do vento V_2 . De maneira análoga, pode ser deduzido o comportamento do sistema

quando ocorre uma diminuição da velocidade do vento.

Para os pontos de casamento, a condição de estabilidade de operação do sistema é dada por (4):

$$\frac{d\bar{T}_t}{d\bar{N}_t} < \frac{d\bar{T}_{ct}}{d\bar{N}_t} \quad (2.76)$$

Isto leva a concluir que há maior estabilidade de funcionamento para os pontos de equilíbrio em velocidades do vento maiores (vide fig. 2.19).

Deve ser ressaltado que até agora têm sido considerados os valores médios dos torques da turbina e da carga, para um ciclo completo de funcionamento destes elementos do sistema. No entanto, o torque de saída da turbina e a demanda de pressão da bomba alternativa são variáveis para um ciclo de operação, conforme exposto nas seções 2.2 e 2.4. Isto causa uma desigualdade entre as potências de saída da turbina e de demanda de bombeamento. Neste caso, há a necessidade de um armazenador de energia para receber e fornecer a diferença de energia em jogo. A inércia do sistema faz o papel de volante, armazenando e suprimindo energia cinética de rotação, que é expressa por:

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega_t^2 \quad (2.77)$$

SIMULAÇÃO DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DO SEB

Para simular o comportamento dinâmico do sistema, é preciso relacionar as características de seus elementos ao longo do tempo. Isto é conseguido através da lei de Newton:

$$T_t - T_{ct} - T_{att} = \frac{d\omega_t}{dt} \cdot I \quad (3.1)$$

onde:

T_{att} é o torque resultante do atrito no eixo da turbina.

Todos os membros da equação acima devem ser dados em relação ao mesmo referencial, que no caso é o eixo da turbina. Assim, esta equação permite o estudo do movimento da turbina integrada no sistema de bombeamento d'água.

3.1 - EQUAÇÕES DA DINÂMICA DO SISTEMA

Na eq. (3.1), para um SEB determinado, T_t depende da velocidade do vento e da velocidade de rotação da turbina, T_{ct} varia com a velocidade de rotação da manivela e com o ângulo de posição desta, e T_{att} está sendo considerado constante. Assim, o conjunto das variáveis de estado deste sistema pode ser reduzido a V , ω_m e θ (θ_s ou θ_r). Considerando que:

$$\omega_t = i \cdot \omega_m \quad \text{e} \quad \frac{d\omega_t}{dt} = \frac{d\omega_m}{dt} \cdot i \quad (3.2)$$

A eq. (3.1) pode ser desenvolvida para cada fase do bombeamento, a partir das eqs. (3.2), (2.12), (2.64) e (2.66), resultando em:

$$\begin{aligned} & K_1 \cdot i \cdot V \cdot \omega_m + K_2 \cdot V^2 - C_{s1} \cdot T_s(\theta_s) - \left[S_1 \cdot (\text{sen } \theta_s + \right. \\ & \left. + \frac{1}{2} \cdot \frac{r_m}{L} \cdot \text{sen } 2 \cdot \theta_s)^2 + S_2 \cdot (\text{cos } \theta_s + \frac{r_m}{L} \cdot \text{cos } 2 \cdot \theta_s) \right] \cdot \\ & \cdot T_s(\theta_s) \cdot \omega_m^2 - C - T_{att} = I \cdot i \cdot \frac{d\omega_m}{dt} \quad (3.3) \end{aligned}$$

fazendo:

$$BA = \frac{K_1}{I}$$

$$AK_2 = \frac{K_2}{I \cdot i}$$

$$CAS_1 = \frac{-C_{S1}}{i \cdot I}$$

$$AS_1 = \frac{-S_1}{I \cdot i}$$

$$AS_2 = \frac{-S_2}{I \cdot i}$$

$$F_s(\theta_s) = AS_1 \cdot \left(\text{sen } \theta_s + \frac{1}{2} \cdot \frac{r_m}{L} \cdot \text{sen } 2 \theta_s \right)^2 + AS_2 \cdot \left(\cos \theta_s + \frac{r_m}{L} \cdot \cos 2 \theta_s \right)$$

$$CA = - \frac{(C + T_{att})}{I \cdot i}$$

A equação do movimento do sistema pode ser representada sinteticamente por:

$$\frac{d\omega_m}{dt} = BA \cdot V \cdot \omega_m + AK_2 \cdot V^2 + CAS_1 \cdot T_s(\theta_s) + F_s(\theta_s) \cdot T_s(\theta_s) \cdot \omega_m^2 + CA \quad (3.4)$$

- Na fase de recalque:

$$\begin{aligned}
 & K_1 \cdot i \cdot V \cdot \omega_m + K_2 \cdot V^2 - C_{r1} \cdot T_r(\theta_r) - \left[R_1 \cdot \left(\text{sen } \theta_r - \right. \right. \\
 & \left. \left. - \frac{1}{2} \cdot \frac{r_m}{L} \cdot \text{sen } 2 \cdot \theta_r \right)^2 + R_2 \cdot \left(\text{cos } \theta_r - \frac{r_m}{L} \cdot \text{cos } 2 \cdot \theta_r \right) \right] \cdot \\
 & \cdot T_r(\theta_r) \cdot \omega_m^2 - C - T_{\text{att}} = I \cdot i \cdot \frac{d\omega_m}{dt} \quad (3.5)
 \end{aligned}$$

fazendo:

$$CAR_1 = - \frac{C_{r1}}{I \cdot i}$$

$$AR_1 = - \frac{R_1}{I \cdot i}$$

$$AR_2 = - \frac{R_2}{I \cdot i}$$

$$\begin{aligned}
 F_r(\theta_r) = & AR_1 \cdot \left(\text{sen } \theta_r - \frac{1}{2} \cdot \frac{r_m}{L} \cdot \text{sen } 2 \cdot \theta_r \right)^2 + AR_2 \cdot \\
 & \cdot \left(\text{cos } \theta_r - \frac{r_m}{L} \cdot \text{cos } 2 \cdot \theta_r \right)
 \end{aligned}$$

A equação de Newton para a fase de recalque é encontrada na forma sintética seguinte:

$$\frac{d\omega_m}{dt} = BA \cdot V \cdot \omega_m + AK_2 \cdot V^2 + CAR_1 \cdot T_R(\theta_R) + F_R(\theta_R) \cdot T_R(\theta_R) \cdot \omega_m^2 + CA \quad (3.6)$$

Como, na sucção,

$$\omega_m = \frac{d\theta_s}{dt} ;$$

e, no recalque,

$$\omega_m = \frac{d\theta_r}{dt} ;$$

na verdade, as equações (3.4) e (3.6) são de segunda ordem em relação a θ . Com a finalidade de reduzir o grau destas equações, será feita a substituição de variáveis que leva a dois sistemas de equações diferenciais de primeira ordem para as fases de bombeamento. Isto é:

- Na fase de sucção:

$$\frac{d\omega_m}{dt} = BA \cdot V \cdot \omega_m + AK_2 \cdot V^2 + CAS_1 \cdot T_S(\theta_S) + F_S(\theta_S) \cdot T_S(\theta_S) \cdot \omega_m^2 + CA \quad (3.7)$$

$$\frac{d\theta_s}{dt} = \omega_m$$

- Na fase de recalque:

$$\frac{d\omega_m}{dt} = BA \cdot V \cdot \omega_m + AK_2 \cdot V^2 + CAR_1 \cdot T_r(\theta_r) + F_r(\theta_r) \cdot T_r(\theta_r) \cdot \omega_m^2 + CA \quad (3.8)$$

$$\frac{d\theta_r}{dt} = \omega_m$$

Assim, uma vez determinado o ângulo de posição da manivela, sua primeira determinação deve estar localizada numa das fases de bombeamento e o sistema de equações correspondente deve ser resolvido. Para estabelecer uma referência para θ , considerou-se que, nas condições de partida, provavelmente a fase de recalque será a primeira a ser vencida por resistir com um esforço maior. Desta maneira, quando $0 \leq \theta < \pi$ tem-se $\theta_r = \theta$ e quando $\pi \leq \theta < 2\pi$ tem-se $\theta_s = \theta - \pi$.

As restrições de funcionamento do sistema são decorrentes das limitações estruturais de seus elementos e da possibilidade de surgir o fenômeno da cavitação no escoamento d'água. Os testes realizados com o rotor Savonius (Apêndice B) e com o dispositivo de bombeamento (Apêndice C) mostraram que os elementos do sistema estão superdimensionados para operarem nas condições existentes na região. Portanto, resta apenas a verificação da pressão ao longo do escoamento para evitar que ocorra a vaporização da água e conseqüente mal

funcionamento do sistema. Isto já foi considerado na seção 2.5.1 e o critério de controle da pressão foi estabelecido pela eq. (2.54).

3.2 - O MÉTODO NUMÉRICO UTILIZADO

Numa primeira tentativa para resolver os sistemas de equações diferenciais (3.7) e (3.8), foi codificado um método numérico que empregava o método de Runge-Kutta de ordem 4 para determinar as três primeiras soluções, a partir da condição inicial, e o método de Adams para as soluções seguintes. O passo da variável independente era constante.

Os resultados obtidos por esse método mostraram-se pouco confiáveis uma vez que foram constatados erros crescentes, à medida que era aumentada a velocidade média de rotação da manivela, provocados principalmente pelos seguintes motivos: a existência de um ponto de descontinuidade da aceleração angular na mudança da fase de bombeamento, a maior taxa de variação da velocidade de rotação nas vizinhanças desse ponto e a diminuição do período de bombeamento com o aumento da velocidade média de rotação da manivela. A diminuição do passo utilizado diminuiu o erro e aumentou muito o tempo de processamento do programa. Este método foi descartado.

Foi então usado o programa computacional GEAR, para solucionar sistemas de equações diferenciais ordinárias do tipo:

$$\frac{dy_i(t)}{dt} = f_i [y_1(t), \dots, y_n(t), t] \quad (3.9)$$

onde:

y e f são vetores de comprimento $n \geq 1$.

Dado um valor inicial do vetor $y(t_0) = y_0$ e uma subrotina para o cálculo de f , o GEAR calcula uma solução numérica da eq. (3.9) para valores da variável independente t num intervalo (t_0, T) , determinado pelo usuário. (O ponto final T pode não ser conhecido antecipadamente.)

O lado direito das equações diferenciais deve ser uma função bem conhecida de $y = y(t)$ e t . Portanto, não pode envolver valores de y para valores previstos de t e não pode envolver variáveis aleatórias. Além disso, as equações diferenciais ordinárias de segunda ordem, ou ordem superior, devem ser primeiro reduzidas a um sistema de primeira ordem antes de serem tratadas pelo GEAR.

Os métodos básicos para solucionar as equações são do tipo implícito, multipasso e linear. Há duas classes de tais métodos disponíveis ao usuário: os métodos implícitos de Adams-Bashfort-Moulton (até a ordem 12) e os métodos da fórmula de diferenciação retroativa, também chamados métodos "stiff" de Gear. Em qualquer um dos casos, o fato da fórmula básica ser implícita requer que um sistema algébrico de equações seja solucionado em cada passo. Para isso, estão disponíveis vários métodos corretores iterativos (24).

O programa escolhe o tamanho do passo e a ordem para qualquer um dos métodos usados: a ordem é escolhida para tentar a maximização do tamanho do passo, mantendo o erro de truncamento local abaixo do valor admissível determinado pelo usuário. Uma vez que a quantidade de trabalho por passo é relativamente independente da ordem, essa escolha tende a minimizar a quantidade de trabalho e, daí o tempo de processamento (25).

Uma das principais características do GEAR é sua habilidade de resolver problemas de equações diferenciais ordinárias "stiff". Pode ser dito grosseiramente que um sistema é chamado "stiff" se ele envolve tanto termos que variam rapidamente quanto termos que variam lentamente. A propriedade de um sistema ser "stiff" é local; um problema pode ser "stiff" em algumas regiões de t e não ser em outras (24).

Em testes feitos com o pacote GEAR, usando um grupo de problemas preparados para estudar o efeito de descontinuidade, f foi feito independente de y , com uma descontinuidade de salto ou de esquina (i.e., um salto em f), num dado valor de t . Em todos os casos, o problema foi solucionado com sucesso e com precisão aceitável, com uma redução temporária no tamanho do passo nas vizinhanças da descontinuidade e a severidade da redução dependendo da severidade da descontinuidade (24).

Tendo em vista o problema em estudo, foi escolhido o método das fórmulas de diferenciação retroativa de Gear, com

iterações feitas pelo método das cordas e os elementos da matriz de Jacob fornecidos analiticamente por uma sub-rotina.

3.3 - PROGRAMA COMPUTACIONAL PARA SIMULAÇÃO DA DINÂMICA DO SISTEMA

Com a finalidade de resolver numericamente os sistemas de equações (3.7) e (3.8), foi desenvolvido o programa DINSIST. Este pode ser dividido nas duas partes mostradas na fig. 3.1, onde uma linha inclinada, ligando uma caixa a outra indica que a rotina mais baixa é chamada pela mais alta.

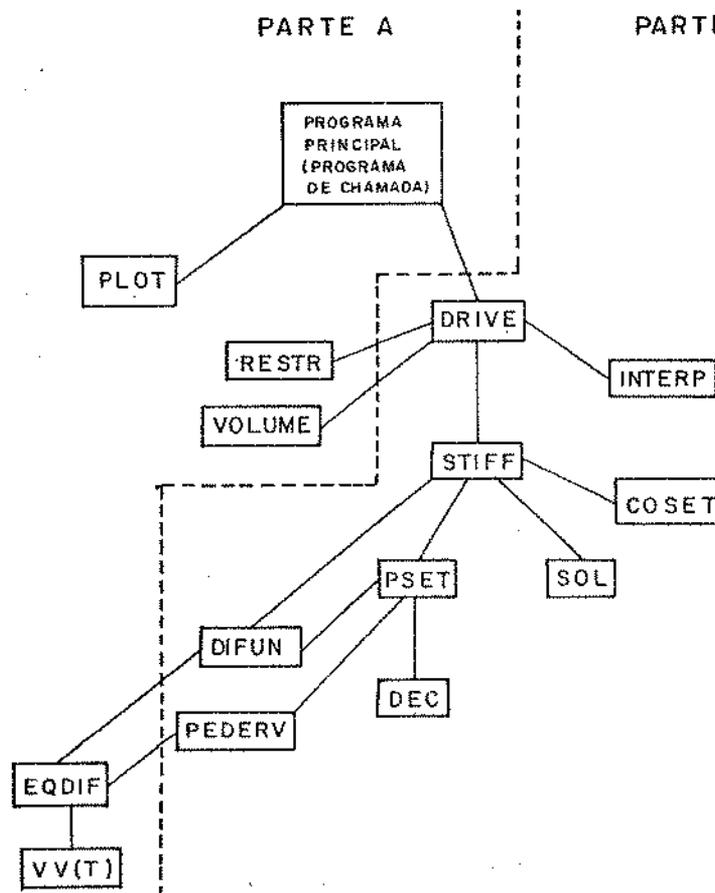


Fig. 3.1 - Estrutura do programa DINSIST.

A seguir, para uma melhor compreensão do programa, serão descritas resumidamente cada uma de suas partes.

Parte A

É composta pelo Programa Principal, pelas sub-rotinas EQDIF, RESTR, VOLUME e PLOT, e pela função $VV(t)$. As tarefas dessas rotinas são abaixo relacionadas:

- Programa Principal: lê e imprime os dados de entrada; fornece os parâmetros e as condições iniciais necessárias às rotinas que solucionam numericamente as equações diferenciais (Programa de Chamada); imprime os resultados obtidos. O diagrama da fig. 3.2 detalha um pouco mais este programa.

- EQDIF: prepara os sistemas de equações e respectivos elementos das matrizes de Jacob para as fases de sucção e de recalque; calcula o torque fornecido pela turbina, o conjugado resistente da bomba e o conjugado resistente total, aplicados ao eixo da turbina, além da energia armazenada pela inércia do sistema. O diagrama desta sub-rotina está na fig. 3.3.

- RESTR: estabelece a restrição ao funcionamento do sistema. Seu diagrama de fluxo é mostrado na fig. 3.4.

- VOLUME: calcula o volume d'água bombeada num passo do cálculo numérico, a partir das soluções inicial e final do intervalo de tempo usado no passo. É considerado que a água é bombeada apenas na fase de recalque; o volume total d'água bombeada num período é obtido pela somatória dos volu

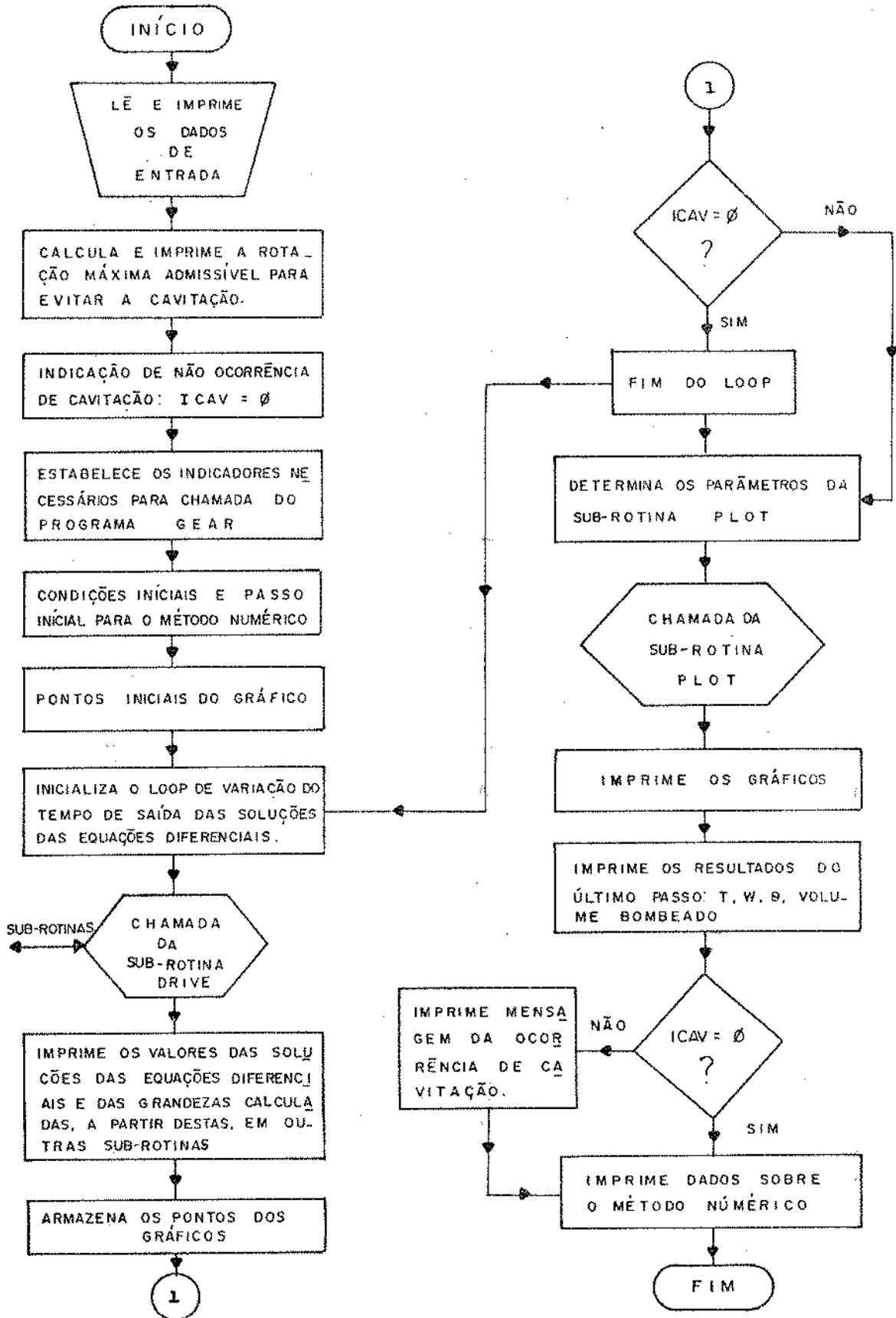


Fig. 3.2 - Diagrama de fluxo simplificado do Programa Principal.

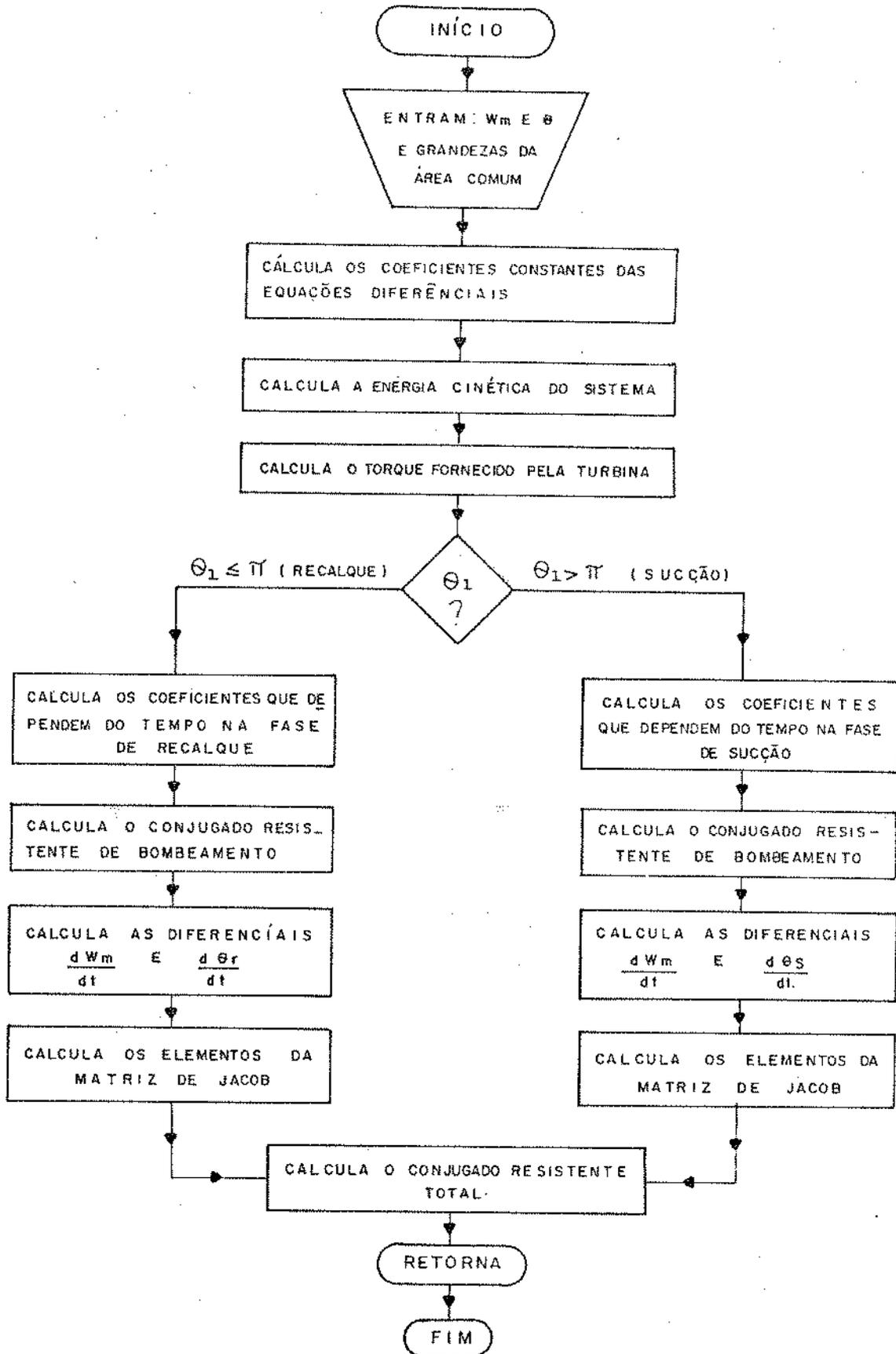


Fig. 3.3 - Diagrama de fluxo simplificado da sub-rotina EQDIF.

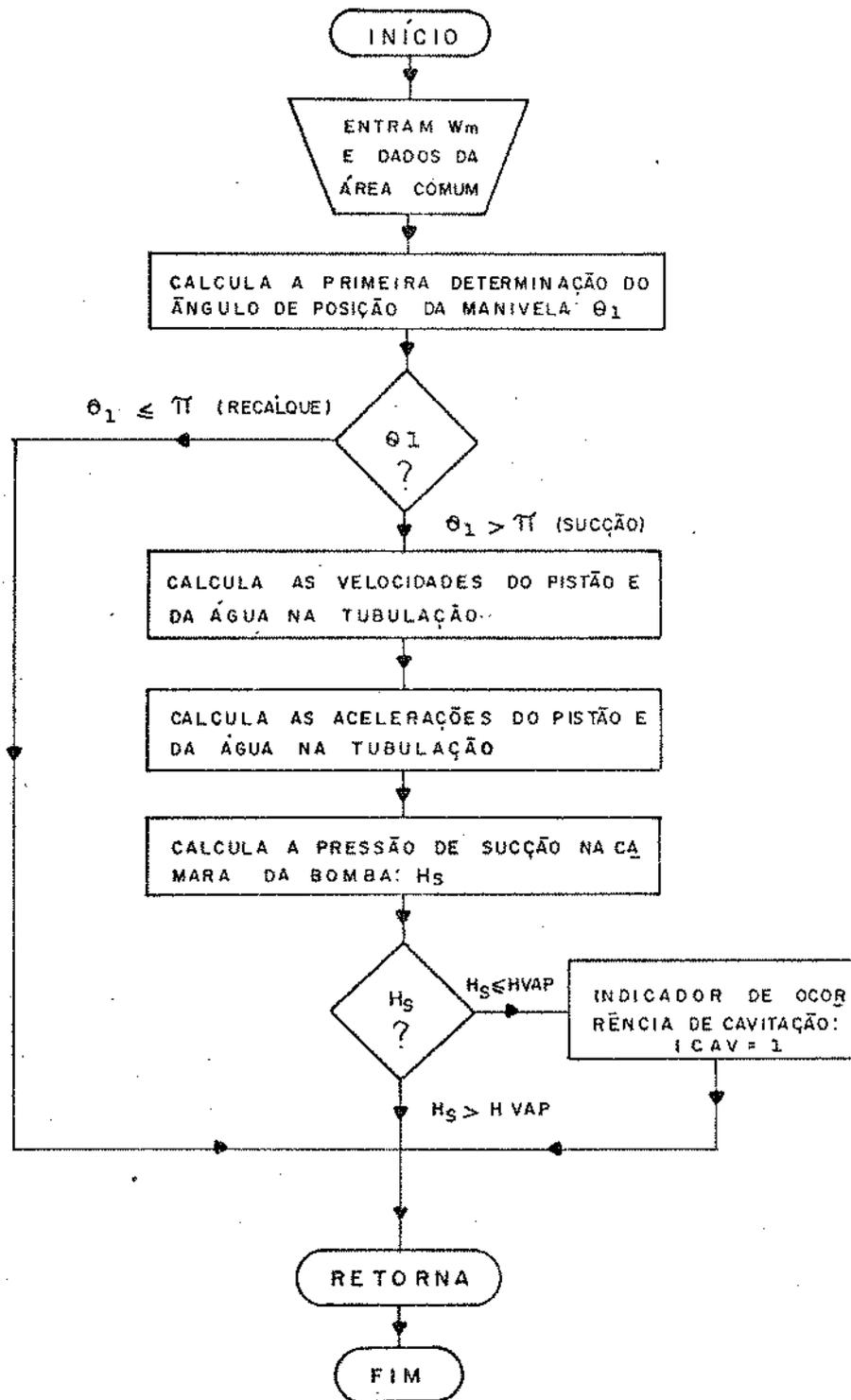


Fig. 3.4 - Diagrama de fluxo simplificado da sub-rotina RESTR.

mes deslocados nos passos ao longo das fases de recalque. A fig. 3.5 mostra o diagrama da sub-rotina VOLUME.

- PLOT: imprime os dados de saída na forma gráfica. Esta rotina produz gráficos onde a escala das ordenadas possui 101 posições (colunas) ficando as faixas de variações das grandezas de saída ajustadas a essa escala. O tempo é colocado nas abscissas, ou seja cada linha representa um instante. Esta sub-rotina trabalha com um máximo de cinco parâmetros de cada vez e cada um deles é representado por uma letra (A,B,C,D,E). Assim, cada linha impressa fornece os valores das grandezas naquele instante.

- Função VV(t): fornece o valor da velocidade do vento como função do tempo.

Parte B

É formada pelas rotinas contidas no programa GEAR que resolve numericamente sistemas de equações diferenciais. Este programa é constituído pelas sete rotinas seguintes: DRIVE, STIFF, INTERP, PSET, DEC, SOL, COSET. Além dessas, mais três devem ser fornecidas pelo usuário: o Programa de Chamada, DIFFUN e PEDERV. As tarefas dessas rotinas são:

- DRIVE: serve de ligação entre o usuário e o método numérico de solução do sistema de equações; supervisiona a integração das equações diferenciais ao longo do intervalo de tempo especificado pelo usuário; imprime mensagens de advertência relativas ao método numérico. Além dessas tarefas já

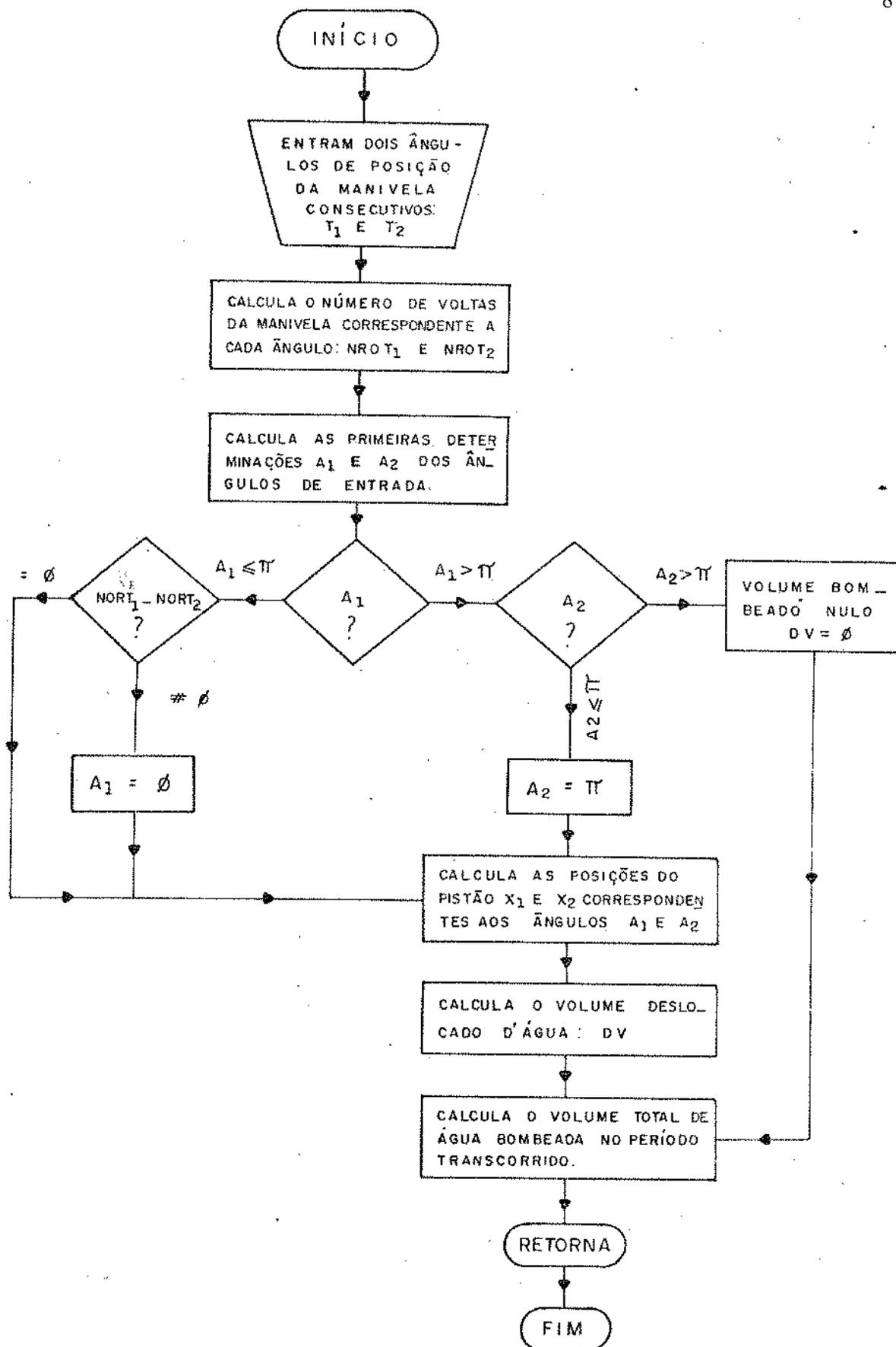


Fig. 3.5 - Diagrama de fluxo simplificado da sub-rotina VOLUME.

existentes, foram adicionados comandos que propiciam as chamadas das sub-rotinas VOLUME e RESTR para fazerem o cálculo do volume bombeado e o controle de ocorrência da cavitação, respectivamente, a cada passo intermediário da integração numérica.

- STIFF: executa um passo de integração e faz o controle do erro local para esse passo; orienta a seleção do tamanho do passo e a ordem.

- INTERP: computa os valores das soluções por interpolação no instante final de saída pedido pelo usuário.

- COSET: fornece os coeficientes usados pela STIFF, tanto para a integração básica como para o controle de erro.

- PSET: fornece a matriz

$$|P| = |I| - h_n \cdot \beta_0 \cdot |J| \quad (3.10)$$

onde:

$|I|$ é a matriz identidade;

β_0 é um escalar relativo ao método utilizado;

h_n é o passo;

$|J|$ é a matriz de Jacob;

$|P|$ é a matriz dos coeficientes para a solução subsequente de sistemas lineares algébricos (parte dos métodos iterativos da corda).

- DEC: executa uma decomposição de LU de uma matriz.

- SOL: soluciona sistemas lineares algébricos para os quais a matriz foi processada por DEC.

Apenas três rotinas devem ser fornecidas pelo usuário, as quais são:

- Programa de Chamada: define as condições iniciais, o indicador de especificação do método a ser usado, o passo inicial, o erro local admissível e o intervalo da variável de integração (tempo) no final do qual são impressos os valores das soluções. Este programa está incluído no Programa Principal.

- DIFFUN: computa o vetor $\dot{y} = f(y,t)$ para valores do vetor y e de t . Isto já é feito na EQDIF.

- PEDERV: avalia os elementos da matriz de Jacob para os valores do vetor y e de t . Esta tarefa também já é executada pela EQDIF.

3.3.1- Dados de entrada e de saída do programa DINSIST

A lista dos dados de entrada que devem ser fornecidos ao programa DINSIST é extensa. Estes podem ser classificados em: dados do ar, da água, da turbina, da transmissão, do dispositivo hidráulico, da inércia, do atrito e do método numérico. Os valores dos parâmetros de entrada e as maneiras

como foram estimados são mostrados com detalhes no Apêndice A.

Para o método numérico, foram proporcionados: as condições iniciais para $t = 0$ s, o instante final da simulação e o passo inicial de 10^{-3} s. O erro de truncamento local admissível foi estipulado em 10^{-8} .

Na saída do programa DINSIST, são disponíveis um gráfico e uma tabela com as soluções numéricas das eqs. (3.7) e (3.8) e, a partir destas, os valores calculados das grandezas de interesse. Estas tabelas não estão aqui apresentadas por serem muito extensas.

Com a finalidade de verificar qualitativamente a coerência do modelo matemático com o fenômeno físico, maior ênfase será dada à análise dos gráficos gerados por algumas simulações de situações típicas. Só serão mencionados os valores médios de grandezas para condições de funcionamento equilibrado (torque médio da turbina igual ao conjugado resistente médio).

Para uma determinada função de velocidade $V(t)$, foram traçadas figuras de dois tipos, com diferentes conjuntos de gráficos. No primeiro tipo foram agrupados os gráficos referentes a:

- a velocidade do vento V , em m/s;
- a velocidade de rotação da manivela ω_m , em rad/s;

- o ângulo de posição da manivela θ , em radianos;
- a primeira determinação do ângulo de posição θ_1 em radianos;
- o volume d'água bombeada a cada passo DV, em m^3 .

No segundo tipo são mostrados:

- a velocidade do vento V, em m/s;
- o torque fornecido pela turbina T_t , em Nm;
- o conjugado resistente no eixo da turbina T_r , em Nm;
- a energia cinética do sistema E_c , em joule.

3.4 - RESULTADOS DO PROGRAMA DINSIST E COMENTÁRIOS

Os primeiros estudos do comportamento dinâmico do SEB foram feitos para condições de partida, com velocidades do vento constantes ao longo do tempo de simulação.

Procurou-se a velocidade do vento de partida para três condições iniciais, com o sistema:

- 1) no início da fase de sucção ($\theta_s = 0^\circ$);
- 2) no início da fase de recalque ($\theta_r = 0^\circ$);
- 3) na posição de torque máximo da carga ($\theta_r = 100^\circ$).

As velocidades de partida obtidas para êsses três casos foram de 3,0 m/s, 3,5 m/s e 4,0 m/s, respectivamente. Os gráficos correspondentes às simulações dos primeiros 30 segun

dos de operação do sistema, para as partidas nas três condições acima, são mostradas nas figs. 3.6, 3.7 e 3.8. As curvas contidas nesses gráficos foram suavizadas após reduções sucessivas dos resultados fornecidos pelo programa.

Considerando as diferenças de escalas, numa verificação qualitativa destas figuras, pode-se observar que:

- As curvas da velocidade de rotação parecem ser compostas por uma curva crescente somada a outra oscilante. Este mesmo tipo de variação é mostrado por Lysen (26) e por Horijon (27).

- O ângulo de posição θ é sempre crescente, sendo θ_1 uma melhor indicação da situação em um ciclo de bombeamento. A inclinação da curva de θ_1 é mais íngreme para maiores velocidades de rotação.

- Uma vez que o volume d'água bombeada é contado apenas na fase de recalque, a curva deste apresenta valores nulos durante a sucção. No recalque, a forma semi-senoidal, esperada para essa função, é deformada devido à variação da velocidade de rotação. Para maiores valores de ω_m , o recalque ocorre num intervalo de tempo menor e os valores de DV são maiores para resultar um volume total bombeado igual ao volume deslocado pela bomba, pois foi considerado $\eta_v = 1,0$ no modelo matemático. Isso foi confirmado pelos resultados numéricos tabelados.

- A curva do torque da turbina T_t oscila com a rotação ω_m devido à relação entre C_p e λ . Pode ser visto mais claramente nas figs. 3.7 e 3.8, que o valor médio de T_t é decres-

cente ao longo do tempo e indica a procura do ponto de operação equilibrada, onde os torques médios da turbina e da carga devem se igualar.

- O conjugado resistente T_r é apresentado em seu caráter alternante e com maior intensidade na fase de recalque. Já era esperado um aumento do valor máximo de T_r , quando aumenta a velocidade média de rotação, devido ao aumento das perdas na tubulação por aumento da velocidade média do escoamento d'água.

- A energia cinética E_c aumenta quando o torque da turbina é maior que o conjugado resistente e diminui no caso inverso, segundo as variações de ω_m .

- Todas as variações das grandezas que dependem da fase de bombeamento envolvida ocorrem de acordo com a faixa de variação de θ_1 .

Pode ser notado na fig. 3.6.a que, na partida, a curva de ω_m passa pelo primeiro valor máximo, depois atinge um valor mínimo próximo de zero e logo após retoma uma trajetória média ascendente. Com a ajuda da fig. 3.6.b, verifica-se que a aceleração do sistema ocorreu enquanto $T_t > T_r$, sendo a diferença dos conjugados aplicada no armazenamento de energia cinética E_c . O aumento de rotação diminui T_t e T_r aumenta em torno da metade da fase de recalque, de modo que é atingido um ponto a partir do qual $T_r > T_t$ e o sistema começa a desacelerar. A diminuição de ω_m faz aumentar T_t e T_r diminui na medida que a fase de recalque vai sendo vencida, até que é

alcançado um ponto de transição para a condição de $T_t > T_r$ e o sistema retoma sua aceleração positiva. Enquanto $T_r > T_t$, a energia cinética do sistema é consumida pela carga. Se E_c chega a zero e ainda $T_r \geq T_t$, o sistema para. Na fig. 3.6.b, E_c chega muito próximo de zero quando o sistema volta a trabalhar com $T_t > T_r$. Vencida a fase de recalque, o sistema acclera ao longo de toda fase de sucção seguinte, acumulando energia cinética e transpondo todas as outras fases mais facilmente. O que acaba de ser descrito ocorre também na Fig. 3.7 e, menos acentuadamente, na Fig. 3.8.

Para as condições de partida nos inícios das fases de sucção e de recalque, o sistema tem a oportunidade de armazenar energia cinética antes de transpor o trecho em que $T_r > T_t$.

Na primeira condição, como a resistência da fase de sucção é pequena, uma baixa velocidade do vento é suficiente para acionar o sistema e fornecer-lhe a E_c necessária para superar a fase de recalque. Na segunda condição, é preciso uma velocidade maior de partida pois há apenas o início do recalque para o sistema acumular E_c suficiente para operar durante a condição de $T_r > T_t$. Observando-se os dois casos acima, nota-se que o sistema deve ser parado na posição correspondente a T_r máximo ou próxima desta. A terceira condição de partida considerada é a mais difícil pois é necessária uma velocidade do vento elevada o bastante para produzir um conjugado do eixo da turbina maior que T_r máximo. Assim, será considerado que a velocidade de partida do SEB aqui estudado vale 4,0 m/s.

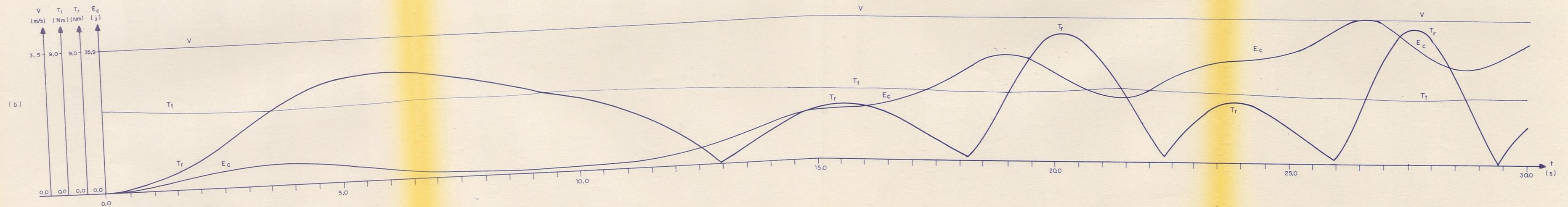
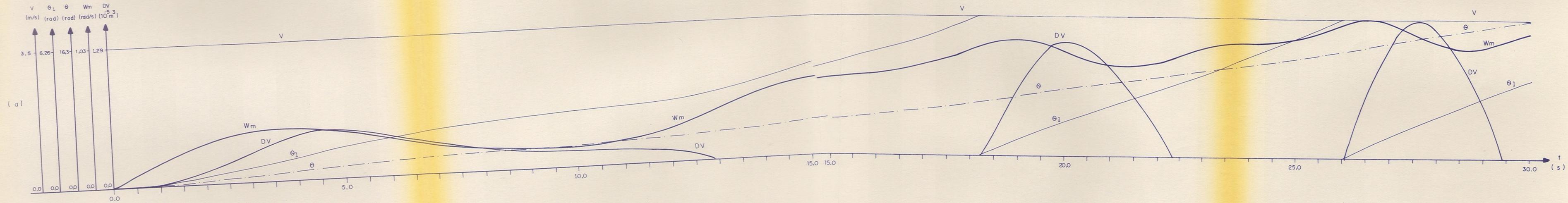


Fig. 3.7 - SIMULAÇÃO DE PARTIDA DO SEB NO INÍCIO DA FASE DE RECALQUE

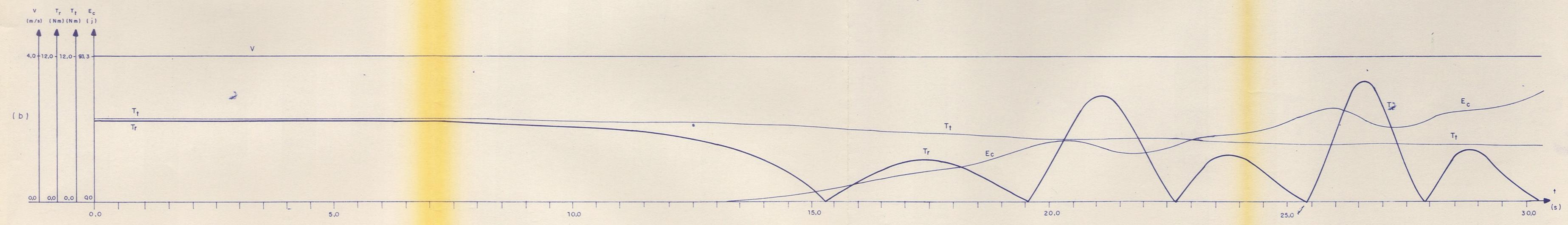
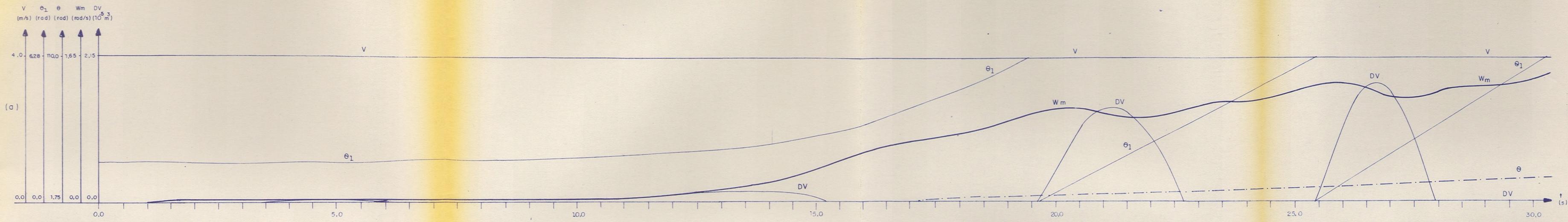


Fig. 3.8 - SIMULAÇÃO DE PARTIDA DO SEB NA POSIÇÃO DE MOMENTO RESISTENTE MÁXIMO.

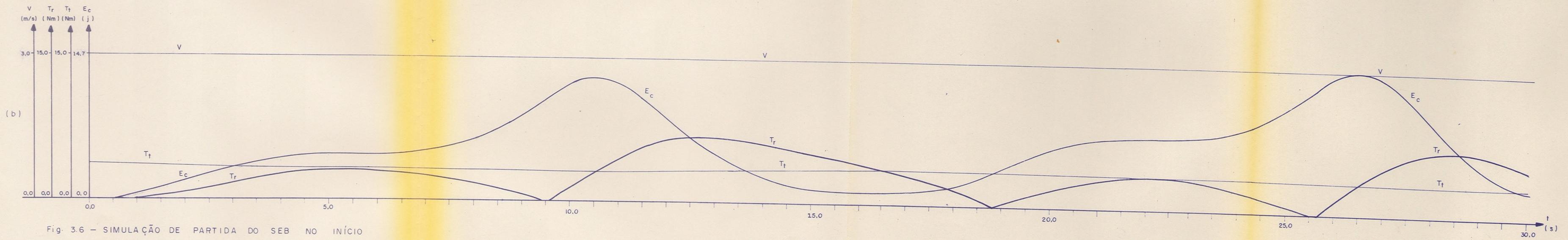
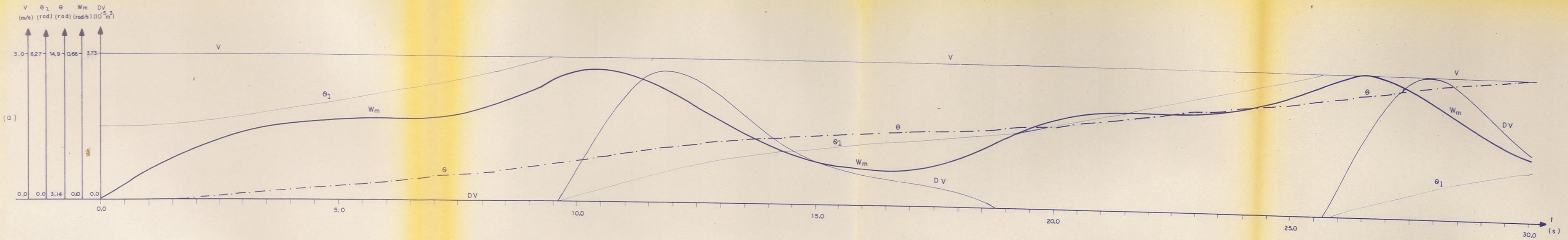


Fig. 3.6 - SIMULAÇÃO DE PARTIDA DO SEB NO INÍCIO DA FASE DE SUCCÃO

Uma verificação da menor velocidade do vento que ainda mantém o SEB em operação, mostrou que o valor mínimo é de 3,0 m/s, aproximadamente. Para esta velocidade, está próxima a situação limite em que o sistema consegue partir no início da fase de sucção e chegar ao final do ciclo de bombeamento com energia cinética nula. Aqui fica constatado que o sistema opera com velocidades do vento menores que a de partida, conforme afirmações de vários pesquisadores (5, 26, 27).

Para velocidades de vento insuficientes para por em movimento o SEB, inicialmente, o modelo matemático fornece valores oscilantes da velocidade de rotação, passando por valores negativos, como se o conjugado resistente chegasse a acionar o sistema. Essa oscilação é traduzida matematicamente pelos valores negativos dos autovalores das equações diferenciais. Todas as tentativas de resolver este problema, de maneira que nessas condições o sistema permanecesse parado, com ω_m nula, falharam pois sempre os processamentos do programa DINSIST eram interrompidos com uma mensagem de erro na subrotina STIFF. Assim, esta tornou-se uma limitação no emprego do modelo matemático.

O limite superior de funcionamento do SEB é estabelecido pela ocorrência da cavitação, que é esperada para uma velocidade média de rotação da manivela igual a 29,7 RPM, calculada a partir da eq. (2.56). Com isso, a velocidade do vento máxima admissível foi de 6,0 m/s. Para velocidades de vento maiores, o programa DINSIST imprime mensagens indicando o acontecimento da cavitação.

Para as velocidades do vento de 4,0 a 6,0 m/s, a intervalos de 0,5 m/s, e com as condições iniciais do terceiro tipo, foram feitas simulações para um intervalo de tempo de 90 segundos. As velocidades médias de rotação da manivela \bar{N}_m para um ciclo de bombeamento foram calculadas várias vezes ao longo do tempo das simulações e os resultados estão apresentados na Fig. 3.9.

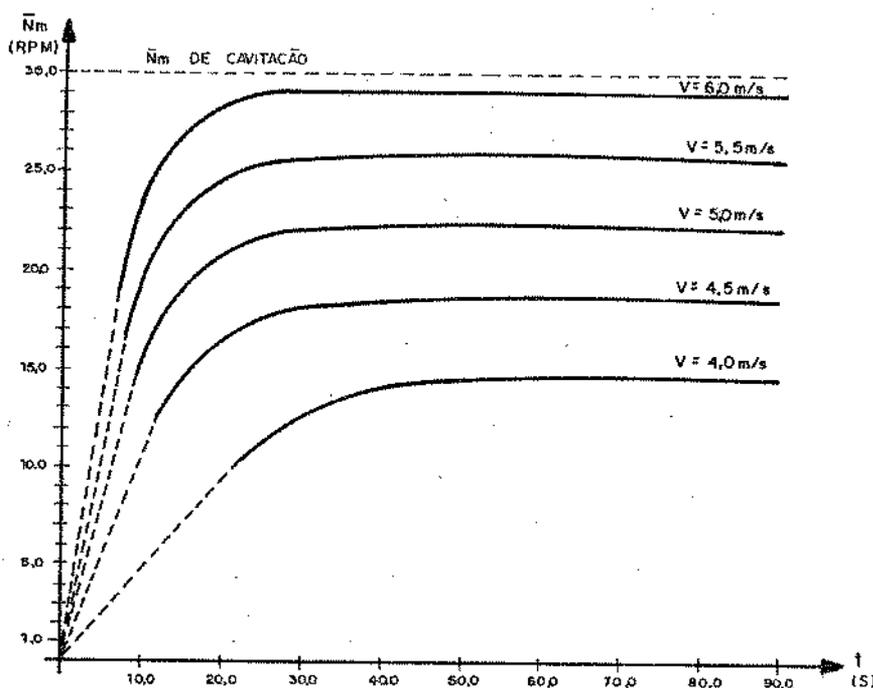


Fig. 3.9 - Gráfico da velocidade média de rotação da manivela \bar{N}_m versus tempo t , para várias velocidades do vento.

Tendo-se em vista a figura anterior, pode ser dito que o sistema já atingiu a condição de operação equilibrada num intervalo de tempo de cerca de 90 segundos, para qualquer ve

locidade de vento. Os valores médios de algumas grandezas, ao final dos 90 segundos de simulação, estão relacionados na tab. 3.1. Os dados relativos às velocidades de 3,0 m/s e 3,5 m/s, incluídos nessa tabela, foram obtidos da simulação do sistema em operação equilibrada.

Tabela 3.1: Valores médios de algumas grandezas em pontos de operação equilibrada.

V (m/s)	$\bar{\omega}_m$ (rad/s)	\bar{N}_m (RPM)	\bar{N}_t (RPM)	\bar{T}_t (Nm)	\bar{T}_r (Nm)	\bar{Q} (m ³ /h)
3,0	0,49	4,7	11,4	3,23	3,20	0,158
3,5	1,09	10,4	25,2	3,73	3,74	0,347
4,0	1,55	14,8	35,8	4,40	4,40	0,493
4,5	1,96	18,7	45,3	5,19	5,13	0,623
5,0	2,34	22,3	54,0	6,09	5,92	0,739
5,5	2,70	25,8	62,4	7,10	6,92	0,849
6,0	3,05	29,1	70,4	8,21	8,08	0,973

As curvas de \bar{N}_m versus t, na fig. 3.9, parecem seguir um padrão dado por:

$$\bar{N}_m = \bar{N}_{m0} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{\sigma}}\right) \quad (3.11)$$

onde \bar{N}_{m0} é a velocidade média de rotação da manivela para a condição de operação equilibrada ($T_t = T_r$);

σ é o valor do tempo que faz o expoente de e igual a -1, chamado de constante de tempo.

Apesar do sistema de equações diferenciais a duas variáveis, ω_m e θ , não ser linear, parece que há a predominância de uma constante de tempo no comportamento dinâmico do SEB.

A partir da definição de σ e da eq. (3.11), pode ser verificado que, para $t = \sigma$, \bar{N}_m atinge 63,2% de seu valor final. Sendo assim, da fig. 3.9, σ foi obtido graficamente, para cada velocidade do vento, considerando os valores de \bar{N}_{mo} iguais aos de \bar{N}_m da Tab. 3.1. Os resultados obtidos foram usados no traçado do gráfico da fig. 3.10. Nesta, pode ser constatado que σ varia com V numa função decrescente. Isto leva a concluir que o SEB responde consideravelmente mais rápido a mudanças do vento em velocidades mais elevadas. Este resultado também foi conseguido por Buehring & Freris (28). *

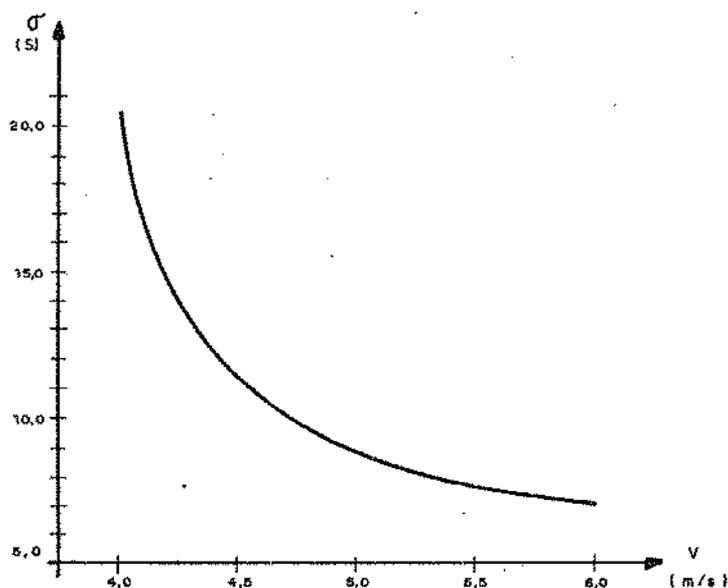


Fig. 3.10 - Gráfico da constante de tempo σ versus velocidade do vento V .

A simulação com a velocidade do vento sendo uma função do tipo rampa não trouxe novas informações sobre a conduta do SEB.

No estudo do comportamento do SEB ao receber uma rajada, foi considerado que a velocidade do vento era constante e igual a 4,0 m/s fora do intervalo de tempo da rajada ($t > 30s$). Para $0 \leq t \leq 30s$, foi feita:

$$V = 5,0 - \cos \left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{30} \right) \quad (3.12)$$

Como condições iniciais, foram assumidas a velocidade de rotação da manivela igual a 1,64 rad/s, segundo a tab. 3.1, e a manivela posicionada no início da fase de recalque.

Os resultados gráficos obtidos com essa flutuação do vento são mostrados na fig. 3.11. Além das características do SEB já percebidas para as condições representadas nas figs. 3.6, 3.7 e 3.8, pode-se notar que, para uma rajada:

- A velocidade média de rotação atinge um máximo cerca de 3,5 segundos após o instante de velocidade máxima do vento, devido à inércia do sistema. Do instante inicial até o de ω_m máximo decorrem aproximadamente 18,5 segundos, enquanto ω_m ainda não alcança seu valor de operação equilibrada para $t = 40,0s$. Isto mostra que, para uma rajada deste tipo, o sistema sofre uma aceleração maior que a desaceleração.

- O torque da turbina atinge um valor máximo cerca de 0,5 segundos antes da ocorrência da velocidade máxima do ven

to. Isto se deve às influências antagônicas de dois parâmetros: T_t aumenta com a velocidade do vento e diminui com o aumento da velocidade de rotação, conforme pode ser visto na fig. 2.6. Este é o mesmo motivo pelo qual \bar{T}_t passa por um valor mínimo um pouco antes de terminar a variação da velocidade do vento e, logo após, assume um aumento na direção de seu valor de regime equilibrado, simultâneo com a diminuição de ω_m .

- É interessante notar que, com o aumento de ω_m , o valor mínimo de T_r diminui no final de cada fase, principalmente na de recalque. Este é o efeito das inércias das colunas d'água que são aceleradas na parte inicial de cada fase e, na parte final, devolvem ao sistema as energias cinéticas adquiridas. A diferença desse efeito na sucção e no recalque se deve às diferentes dimensões das tubulações, ou seja, das massas d'água envolvidas em cada caso.

De uma maneira geral, os resultados obtidos nas simulações feitas parecem estar qualitativamente coerentes com a teoria. Uma vez que não foi encontrada, na bibliografia examinada, uma maneira de estimar o erro global cometido com o método numérico empregado, resta a alternativa da comparação entre os resultados computacionais e experimentais, para avaliar quanto o modelo matemático está próximo do físico.

DADOS EXPERIMENTAIS DO SEB

A única maneira de serem feitos testes do SEB com velocidade do vento controlada seria em um tunel de vento. No entanto, essa opção foi prontamente descartada devido ao elevavado custo e à complicação da montagem do experimento.

O teste em campo aberto foi a alternativa mais viável, uma vez que já havia um SEB operando à margem do açude da UFPb. Neste tipo de ensaio, a dificuldade em lidar com um sistema com velocidade do vento variável na entrada, é superada parcialmente pela escolha do método experimental adequado.

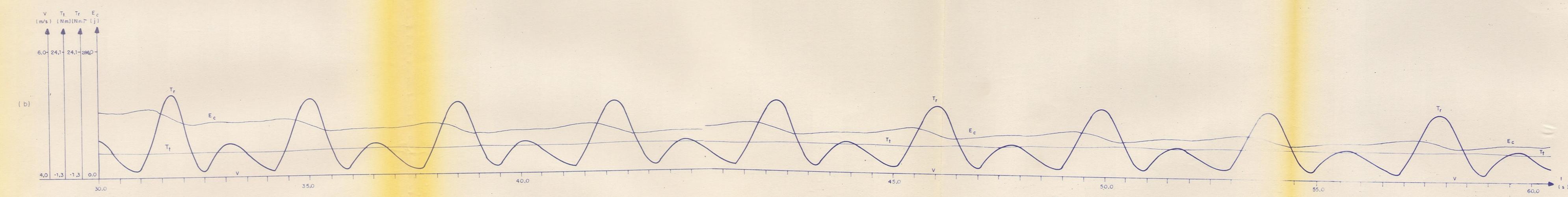
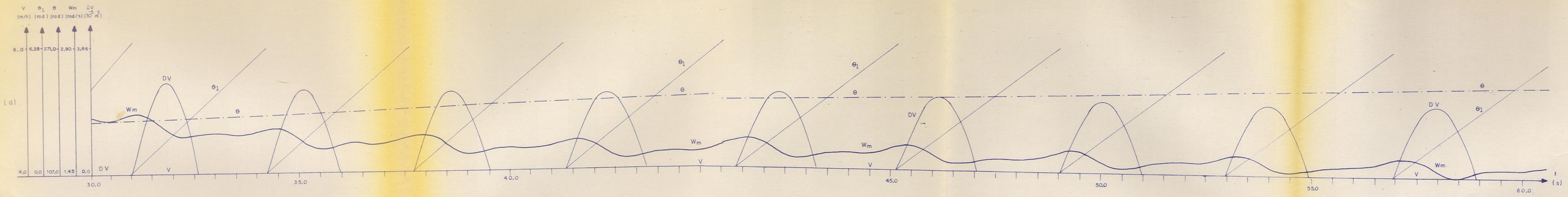


Fig. 3.11 - SIMULAÇÃO DA DINÂMICA DO SEB AO RECEBER UMA RAJADA DE FORMA SENOIDAL (CONT.).

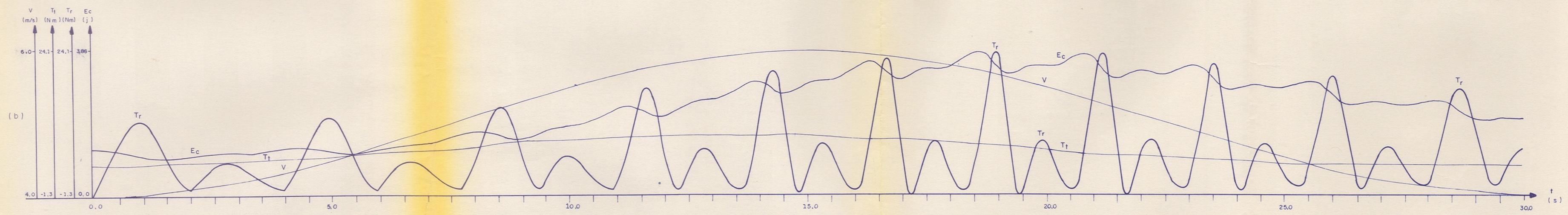
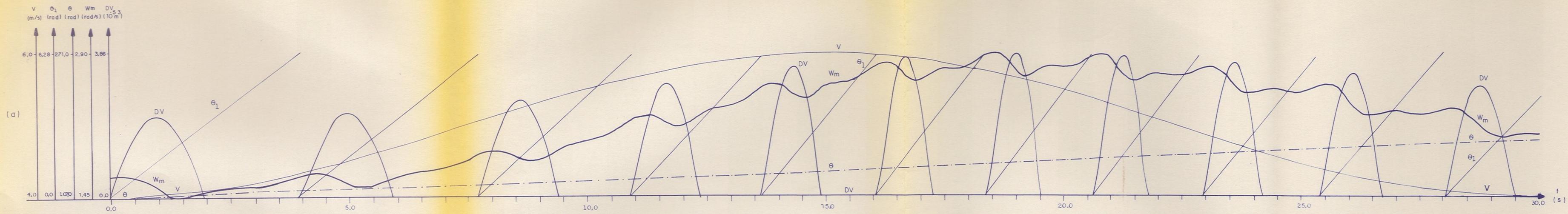


Fig. 3.11 - SIMULAÇÃO DA DINÂMICA DE SEB AO RECEBER UMA RAJADA DE FORMA SESOIDAL.

4.1 - TESTE EM CAMPO ABERTO

No método indicado neste caso, primeiramente, são tomados muitos conjuntos de medidas simultâneas de grandezas do sistema. Depois, estes conjuntos são agrupados por faixas de velocidades do vento de larguras iguais. As larguras mais usuais são de 1,0 m/s e 0,5 m/s. Os valores médios das grandezas, para cada faixa, são associados à velocidade média do intervalo, para efeito de cálculo. (26,29).

Apesar de serem conseguidos valores médios de grandezas e não valores instantâneos ao longo do tempo, o ensaio foi executado com o objetivo de serem obtidos dados experimentais que pudessem balizar as variações de parâmetros do SEB e dessem informações sobre o desempenho do sistema. Mais detalhes sobre este teste estão no Apêndice D.

As grandezas mais importantes para a determinação das condições de trabalho do sistema são: a velocidade do vento, a velocidade de rotação da manivela (ou a velocidade de rotação da turbina) e a vazão d'água. Estas foram medidas, respectivamente, por um anemômetro de copos, um tacômetro e um hidrômetro residencial adaptados para fornecerem saídas digitais. Estes sinais foram tratados num equipamento eletrônico com três canais de entrada e que, na saída, imprimiu os dados em papel. Foram registrados o tempo e os valores médios das três grandezas para intervalos de 10 minutos. A instrumentação toda foi desenvolvida e construída no NERG.

Foram feitas 6301 medições ao longo de quatro meses, obtendo-se uma velocidade média do vento de 3,1 m/s. Como é esperada uma faixa estreita de velocidades do vento onde opera o SEB, na redução dos dados do teste, estes foram separados por faixas de 0,5 m/s de largura. O histograma de frequência das velocidades do vento ocorridas no ensaio é apresentado na fig. 4.1. A área pontilhada indica, para cada faixa, o número de ocorrências com velocidade de rotação nula.

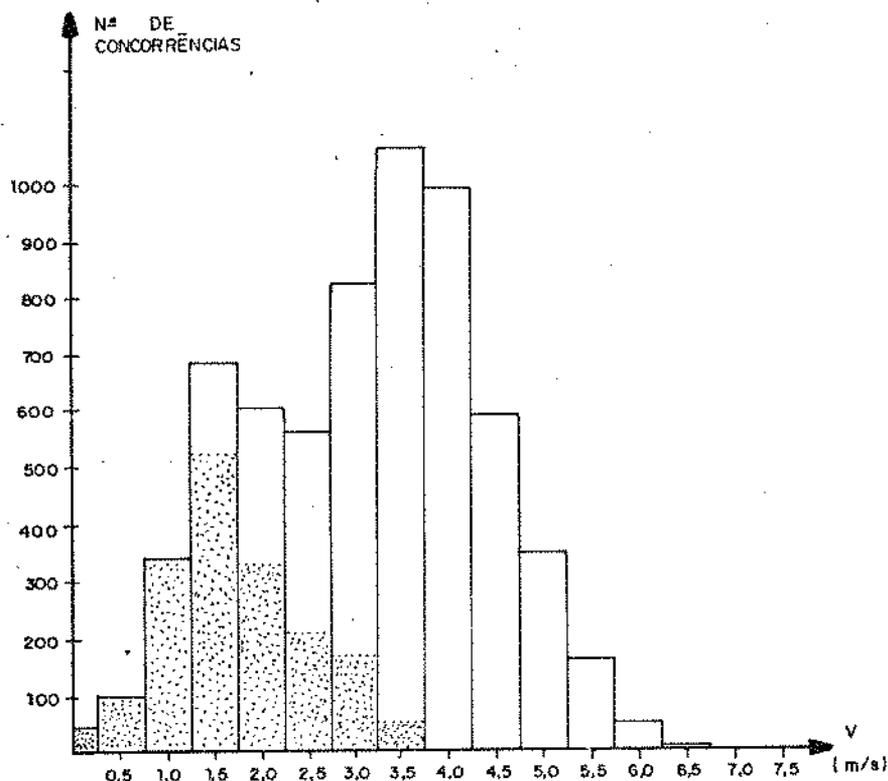


Fig. 4.1 - Histograma de frequência das velocidades do vento, durante o teste do SEB.

Da fig. 4.1, pode ser dito que a velocidade de partida do sistema está em torno de 3,8 m/s. O sistema pode funcionar para uma velocidade de vento menor que a de partida desde que ele já tenha suficiente energia cinética. Além disso, como o intervalo de tempo considerado para as médias é de 10 minutos e a constante de tempo do sistema é pequena em relação a esse intervalo, as flutuações da velocidade do vento, apesar do baixo valor médio, podem fazer funcionar o sistema.

Uma vez que foram registradas poucas velocidades maiores que 6,25 m/s, só foram considerados os resultados da redução de dados correspondentes a velocidades do vento menores que esse valor.

Os valores médios experimentais da velocidade média de rotação da manivela \bar{N}_m e da vazão média \bar{Q} em suas relações com a velocidade média do vento \bar{V} , de cada faixa, foram colocados nas figs. 4.2 e 4.3, respectivamente.

As variações mostradas nas figs. 4.2 e 4.3 são parecidas devido à ligação existente entre a vazão e a velocidade de rotação da manivela. O elemento que provoca as diferenças encontradas nas figuras é a eficiência volumétrica. Os valores médios desta foram obtidos com cálculos das vazões teóricas feitos a partir da eq. 2.31, com os valores de \bar{N}_m e \bar{V} correspondentes. Os valores médios \bar{n}_v para cada \bar{V} estão na fig. 4.4.

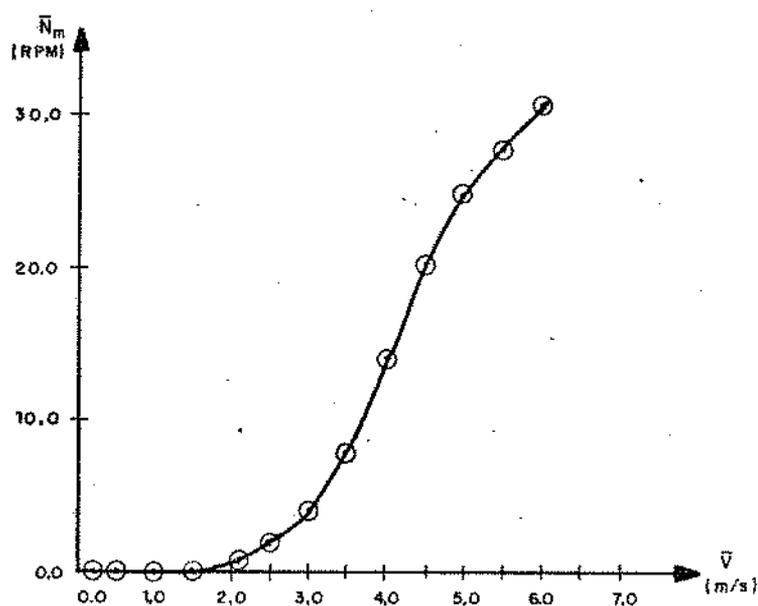


Fig. 4.2 - Dados experimentais das velocidades médias de rotação da manivela para velocidades médias do vento.

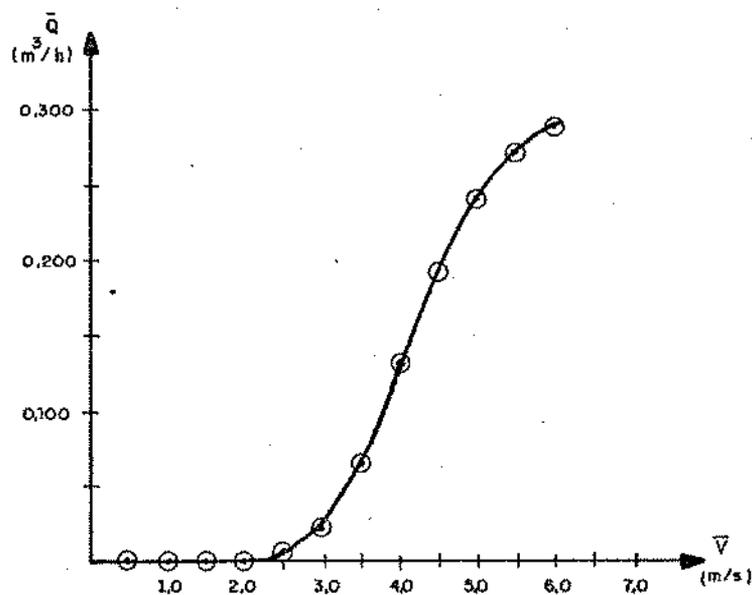


Fig. 4.3 - Dados experimentais das vazões médias para as velocidades médias do vento.

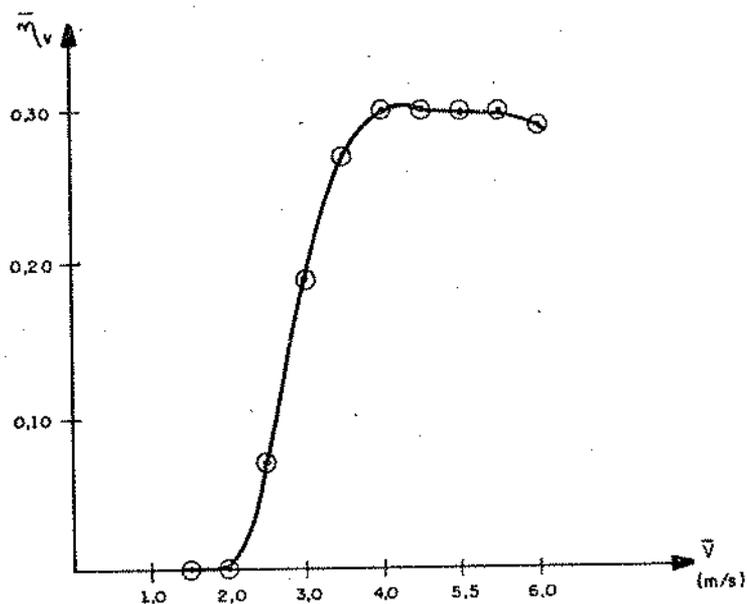


Fig. 4.4 - Gráfico das eficiências volumétricas médias para as velocidades médias do vento.

Como a eficiência volumétrica tem uma relação mais direta com a velocidade de rotação da manivela, os valores médios dessas grandezas, para cada faixa de velocidades do vento, foram colocados na fig. 4.5.

A verificação do ajuste da turbina eólica ao regime de vento local é feita pelo levantamento dos valores do coeficiente de potência médio \bar{C}_p para as faixas de velocidades do vento. Os valores de \bar{C}_p foram calculados com os valores médios de $\bar{\omega}_t$ e \bar{V} , a partir da eq. 2.9. Os resultados são mostrados na fig. 4.6.

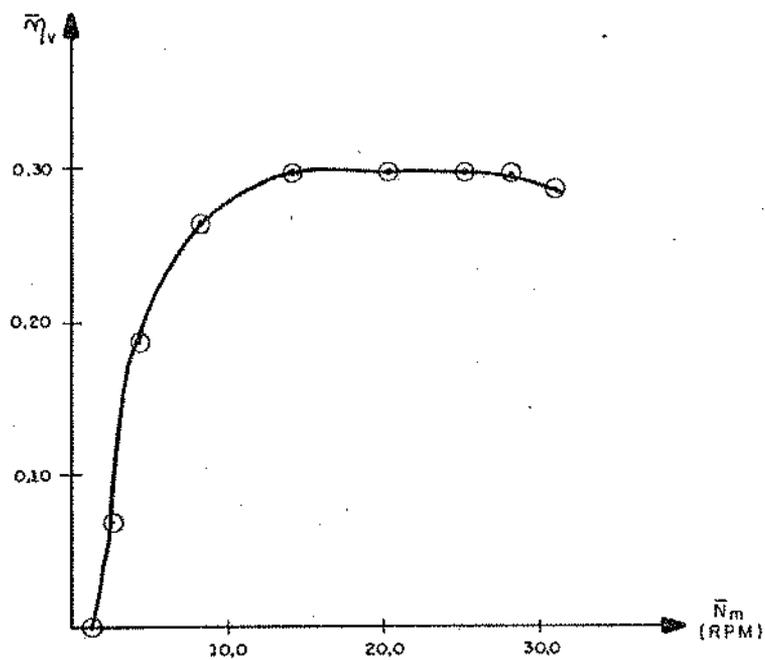


Fig. 4.5 - Gráfico das eficiências volumétricas médias para as velocidades médias de rotação da manivela.

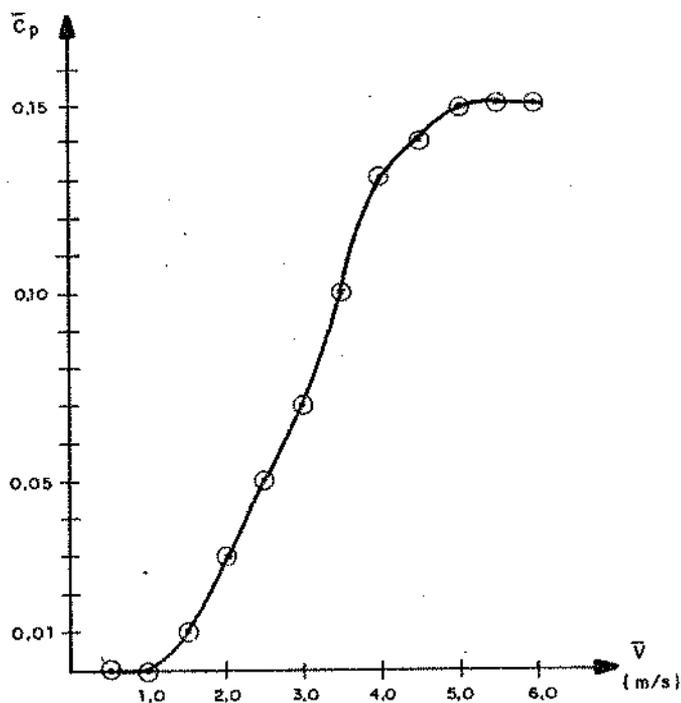


Fig. 4.6 - Gráfico dos coeficientes de potência médios correspondentes às velocidades médias do vento.

A eficácia com que a carga aproveita a potência convertida pela turbina é avaliada pela eficiência de acoplamento de carga η_c , definida por:

$$\eta_c = \frac{P_u}{P_t} \quad (4.1)$$

O valor médio $\bar{\eta}_c$ foi estimado para cada faixa de velocidade do vento pela igualdade:

$$\bar{\eta}_c = \frac{2 \cdot \gamma}{\rho \cdot A} \cdot \frac{\bar{Q} \cdot \bar{H}}{\bar{C}_p \cdot \bar{V}^3} \quad (4.2)$$

onde:

\bar{H} foi obtido pela eq. (2.70).

A correspondência entre $\bar{\eta}_c$ e \bar{V} pode ser vista na figura 4.7.

O desempenho do SEB em converter a potência eólica P_v em potência útil P_u é determinado pela eficiência do sistema η_s , dada por:

$$\eta_s = \frac{P_u}{P_v} \quad (4.3)$$

A partir das eqs. (2.7) e (4.1), pode ser demonstrado que:

$$\eta_s = \eta_c \cdot C_p \quad (4.4)$$

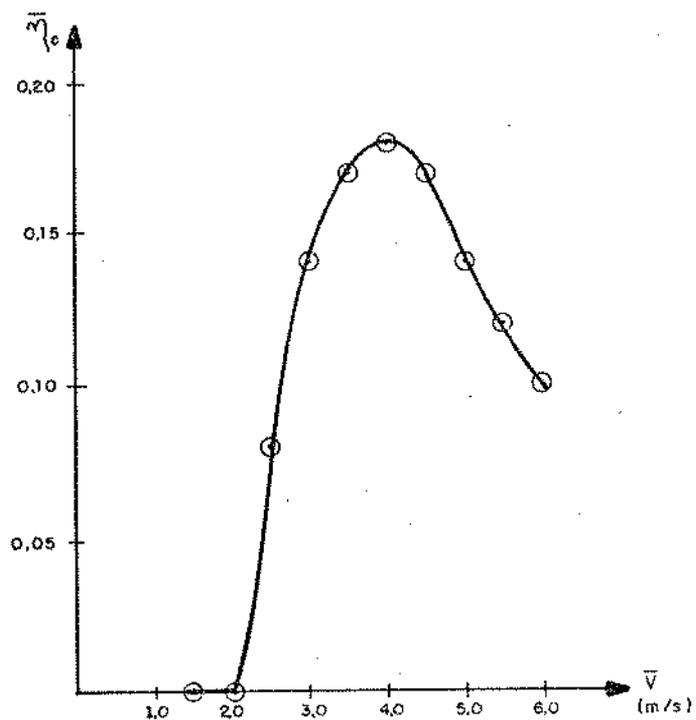


Fig. 4.7 - Gráfico das eficiências médias de acoplamento de carga para as velocidades médias do vento.

Na fig. 4.8, a variação do valor médio $\bar{\eta}_s$ com \bar{V} está expresso graficamente.

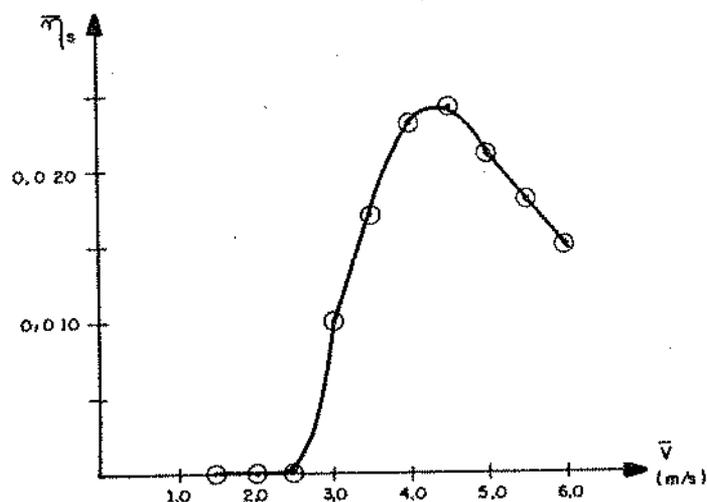


Fig. 4.8 - Gráfico da eficiência média do sistema versus velocidade média do vento.

É também de grande importância o conhecimento do torque de partida do sistema. Este foi medido diretamente, no eixo da turbina, com a utilização de um dinamômetro. O valor obtido, correspondente ao torque máximo na fase de recalque, foi de 6,2 Nm.

4.2 - ANÁLISE DOS RESULTADOS OBTIDOS

Nesta seção, serão comparados os resultados do modelo matemático e do teste de campo do SEB e, posteriormente, serão feitas algumas considerações sobre o funcionamento do sistema em relação ao regime de vento local e ao acoplamento da carga.

4.2.1 - Confronto dos resultados teóricos e experimentais.

Para a condição de partida do SEB, foram encontrados nas simulações e no experimento os momentos resistentes iniciais de 6,4 Nm e 6,2 Nm, à velocidades do vento de 4,0 m/s e 3,8 m/s, respectivamente. Esses valores estão bastante próximos, mostrando uma boa precisão do modelo matemático na determinação dessa condição de operação.

Convém ainda observar que os valores numéricos das grandezas apresentadas na seção 3.4 foram obtidas de simulações que levaram em conta os valores das perdas totais por atrito viscoso nas tubulações de sucção e de recalque iguais a 40 e

650, respectivamente, identificados a partir dos resultados experimentais, conforme indicado no Apêndice A.

O valor das perdas na tubulação de sucção estabeleceu a velocidade de rotação da manivela para ocorrência da cavitação em 29,7 RPM, atingida apenas para $V > 6,0$ m/s. Isto está de acordo com os dados colhidos no teste de campo que mostraram baixas vazões correspondentes a $\bar{V} \geq 6,5$ m/s. No entanto, a pequena quantidade dos dados relativos a essa faixa de velocidades fez com que fossem desprezados.

O valor identificado para as perdas na tubulação de recalque aproximou os valores médios teóricos e experimentais das velocidades de rotação da manivela, em correlação com as velocidades do vento. O fato de $\sum_n \tau_{rn}$ ter ficado acima de sua faixa de variação estimada no Apêndice A, deve ser interpretado de uma maneira mais ampla, uma vez que este parâmetro representa perdas por atrito que aumentam com a velocidade de rotação da manivela, ou da turbina. As forças e momentos de atrito levados em consideração tiveram seus valores medidos por um dinamômetro, para uma velocidade de operação, e foram mantidos constantes. Este procedimento fez com que estes esforços fossem responsáveis por uma parcela do valor de $\sum_n \tau_{rn}$ que parece superestimado.

A partir da tab. 3.1, com resultados das simulações, e das figs. 4.2 e 4.3, com dados experimentais, os valores médios das velocidades de rotação da manivela e das vazões, para cada velocidade média do vento, podem ser comparados. Pa-

ra este confronto de dados, uma vez que nas simulações foi considerada uma eficiência volumétrica de 100 %, para cada velocidade do vento, o valor da vazão da tab. 3.1 foi multiplicado pela correspondente \bar{n}_v indicada na fig. 4.4. Através dos gráficos das figs. 4.9 e 4.10, pode ser feito o exame simultâneo das relações \bar{N}_m versus \bar{V} e \bar{Q} versus \bar{V} obtidas pelas duas diferentes vias.

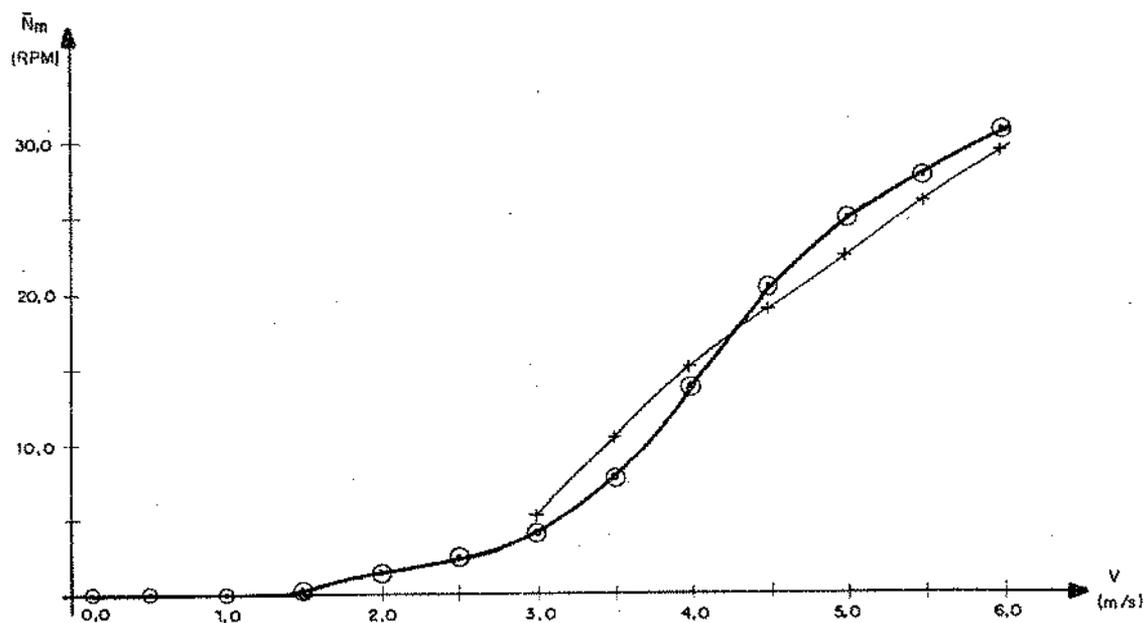


Fig. 4.9 Gráficos das relações \bar{N}_m versus \bar{V} teórica e experimental.

Como pode ser notado do exposto acima, o modelo matemático desenvolvido fornece não apenas interessantes informações sobre o comportamento dinâmico do sistema, mas também valores médios razoavelmente precisos de seus parâmetros nas condições de funcionamento equilibrado.

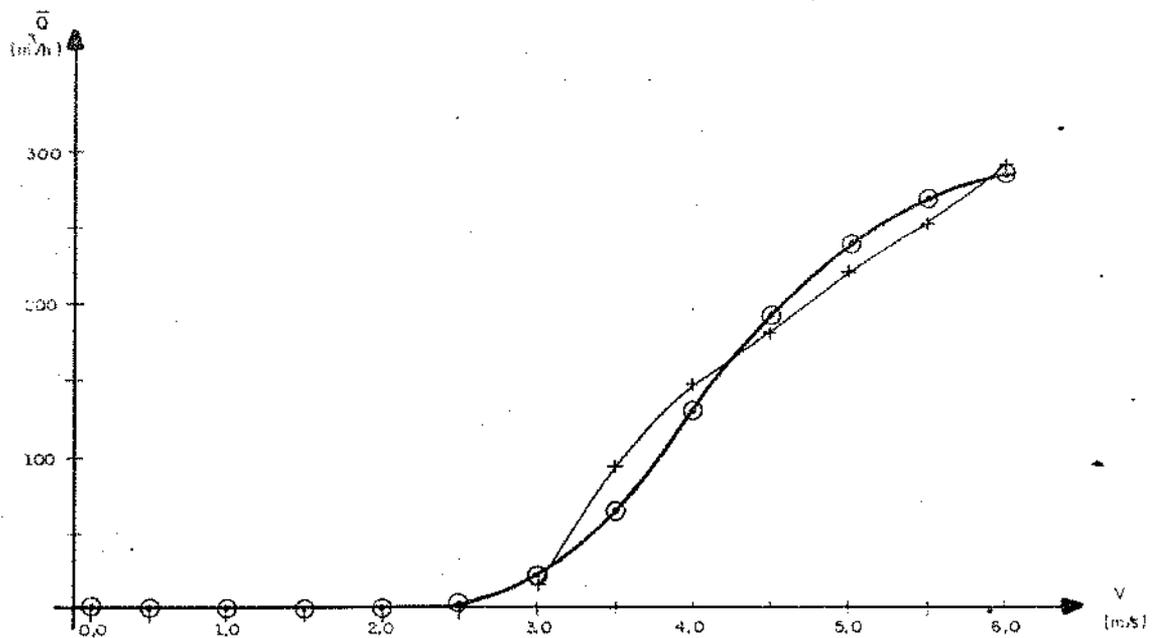


Fig. 4.10 Gráficos das relações \bar{Q} versus \bar{V} teórica e experimental.

4.2.2 - Comentários sobre o ajuste do SEB ao regime de vento local e o acoplamento da carga.

O levantamento do histograma de frequência de velocidades do vento para o local de instalação do SEB resultou numa velocidade média V_m de 2,4 m/s e uma velocidade de projeto V_p de 3,1 m/s, conforme o Apêndice D. Tem sido difundido que, em muitos casos, 90% da energia disponível no vento é encontrada na faixa de $V_m \leq V \leq 3 \cdot V_m$, onde seria aconselhável operar um sistema eólico (5,26). No caso em estudo, esta faixa é de 2,4 m/s a 7,2 m/s e o sistema deveria operar com eficiência máxima para $V = 3,1$ m/s. Como foi visto, o SEB fun-

ciona para velocidades de 3,0 m/s a 6,0 m/s e não aproveita, portanto, uma parcela da energia eólica. Além disso, a eficiência máxima do sistema atinge apenas 2,4 %, para $V = 4,5$ m/s, conforme a fig. 4.8, e é maior que 2 % para as faixas correspondentes às velocidades médias do vento de 4,0 m/s a 5,0 m/s.

O coeficiente de potência da turbina só atinge seu valor máximo de 15 % para velocidades de 5,0 m/s a 6,0 m/s, quando seria aconselhável que este valor já ocorresse para 3,0 m/s.

O mal acoplamento da carga parece ser o motivo dos baixos valores de $\bar{\eta}_s$. Na fig. 4.7, a curva de $\bar{\eta}_c \times \bar{V}$ tem um valor máximo de 18 %, para $\bar{V} = 4,0$ m/s, e $\bar{\eta}_c$ é maior que 15 % somente para \bar{V} de 3,5 m/s a 4,5 m/s.

Por sua vez, a eficiência volumétrica atinge seu valor máximo de 30 % para velocidades do vento maiores que 4,0 m/s. Este valor está muito abaixo da faixa mencionada na seção 2.4 e do resultado do teste da bomba. Numa verificação das válvulas empregadas na bomba, após quatro meses de uso, foram encontrados sinais de desgaste nos batentes das portinholas e, quando testadas, elas permitiram o retorno do escoamento d'água. Assim, a baixa eficiência volumétrica da bomba parece ter diminuído muito os valores de $\bar{\eta}_c$.

Para visualizar o efeito global da eficiência de acoplamento da carga sobre a característica de conversão do sistema, foram colocadas no mesmo gráfico de potência versus velocidade de rotação da turbina, na fig. 4.11: as curvas de con

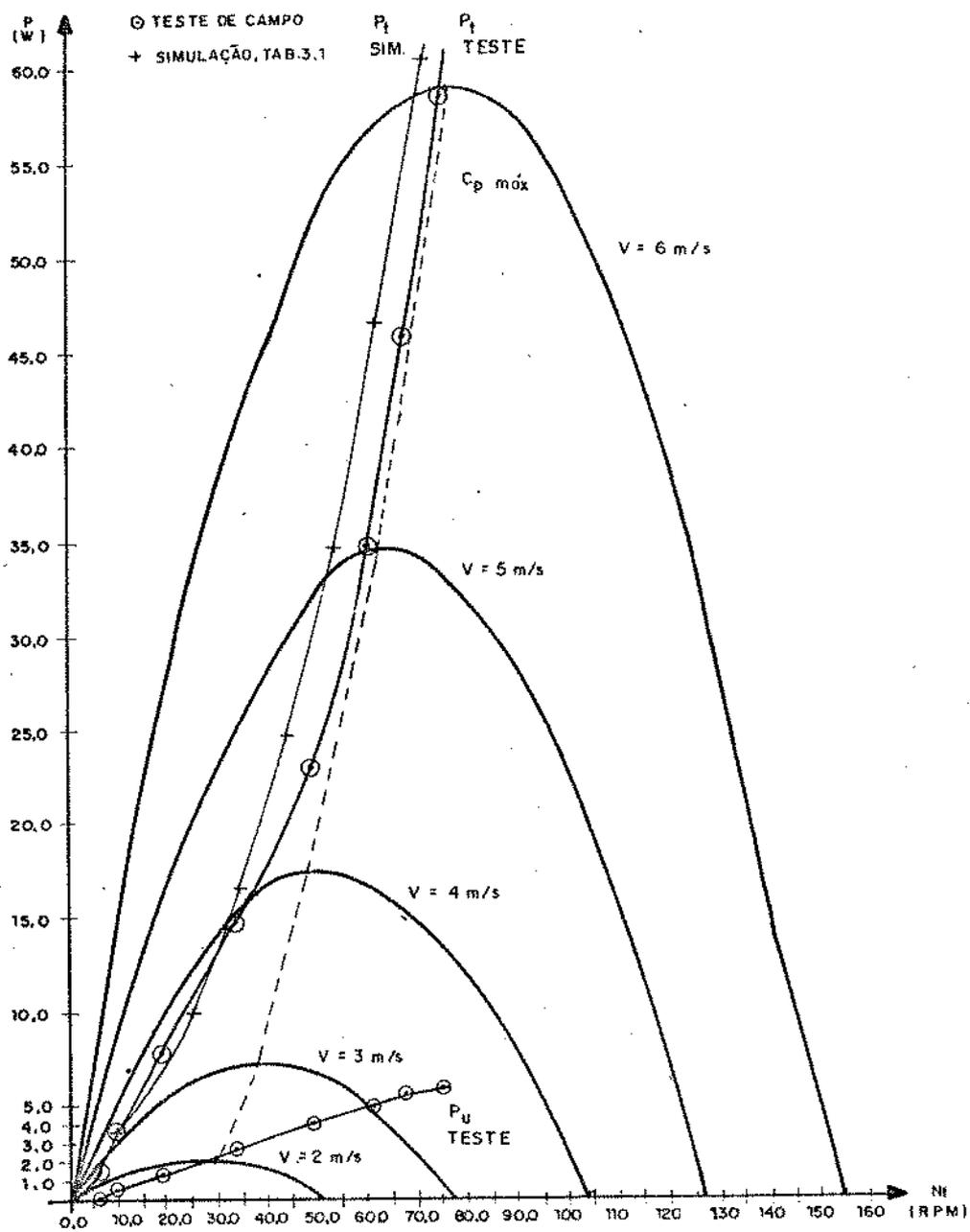


Fig. 4.11 Curvas de potência versus velocidade de rotação da turbina.

versão da turbina para várias velocidades do vento, as curvas de potência no eixo da turbina em operação, obtidas dos dados do teste e da tab. 3.1, e a curva experimental da potência útil. Nesta figura, pode ser notada claramente a quantidade de potência que está disponível no eixo da turbina e não é aproveitada totalmente pela carga.

A curva da potência no eixo da turbina, obtida a partir do modelo matemático é bem próxima da curva experimental. Para ambas, a turbina funciona com eficiência razoável para velocidades do vento maiores que 4,0 m/s.

4.3 - RECOMENDAÇÕES PARA MELHORIA DO SEB

Da análise feita na seção 4.2.2, podem ser levantadas as seguintes alternativas para o melhoramento do desempenho do SEB:

- 1 - Um aumento na relação de transmissão entre a turbina e a roda da manivela ($i = N_t/N_m$) diminui a velocidade do vento de partida e faz a turbina operar com melhores eficiências para menores velocidades do vento.
- 2 - Uma mola adequadamente dimensionada pode ser acoplada à haste da bomba, de maneira que ela seja deformada durante a fase de sucção e, no recalque, sua energia seja aproveitada para diminuir o conjugado resistente na manivela. Assim, o momento máximo de partida é diminuído e os momentos de pico nas fases de bombeamento podem ser nivela

dos. Esta solução, além de diminuir a velocidade de vento de partida, mantém o valor do conjugado médio resistente (39), além de melhorar o acoplamento da carga por meio do aumento da regularidade do momento resistente (5).

- 3 - O emprego de válvulas de sucção e de recalque com projetos mais adequados às funções destas, melhora a eficiência do sistema por aumento da eficiência volumétrica.
- 4 - O uso de bombas do tipo diafragma, que operam a maiores velocidades da manivela em relação às do tipo pistão, podem dispensar a transmissão por correia dentada e simplificar o sistema, além de torná-lo mais barato.
- 5 - A bomba pode ter suas características melhoradas se for com pistão de dupla ação, porém essa solução é mais dispendiosa por necessitar duas válvulas a mais.
- 6 - O uso de uma câmara de ar instalada próxima à válvula de sucção diminui as perdas por aceleração da coluna d'água e aumenta a velocidade máxima admissível de rotação da manivela (21), possibilitando a operação do sistema com maiores velocidades do vento.
- 7 - O acoplamento de um controlador de velocidade de rotação permitiria ao sistema funcionar numa faixa de velocidades do vento mais ampla.
- 8 - Tem sido proposto por pesquisadores (26, 27), o uso de um furo de alívio de pressão (furo de partida) da bomba que diminui a pressão de partida, permitindo um vazamen-

to parcial de retorno da água bombeada, e aumenta a pressão e a eficiência volumétrica com o aumento da velocidade de rotação da manivela. Este dispositivo diminui a velocidade do vento de partida.

As quatro primeiras alternativas serão estudadas detalhadamente no projeto de pesquisa iniciado recentemente no NERG.

CONCLUSÃO

O trabalho aqui apresentado, inicialmente, abordou o levantamento das características dos elementos de um sistema eólico de bombeamento d'água e suas relações quando integrados num sistema em operação. A determinação dessas características foram obtidas teórica e/ou experimentalmente. O emprego da segunda lei de Newton possibilitou o equacionamento do movimento do sistema, em função do ângulo de posição da manivela e de sua velocidade de rotação. A discontinuidade existente na passagem de fase de bombeamento da bomba alternativa, foi tratada com emprego do método numérico de Gear, que permite a variação no passo de integração e o controle de erro de truncamento local. O programa computacional que simula o funcionamento dinâmico do sistema fornece na saída os valores das grandezas de interesse, a intervalos de tempo escolhidos, nas formas gráfica e de tabela.

Os resultados teóricos obtidos foram verificados numericamente por valores experimentais originados do teste de campo do SEB.

Uma aplicação do modelo desenvolvido foi feita, primeiro, para três condições de partida do sistema, com velocidades do vento constantes. Verifica-se que a posição da manivela com momento resistente de bombeamento máximo ($\theta_r = 100^\circ$), é a condição crítica de partida e necessita uma velocidade do vento maior que 4,0 m/s para movimentar o SEB. Este valor é bem próximo dos 5,8 m/s obtidos experimentalmente para a condição de partida. Nas simulações, a velocidade mínima do vento que ainda pode manter o sistema em operação é de cerca de 3,0 m/s, igual à velocidade de partida para a condição mais favorável, quando o sistema está no início da fase de sucção.

Acompanhando o movimento do sistema, desde sua partida até a operação equilibrada, para várias velocidades do vento constantes, obteve-se uma informação fundamental: a constante de tempo predominante do sistema varia com o inverso da velocidade do vento.

Para uma variação senoidal da velocidade do vento, observou-se que o sistema tende a responder mais prontamente à aceleração do que à desaceleração.

A simulação da dinâmica de sistemas eólicos é de especial importância para estudos de dispositivos de controle desses sistemas. A metodologia aqui empregada pode ser facilmente aplicada a outras configurações de sistemas pela simples

modificação e/ou incorporação das características dos elementos envolvidos no novo sistema.

Para o SEB considerado no presente estudo, o modelo matemático pode ser melhorado com determinações mais precisas das perdas de atrito e suas variações com a velocidade de funcionamento. Uma diferente maneira de lidar com os esforços de atrito é trabalhar com as variações das eficiências dos componentes causadas por aqueles. Isto implica, certamente, na disponibilidade de instrumentação adequada.

O teste de campo do sistema eólico de bombeamento d'água foi importante não só para avaliação do modelo matemático mas também para verificar a adequação do projeto quanto ao regime de vento do local da instalação e ao acoplamento da carga.

- APÊNDICE A

ESTIMATIVA DOS VALORES DOS
PARÂMETROS DO SEB:

a.1 Dados do ar:

As propriedades do ar foram fornecidas pelo Instituto Nacional de Meteorologia (INMET), estação de Campina Grande. Esses dados são referentes aos meses de julho, agosto, outubro e novembro de 1982, período de execução dos testes de campo do sistema..

A densidade do ar ρ atingiu um valor médio igual a $1,15 \text{ kg/m}^3$, e a pressão atmosférica média foi de:

$$P_{at} = 951,6 \text{ milibares} = 972,5 \text{ kgf/m}^2$$

Em altura de coluna d'água, esta pressão equivale a:

$$H_{g.1} = 9,72 \text{ m}$$

a.2 Dados da turbina:

Os parâmetros do rotor são:

- Raio do rotor: $R = 0,525 \text{ m}$.
- Altura total: $H_t = 3,0 \text{ m}$.
- Área projetada na direção do vento: $A = 3,15 \text{ m}^2$
- Coeficientes da relação $C_p(\lambda)$, eq. (2.8):
 $\alpha = -0,30$ e $\beta = 0,42$.

a.3 Dados da transmissão:

- Relação entre as velocidades de rotação da turbina e da manivela: $i = 2,42$.
- Raio da manivela: $r_m = 0,072 \text{ m}$.
- Relação entre o raio da manivela e o comprimento da biela: $\frac{r_m}{L} = 0,2$

a.4 Dados da água:

- A temperatura média para o período acima citado foi de 22°C , o que leva, através da tabela de propriedades da água (38), a um valor de pressão de vaporização de: $p_{\text{vap}} = 0,0272 \text{ Kgf/cm}^2$.
- A altura de coluna d'água equivalente é de: $H_v = 0,27 \text{ m}$.
- O peso específico γ d'água considerado é de 9800 N/m^3 .
- A densidade d'água é igual a 1000 Kg/m^3 e a viscosidade dinâmica μ vale $9,20 \cdot 10^{-5} \text{ Kg.s/m}^2$.

a.5 Dados do dispositivo hidráulico:

- Diâmetro da bomba: $d_b = 0,070$ m.
- Altura geométrica de sucção: $e_s = 2,3$ m.
- Altura geométrica de recalque: $e_r = 5,3$ m.
- Diâmetro da tubulação de sucção: $d_s = 0,027$ m.
- Diâmetro da tubulação de recalque: $d_r = 0,039$ m.
- Comprimento da tubulação de sucção: $L_s = 12,5$ m.
- Comprimento da tubulação de recalque: $L_r = 54,8$ m.

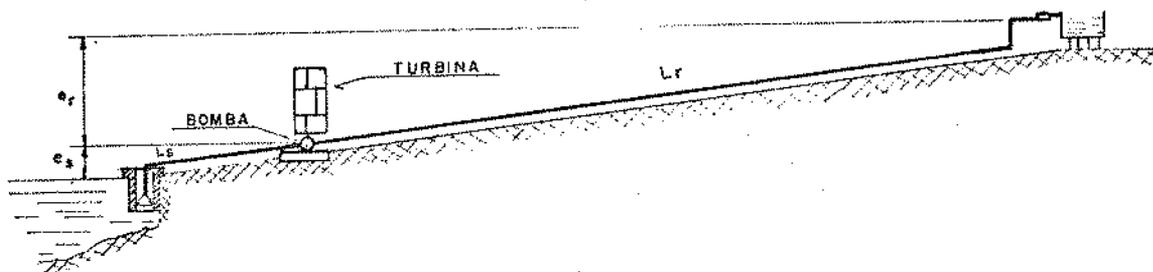


Fig. A.1 Esquema da instalação do SEB na beira do açude.

a.5.1. Coeficientes de perdas localizadas:

Primeiramente, foi feito um teste para medir a diferença de pressão necessária para abrir as válvulas de sucção e de recalque. Ambas são válvulas de retenção de portinhola, do tipo comercial, de 1" de diâmetro. No teste, a válvula foi instalada entre dois cotovelos de 90° , acima dos quais se erguiam tubos onde água foi colocada lentamente para estabelecer diferenças de pressão entre os dois lados da válvula (vide fig. A.2).

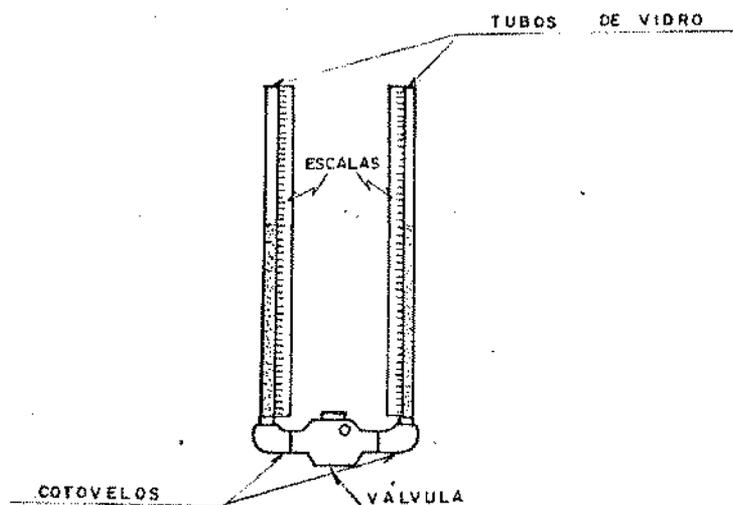


Fig. A.2 Esquema do dispositivo de teste da válvula.

Foi constatado que uma diferença de pressão muito pequena já é suficiente para abrir este tipo de válvula e, portanto, esta diferença foi desprezada ($h'_{vs} = 0$). Assim, as perdas de carga nestas válvulas foram levadas em conta juntamente com as perdas dos outros elementos localizados.

Este mesmo tipo de teste foi feito também com uma válvula bastante usada e foi verificado que ela permitia o retorno do escoamento, baixando a eficiência volumétrica do sistema.

Além da variação da velocidade do escoamento d'água na forma da eq. (2.20), para uma determinada velocidade de rotação da manivela, esta também varia durante a operação do SEB, tendo-se obtido uma faixa de vazões médias de zero a $0,288 \text{ m}^3/\text{h}$ nos testes de campo. A partir desta faixa de vazões, fo

ram calculadas as faixas de velocidades médias e de números médios de Reynolds para tubos retos das tubulações de sucção e de recalque. Entrando com êsses números de Reynolds no diagrama de Moody (30), considerando os tubos de PVC lisos, foram obtidas as seguintes faixas para os coeficientes de atrito f :

- na sucção: $0,1 \leq f_s \leq 0,0215$;
- no recalque: $0,1 \leq f_r \leq 0,0230$.

O coeficiente de perdas ζ para tubos retos é considerado como sendo:

$$\zeta = f \cdot \frac{L_t}{d}$$

onde: L_t é o comprimento do tubo;
 d é o diâmetro do tubo.

Sendo assim, as faixas de variação de ζ para os tubos retos são:

- na sucção: $9,2 \leq \zeta_{ts} \leq 42,6$;
- no recalque: $31,9 \leq \zeta_{tr} \leq 138,5$.

Os coeficientes de perdas para os outros elementos da tubulação são listados a seguir:

- Tubulação de sucção:

Elementos	Referências Bibliográficas	ξ
1 - Válvula de pé, $d = 1''$	30	14,0
	20	2,4
	31	0,8
	32	0,8
2 - Cotovelo de 90° , curto, rosqueado, $d = 1''$	30	0,5
	31	1,5
	32	1,5
	33	1,0
3 - "TE", $d = 1''$ (fluxo através dos ramos alinhados)	30	0,1
	31	0,9
	20	0,04
	32	0,9
4 - Curva de 90° , média, $d = 1''$	31	0,75
	32	0,75
5 - Válvula de retenção tipo por-tinhola, $d = 1''$	30	3,2
	31	3,0
	32	3,0
6 - "TE", $d = 1''$ (fluxo através dos ramos a 90°)	30	2,0
	20	0,9
	31	1,8
	32	1,8

Cont.

- Tubulação de sucção: (continuação)

Elementos	Referências Bibliográficas	ζ
7 - Aumento suave do diâmetro de 0,027 m para 0,0318 m, com ângulo de 10°	30	0,02
	20	0,47
	33	0,02
	22	0,05
8 - Aumento brusco de diâmetro, de 0,0318 m para 0,0696 m	30	0,62
	20	0,50
	33	0,62
	22	0,64

- Tubulação de recalque

Elementos	Referências Bibliográficas	ζ
1 - Redução brusca do diâmetro de 0,0696 para 0,0318 m	30	0,43
	33	0,40
	22	0,45
2 - Redução suave (ângulo de 10°) de diâmetro de 0,0318 m para 0,027 m	30	0,03
	22	desprez.
3 - "TE", d = 1" (com fluxo através dos ramos a 90°)	30	2,0
	20	0,9
	31	1,8
	32	1,8

Cont.

- Tubulação de recalque (continuação)

Elementos	Referências Bibliográficas	ξ
4 - Válvula de retenção, tipo portinhola, $d = 1''$.	30	3,2
	31	3,0
	32	3,0
5 - Curva de 90° , $d = 1''$	31	0,75
	32	0,75
6 - Aumento brusco do diâmetro de 0,027 m para 0,039 m	30	0,27
	20	0,42
	33	0,27
	22	0,25
7 - Diminuição suave (ângulo de 17°) do diâmetro de 0,039 m para 0,027 m	30	0,07
	33	0,26
	22	0,30
8 - Hidrômetro residencial	20	10,0
9 - Aumento suave (ângulo de 17°) do diâmetro de 0,027m para 0,039 m	30	0,095
	35	0,08
	22	0,20
10 - Diminuição brusca do diâmetro de 0,039 m para 0,027 m	30	0,32
	33	0,26
	22	0,28
11 - Diminuição brusca do diâmetro de 0,027 m para 0,019 m	30	0,32
	33	0,25
	22	0,29

Com os dados obtidos, foram estimados as seguintes faixas de variação das somatórias dos coeficientes das perdas por atrito viscoso no circuito hidráulico:

- na sucção : $15,8 \leq \sum_n \zeta_{sn} \leq 66,1$;
- no recalque: $47,9 \leq \sum_n \zeta_{rn} \leq 156,5$.

Devido às variações dessas somatórias, elas foram consideradas como parâmetros a serem determinados por identificação, a partir de dados sobre o funcionamento do SEB obtidos experimentalmente no teste de campo. Levando em conta uma vazão média de $0,180 \text{ m}^3/\text{h}$ e os valores médios dos coeficientes de perdas encontrados na bibliografia examinada, nos cálculos preliminares foram usados os valores iniciais de:

$$\sum_n \zeta_{sn} = 32$$

$$\sum_n \zeta_{rn} = 121$$

a.6 Dados da inércia:

a.6.1 Massas equivalentes da biela (vide seção 2.4.2.2.);

massa total da biela: $m = 1,350 \text{ kg}$;

comprimento da biela: $L = 0,303 \text{ m}$;

distância do C.G. até sua fixação na haste: $L_1 = 0,171 \text{ m}$;

distância do C.G. até o centro da manivela: $l_2 = 0,132 \text{ m}$;

massa equivalente da biela em translação: $m_{bt} = 0,59 \text{ kg}$;

massa equivalente da biela em rotação: $m_{bt} = 0,76 \text{ kg}$;

a.6.2 Massa total dos elementos alternantes:

massa do êmbolo: $m_e = 0,371$ kg;

massa da haste: $m_h = 1,168$ kg;

massa total dos elementos alternantes ($M_a = m_e + m_h + m_{bt}$):

$M_a = 2,13$ kg.

a.6.3 Inércia do sistema em relação ao eixo da turbina I:

Os valores a seguir foram calculados a partir da distribuição de massa existente, aplicando a definição de momento de inércia. Aqui não foram levadas em conta as inércias das partes alternantes por serem computadas no esforço de bombeamento. Assim, pode ser escrito:

$$I = I_r + I_{tr}$$

onde: I_r é o momento de inércia do rotor;

I_{tr} é o momento de inércia da transmissão em relação ao eixo da turbina.

A inércia de transmissão pode ser dada por:

$$I_{tr} = I_{rt} + \frac{1}{i^2} \cdot I_{rm} \quad (a.3)$$

onde: I_{rt} é o momento de inércia da roda dentada fixa ao eixo da turbina, igual a $0,0018$ kg . m²;

I_{rm} é o momento de inércia da roda da manivela, igual a $0,060$ kg . m².

Portanto:

$$I_{tr} = 0,012 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

A inércia do rotor foi calculada por:

$$I'_R = 3 \cdot I_c + 4 \cdot I_d + 12 \cdot I_{fix} + I_{fl} + I_e \quad (a.4)$$

onde: I_c é o momento de inércia de um estágio

$$(I_c = 2,199 \text{ kg} \cdot \text{m}^2);$$

I_d é o momento de inércia de um disco na extremidade de um estágio ($I_d = 1,020 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$);

I_{fl} é o momento de inércia das flanges de fixação dos discos ao eixo ($I_{fl} = 0,030 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$);

I_e é o momento de inércia do eixo do rotor ($I_e = 0,0012 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$);

I_{fix} é o momento de inércia das fixações de uma concha a um disco ($I_{fix} = 0,048 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$).

Assim, resultou:

$$I'_R = 11,282 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Devido à maior importância do momento de inércia do rotor, este foi obtido também experimentalmente. O rotor foi posicionado horizontalmente e com um cilindro de massa igual a 5,855 kg fixado com seu centro a 0,40 m do eixo do rotor, conforme a fig. A.3.

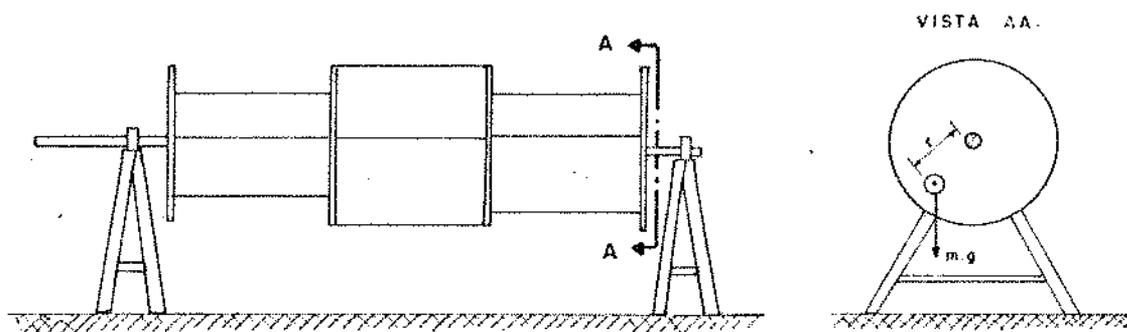


Fig. A.3 Esquema do ensaio para estimar o momento de inércia do rotor.

Estudando o movimento oscilatório deste sistema para pequenos deslocamentos e desprezando o atrito, o momento de inércia do rotor pode ser calculado pela expressão aproximada:

$$I'_r = \frac{m \cdot g \cdot r}{\omega_r^2} \quad (\text{a.5})$$

onde: m é a massa do cilindro ($m = 5,855 \text{ kg}$);

r é a distância entre os eixos do cilindro e do rotor
($r = 0,40 \text{ m}$);

ω_r é a frequência de oscilação do rotor.

Foram cronometrados os intervalos de tempo gastos para o rotor executar 5 ciclos de seu movimento, obtendo-se um período médio de vibração de 4,54 segundos, o que corresponde a $\omega_r = 1,383 \text{ rad/s}$. Substituindo-se os valores dos parâmetros da eq. (a.5), é obtido:

$$I_r'' = 12,00 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Este valor deve estar superestimado se for considerado que o rotor se curvou devido a seu próprio peso, com uma flexa de 1,5 cm. O valor do momento de inércia do rotor utilizado nos cálculos foi dado por:

$$I_r = \frac{I_r' + I_r''}{2} = 11,64 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (\text{a.6})$$

Portanto, da eq. (a.2), pode ser escrito que:

$$I = 11,65 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

a.7 Dados de atrito:

a.7.1 Força de atrito no conjunto haste-pistão da bomba

$$(F_{at1} + F_{at2} + F_{at3}):$$

Esta força foi medida com o uso de um dinamômetro de mola para deslocar o conjunto. Para o pistão e o cilindro da bomba molhados, foram lidos:

$$\text{- atrito estático: } F_{at1} + F_{at2} + F_{at3} = 2,2 \text{ kgf} = 21,6 \text{ N}$$

$$\text{- atrito dinâmico: } F_{at1} + F_{at2} + F_{at3} = 1,7 \text{ kgf} = 16,7 \text{ N}$$

O segundo valor foi empregado durante as simulações, apesar de esperar-se que, além desse valor variar com a velocidade de trabalho, ele deve ser maior quando a câmara da bomba estiver pressurizada.

a.7.2 Momentos de atrito do sistema:

Estes momentos, que ocorrem em vários locais do sistema (vide fig. 2.15), foram medidos de forma global pela verificação da força necessária para fazer girar o sistema com a bomba desacoplada. A força foi aplicada tangencialmente à periferia do rotor, através de um dinamômetro. O valor do momento não pode ser lido com precisão e foi desprezado.

-APÊNDICE B

TESTE DA TURBINA SAVONIUS

EM CAMPO ABERTO (35):

Este experimento foi executado com um exemplar da turbina SAVONIUS instalado na Central de Testes (CETE) do NERG.

Com o objetivo de obter-se experimentalmente as características de conversão da turbina aqui estudada, foram necessárias medições do conjugado no eixo da turbina T_t , da velocidade de rotação da turbina ω_t e da velocidade do vento V .

A velocidade do vento foi medida por um anemômetro de copos, marca HEAT KITS, situado a 3m de distância de uma coluna do portal suporte do rotor, e a 4,5m de altura. Na sai-da deste instrumento digital é fornecida a velocidade média do vento para seu deslocamento durante 5 segundos, indicada num visor.

A velocidade de rotação foi obtida por um tacômetro digital, fabricado no Laboratório de Energia Eólica (LENE) do NERG, que dá valores médios de ω_t para intervalos de 15, 30 ou 60 segundos, conforme selecionado.

O conjugado foi conseguido por meio de um freio de Prony. As sapatas do freio estão num extremo da alavanca que aciona, em seu outro extremo, um dinamômetro de mola. A força, indicada no dinamômetro, multiplicada pelo comprimento da alavanca fornece o conjugado aplicado pelo freio.

Os parâmetros V , ω_t e T_t deveriam ser medidos simultaneamente para várias condições de operação do rotor. No entanto, como não eram disponíveis registradores, o procedimento adotado foi o seguinte: para vários valores de T_t , estabelecidos por diferentes forças de aperto das sapatas sobre o tambor do freio, foram lidas as medidas das velocidades do vento e das velocidades de rotação do rotor. O sincronismo das leituras foi dado por comando oral de um coordenador. Foram tomadas 3 medidas de \bar{V} para cada uma de $\bar{\omega}_t$, uma vez que o intervalo de tempo levado em conta foi de 15 segundos.

O histograma de frequência das velocidades do vento durante o ensaio é mostrado na Fig. B.1, com velocidade média de 6,5 m/s.

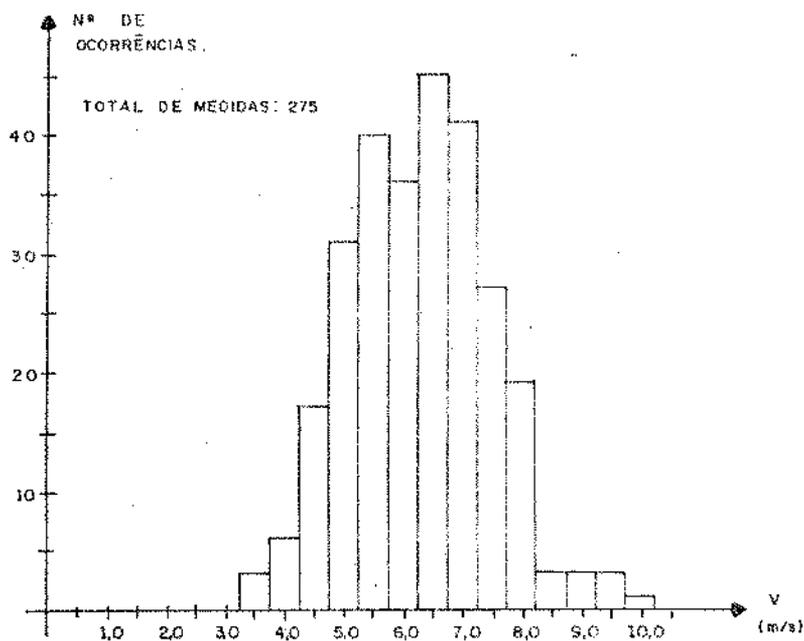


Fig. B.1 - Histograma de frequência de velocidades do vento.

Para cada conjunto de \bar{V} , $\bar{\omega}_t$ e \bar{T}_t correspondentes, foram calculados os valores de $\bar{\lambda}$ e \bar{C}_p , pelas eqs. (2.10) e (2.6), respectivamente, considerando ρ constante. Esses dois parâmetros foram agrupados por faixas iguais de $\bar{\lambda}$, com 0,5 de largura. Os resultados obtidos estão na Fig. 2.5.

APÊNDICE C

TESTE DA BOMBA HIDRÁULICA (36):

As características principais de uma bomba hidráulica são dadas pelas curvas de altura manométrica de elevação H versus vazão Q , da eficiência mecânica η_m versus velocidade de rotação N_m e da eficiência volumétrica η_v versus N_m . Para o levantamento dessas curvas, foi montada a bancada de testes com os aparelhos disponíveis. A bancada está esquematizada na Fig. C.1, onde:

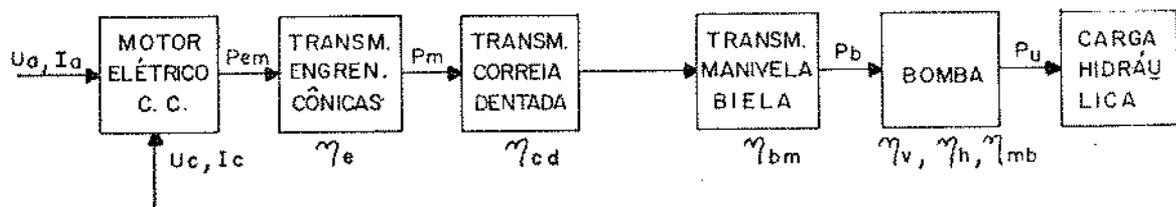


Fig. C.1 - Esquema da Bancada de Teste da bomba.

- U_a é a tensão de armadura do motor elétrico (estator);
- I_a é a corrente de armadura do motor elétrico (estator);
- U_c é a tensão de campo do motor (rotor);
- I_c é a corrente de campo do motor (rotor);
- P_{em} é a potência de eixo fornecida pelo motor;
- η_e é a eficiência da transmissão por engrenagens cônicas;
- P_m é a potência de saída da transmissão por engrenagens;
- η_{cd} é a eficiência da transmissão por correia dentada;
- η_{bm} é a eficiência da transmissão biela-manivela;
- P_b é a potência de entrada da bomba;
- η_v é a eficiência volumétrica da bomba;
- η_h é a eficiência hidráulica;

$$\eta_h = \frac{H}{H + h_{vs} + h_{vr}}$$

- η_{mb} é a eficiência mecânica da bomba;
- P_u é a potência útil realizada pela bomba.

A eficiência mecânica η_m aqui considerada vale:

$$\eta_m = \eta_{cd} \cdot \eta_{bm} \cdot \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_{mb} \quad (c.1)$$

A velocidade de rotação do motor elétrico c.c., de 5,7 kW, foi variada com I_c e U_c , pela variação de um resistor em série. A potência fornecida ao motor foi medida através de I_a e U_a , obtidas com um amperímetro e um voltímetro, respectivamente. Este motor foi calibrado de maneira a se obter a potência mecânica de saída P_{em} a partir dos parâmetros elétricos de entrada. Isto é feito com o auxílio das curvas de perdas versus força eletromotriz (F.E.M.), para várias velocidades de rotação do rotor, levantadas em ensaios experimentais (Fig. C.2).

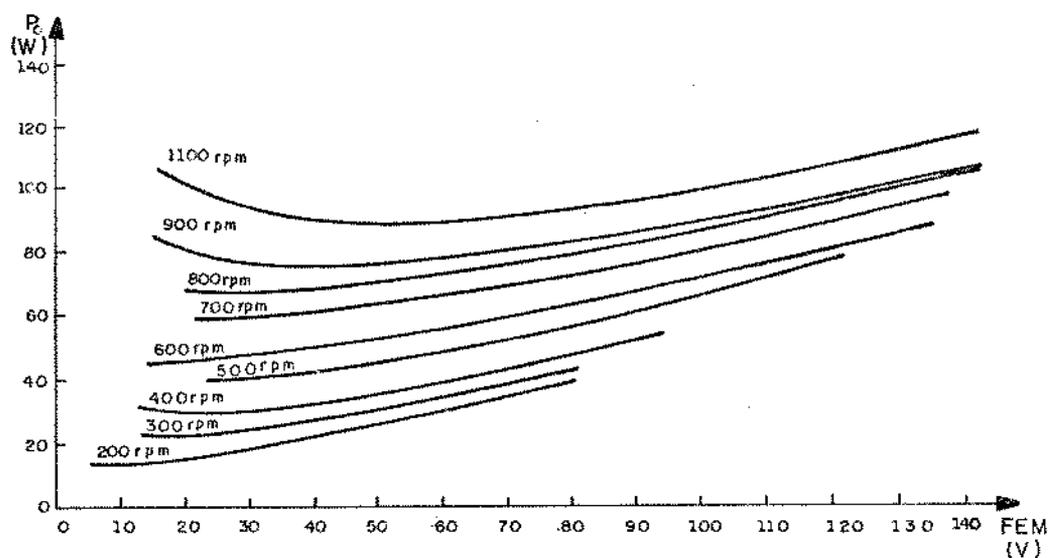


Fig. C.2 - Curvas de perdas do motor elétrico
C.C. de 5,7 kW.

Na saída do motor, foi acoplada uma redução de engrenagens cônicas de razão 8/33, com a finalidade de compatibilizar as velocidades de rotação da bomba e do motor. Num teste preliminar, usando um freio de Prony, a eficiência η_e ficou em torno de $0,81 \pm 0,075$, para a faixa de velocidade de rotação na saída de 50 a 250 RPM.

A bomba hidráulica e as transmissões por correia dentada e tipo biela-manivela utilizadas no teste são idênticas àquelas instaladas no SEB aqui estudado. Assim, uma vez que a transmissão por correia tem uma razão de redução de 53/80, a velocidade de rotação do motor elétrico N_e é igual a 10 vezes a velocidade N_m ($\frac{8}{33} \cdot \frac{33}{80} = \frac{1}{10}$). O valor de N_m foi obtido por um tacômetro digital instalado na roda da manivela.

O circuito hidráulico montado para o teste é apresentado de forma esquemática na fig. C.3. Os componentes indicados numericamente são os seguintes:

1. válvula de gaveta;
2. manômetro de mercúrio (Tubo "U");
3. manômetro de tubo de Bourdon;
4. válvula de esfera;
5. hidrômetro integrador residencial.

O fechamento da válvula 1 aumenta as perdas na sucção, diminuindo H_s . Esta pressão é medida pelo manômetro 2.

O fechamento da válvula 4 aumenta as perdas no recal-

que, aumentando H_r . Esta pressão é medida pelo manômetro 3.

Os testes foram feitos para vários valores de N_m mantidos constantes, na faixa de operação do SEB, por ajuste de U_c e I_c . Para cada valor de N_m , foram variados os valores de H_s e/ou H_r , e medidas as vazões obtidas da seguinte forma: para um volume determinado de água registrado pelo hidrômetro, foi cronometrado o tempo gasto para bombeá-lo. As outras grandezas medidas foram:

- velocidade de rotação da manivela N_m ;
- tensão de armadura do motor elétrico U_a ;
- correntes de armadura do motor para as fases de sucção (I_{as}) e de recalque (I_{ar});
- pressões de sucção p_s e de recalque p_r ;
- intervalo de tempo Δt gasto para bombear o volume d'água estabelecido.

Para $N_m < 20$ RPM, não foi possível realizar o teste pois a bancada não funcionou em regime estável. Para $N_m \geq 40$ RPM, a pressão de recalque teve que ser mantida maior que 2 kgf/cm^2 para diminuir a vibração do manômetro 3. Para $N_m = 50$ RPM, a vibração deste manômetro dificultou muito a leitura da pressão.

Devido ao caráter alternativo da bomba, a potência é distribuída desigualmente entre as duas fases de bombeamento e, portanto, as medições das grandezas devem ser feitas em ambas e seus valores médios calculados posteriormente. Aqui serão usados os seguintes índices: s e r para indicar as fa-

ses de sucção e recalque, e 1 e 2 para os valores máximos e mínimos atingidos pelas grandezas em cada fase, respectivamente.

Na redução de dados, foi considerado que as correntes e as pressões sofreram variações semi-senoidais. Assim, a sequência dos cálculos foi a seguinte:

- Tensão de armadura média de alimentação do motor:

$$\bar{U}_a = \frac{U_{a1} + U_{a2}}{2}$$

- Corrente de armadura média na fase de sucção:

$$\bar{I}_{as} = I_{as2} + \frac{2}{\pi} (I_{as1} - I_{as2})$$

- Corrente de armadura média na fase de recalque:

$$\bar{I}_{ar} = I_{ar2} + \frac{2}{\pi} (I_{ar1} - I_{ar2})$$

- Corrente de armadura média num ciclo:

$$\bar{I}_a = \frac{\bar{I}_{as} + \bar{I}_{ar}}{2}$$

- Força eletro-motriz:

$$FEM = \bar{U}_a - \bar{R}_a \cdot \bar{I}_a$$

onde:

$R_a = 0,8\Omega$ é a resistência interna do motor.

- As potências perdidas P_o foram obtidas a partir dos valores da FEM, de $N_e = 10. Nm$ e do gráfico da fig. C.2.

- Potência no eixo do motor elétrico:

$$P_{em} = \bar{U}_a \cdot \bar{I}_a - \bar{P}_o - R_a \cdot \bar{I}_a^2$$

- Potência no eixo da manivela:

$$P_m = \eta_e \cdot P_{em}$$

onde:

$$\eta_e = 0,81$$

- A vazão teórica Q_t foi calculada pela eq. (2.31).

- A vazão real foi obtida por:

$$\bar{Q} = \frac{\Delta V_a}{\Delta t}$$

onde:

ΔV_a é o volume d'água estabelecido como referência;

Δt é o tempo gasto para bombear ΔV_a .

- A eficiência volumétrica é dada por:

$$\eta_v = \frac{\bar{Q}}{Q_t}$$

- Altura manométrica média na sucção:

$$\bar{H}_S = \left[p_{S2} + \frac{2}{\pi} \cdot (p_{S1} - p_{S2}) \right] \cdot 0,136$$

com p_S medida em cm Hg

- Altura manométrica média no recalque:

$$\bar{H}_R = \left[p_{R2} + \frac{2}{\pi} \cdot (p_{R1} - p_{R2}) \right] \cdot 10,0$$

com p_R medida em kgf/cm^2

- Altura manométrica média:

$$\bar{H} = \bar{H}_S + \bar{H}_R$$

- Potência útil no bombeamento:

$$P_u = \gamma \cdot \bar{Q} \cdot \bar{H}$$

- Eficiência mecânica:

$$\eta_m = \frac{P_u}{P_m}$$

As características do dispositivo de bombeamento resultantes deste teste foram sintetizadas nos gráficos de $\bar{H} \times \bar{Q}$, $\eta_m \times N_m$ e $\eta_v \times N_m$ apresentados na Fig. 2.12.

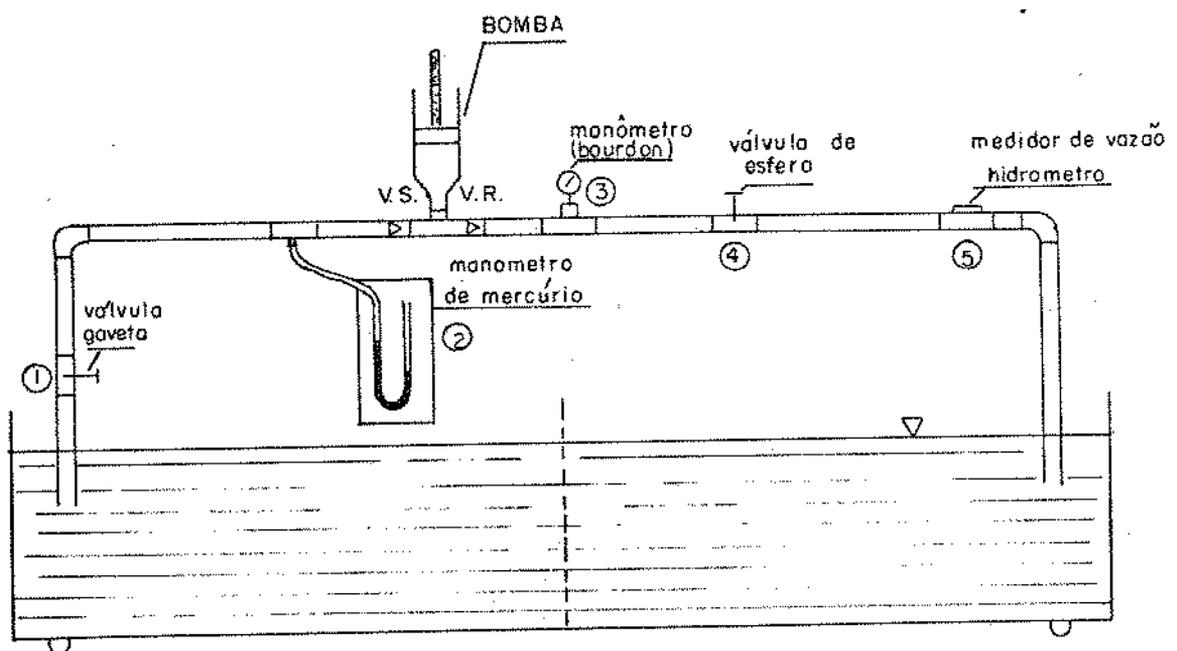


Fig. C.3 - Circuito hidráulico para teste da bomba.

APÊNDICE D

TESTE DO SEB EM CAMPO ABERTO (37)

Este experimento foi executado com o SEB instalado à beira do açúde da UFPb.

Alguns pesquisadores (26,29) indicam, para testes de campo, uma metodologia na qual é tomada uma grande amostragem de conjuntos de medidas de parâmetros de funcionamento do sistema e é feita a redução de dados pelo agrupamento destes conjuntos por faixas de velocidades do vento. Estas faixas de vem ter larguras iguais de 1,0 m/s ou 0,5 m/s.

Uma vez que a instrumentação de registro automático de dados tem três canais de entrada, tiveram que ser escolhidas três grandezas que caracterizassem o funcionamento do sistema. Foram eleitas a velocidade do vento, a velocidade de rotação da turbina e a vazão d'água bombeada. Todos os

outros parâmetros foram calculados a partir destes três.

As grandezas de interesse foram medidas por um anemômetro de copos, um tacômetro e um hidrômetro residencial, todos com saídas digitais. Um aparelho eletrônico recebeu esses sinais, tratou-os e imprimiu seus valores médios numa tira de papel, juntamente com o tempo em que foram feitas as medidas. Isto foi feito a cada 10 minutos, intervalo de tempo usado para avaliar estes valores médios.

Os dados foram registrados automaticamente ao longo dos meses de julho, agosto, outubro e novembro de 1982, com interrupções para manutenção. Foram tomados 6301 conjuntos de dados de \bar{V} , $\bar{\omega}_t$ e \bar{Q} . Esses dados foram transcritos da tira de papel do registrador para formulários apropriados para digitação nos terminais de um computador. Um programa computacional foi utilizado para separar os dados por faixas de velocidades do vento de 0,5 m/s de largura e calcular os respectivos valores médios de $\bar{\omega}_t$ e \bar{Q} por faixa.

As faixas consideradas estão relacionadas a seguir.

Na saída deste programa são fornecidas tabelas com as relações dos dados obtidos por faixa de velocidade. Ao final de cada tabela, são impressos o número de ocorrências da velocidade e os valores máximos, médios e mínimos das grandezas medidas para esta faixa.

FAIXA DE VELOCIDADES DO VENTO (m/s)	VELOCIDADE MÉDIA DO INTERVALO (m/s)
0 - 0,25	0,15
0,25 - 0,75	0,5
0,75 - 1,25	1,0
1,25 - 1,75	1,5
1,75 - 2,25	2,0
2,25 - 2,75	2,5
2,75 - 3,25	3,0
3,25 - 3,75	3,5
⋮	⋮

O histograma de frequência das velocidades do vento no período de realização do teste está na fig. 4.1. Além do período do teste, as medições da velocidade do vento foram efetuadas até o mês de maio de 1983, para um melhor levantamento do regime de vento local. Os resultados estão no histograma da fig. D.1, dando uma velocidade média de 2,4 m/s e uma velocidade de projeto V_p iguala 3,1 m/s, dada por:

$$V_p = \sqrt[3]{\overline{V^3}} \quad (D.1)$$

onde: $\overline{V^3}$ é a média dos cubos das velocidades do vento.

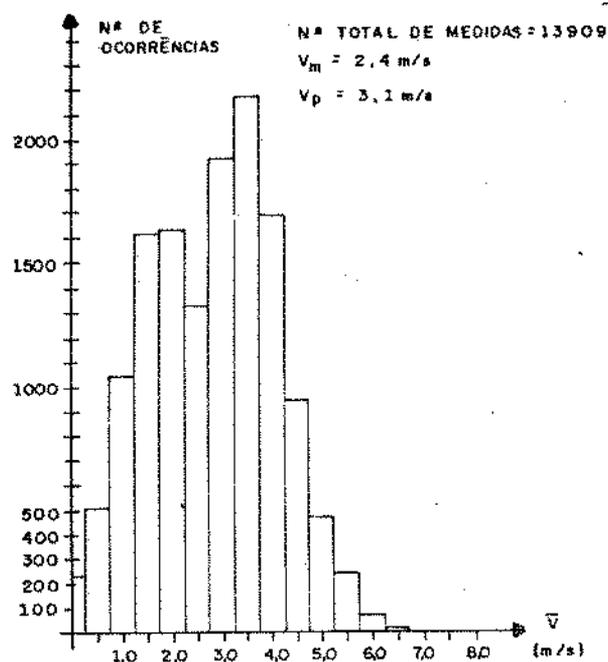


Fig. D.1 - Histograma de frequência da velocidade do vento para o local de teste de campo do SEB.

Levando em conta o número de medições por faixa de velocidade do vento, foram consideradas apenas as informações obtidas para $\bar{V} \leq 6,0 \text{ m/s}$.

Os dados colhidos no teste podem ser reduzidos aos gráficos das figs. D.2 e D.3, onde são mostradas as relações \bar{N}_m versus \bar{V} e \bar{Q} versus \bar{V} , respectivamente. Apesar das dispersões apresentadas nesses gráficos, o número de medidas tomadas dá validade aos valores médios encontrados.

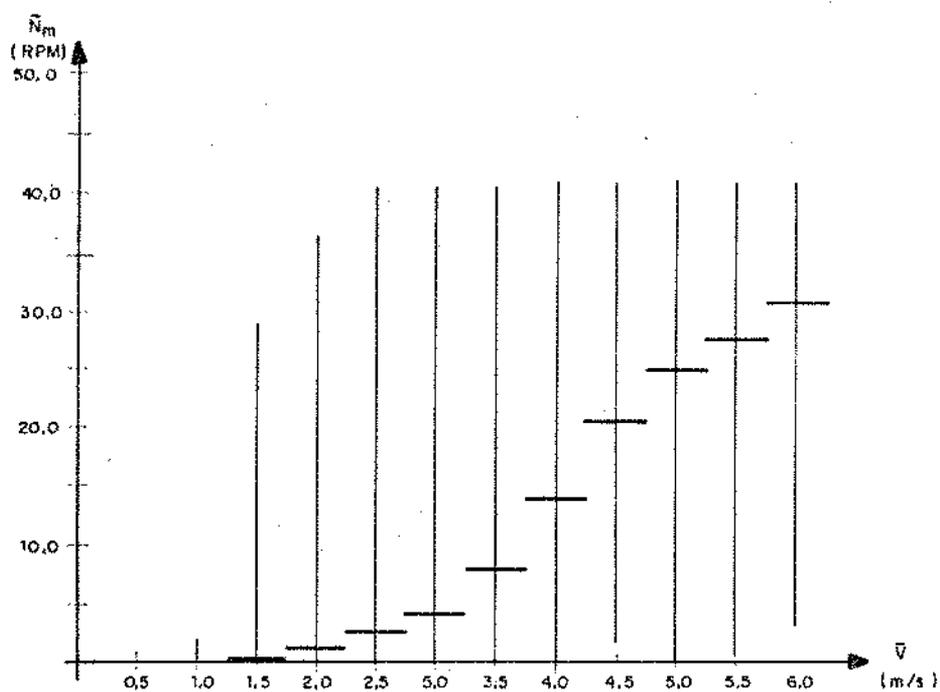


Fig. D.2 - Gráfico das velocidades médias de rotação da manivela \bar{N}_m versus velocidades médias do vento \bar{V} .

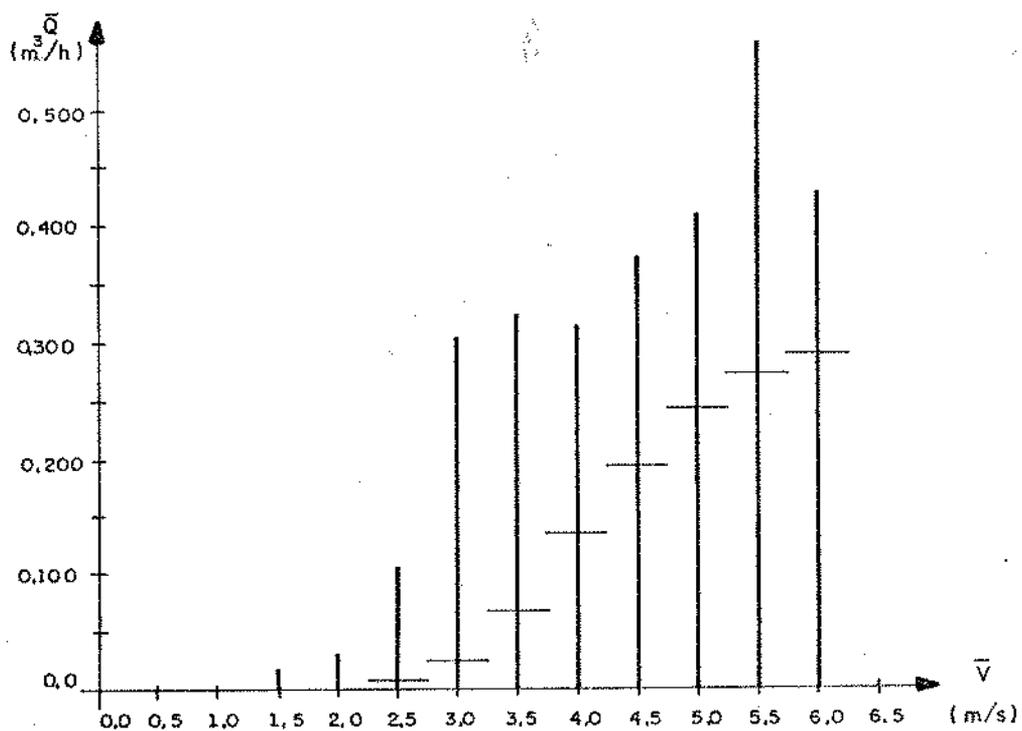


Fig. D.3 - Gráfico das vazões médias \bar{Q} versus velocidades médias do vento \bar{V} .

A correspondência entre os pontos dos gráficos das figuras acima é feita através da eficiência volumétrica média $\bar{\eta}_v$, definida por:

$$\bar{\eta}_v = \frac{\bar{Q}}{\bar{Q}_t} \quad (D.2)$$

Onde o cálculo da vazão teórica média \bar{Q}_t é feito com o auxílio da eq. (2.31), resultando em:

$$\bar{Q}_t = 0,0324 \cdot \bar{N}_m$$

com \bar{N}_m em RPM para dar \bar{Q}_t em m^3/h .

As variações de $\bar{\eta}_v$ com as velocidades do vento e de rotação da manivela estão indicadas nas figs. 4.4 e 4.5, respectivamente.

A eficiência média de acoplamento de carga $\bar{\eta}_c$ foi obtida a partir da eq. (4.2), fazendo:

$$\gamma = 9.800 \text{ N/m}^3;$$

$$\rho = 1,22 \text{ kg/m}^3;$$

$$A = 3,15 \text{ m}^2$$

Isto resultou em:

$$\bar{\eta}_c = 1,488 \cdot \frac{\bar{Q} \cdot \bar{H}}{\bar{C}_P \cdot \bar{V}^3}$$

Onde:

\bar{Q} é dada em m^3/h ;

\bar{H} vem da eq. (2.71), em m;

\bar{C}_p é fornecido pela eq. (2.9), considerando o valor médio da relação de velocidades:

$$\bar{\lambda} = \frac{R \cdot \bar{\omega}_t}{\bar{V}} \quad (D.5)$$

A relação entre \bar{C}_p e \bar{V} está representada na Fig. 4.6 e mostra o desempenho da turbina acoplada à carga considerada.

O aproveitamento da potência no eixo da turbina pela carga pode ser observado, na Fig. 4.7, através da variação de $\bar{\eta}_c$ com \bar{V} .

As eficiências médias do sistema $\bar{\eta}_s$ para as faixas de velocidade do vento foram calculadas pela Eq. (4.4) e indicadas no gráfico da Fig. 4.8, para os valores de \bar{V} correspondentes.

BIBLIOGRAFIA

- (1) GLAUCO OLINGER - *Processo de extensão rural e sistema de convivência com a seca no Nordeste* - EMBRATER - Brasília - 1984.
- (2) J. C. CEBALLOS, E. J. B. BASTOS, G. H. LUCENA - *Zoneamento eólico preliminar do Nordeste* - Convênio FINEP/UFPB - Núcleo de Meteorologia Aplicada - Campina Grande - PB. 1981.
- (3) J. C. CEBALLOS, E. J. B. BASTOS, G. H. LUCENA - *Nomogramas de potência eólica para Campina Grande, período 1978* Trabalho apresentado à XXXI Reunião da Sociedade Brasileira para o Progresso da Ciência - Fortaleza - julho 1979.
- (4) SOLANGE VIDAL et alii - *Projeto integrado eólico/irrigação - Relatório Final* - Convênio UFPB/FNDCT/FINEP B/20/80/184/00/00 - 1983.

- (5) J. C. DIXON - *Load matching effects on wind energy converter performance* - The Open University, Technology (E.M.)-U.K. - s.n.t.
- (6) B. DAVIDSON, N. GERBIER, S. D. PAPAGIANAKIS, P. J. RIJKOORT - *Sites for wind-power installations* - World Meteorological Organization, Tec. Note N° 63 - 1964.
- (7) C. G. JUSTUS - *Winds and wind system performance* - The Franklin Institute Press - Philadelphia, Pennsylvania, U.S.A. - 1978.
- (8) P. M. ANDERSON, ANJAN BOSE - *Stability simulation of wind turbine systems* - IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, vol. pas-102, n° 12, dezembro de 1983.
- (9) R. HOLMES - *The characteristics of mechanical engineering systems* - Pergamon Press Ltda. - Oxford, England-1977.
- (10) P. B. S. LISSAMAN, R. E. WILSON - *Applied aerodynamics of wind power machines* - julho, 1974 - s.n.t.
- (11) WALTER ANTONIO BAZZO - *Desempenho de rotores de eixo vertical tipo Savonius* - Tese de Mestrado em Engenharia da U.F.S.C. - julho, 1980.
- (12) FRANK R. ELDRIDGE - *Wind machines* - National Science Foundation, Grant n° AER-75-12937 - U.S.A. - outubro, 1975.
- (13) B. G. NEWMAN - *Measurements on a Savonius rotor with variable gap* - Symposium Proceedings on Wind Energy:

- Achievements and Potencial - University of Sherbrooke - maio, 1974.
- (14) M. H. SIMONDS, A. BODEK - *Performance test of a Savonius rotor* - Technical Report nº T10 - Brace Research Institute - McGill University - janeiro, 1964.
- (15) KAMAL A. R. ISMAIL - *As perspectivas dos geradores eólicos* - *Ciência e Cultura*, 32(7) - julho, 1980.
- (16) HENRY M. POWER - *A simulation model for wind turbines*. - *Applied Energy*, vol. 6. - Applied Science Publishers Ltd. - England - 1980.
- (17) JAMES F. BANAS, WILLIAM N. SULLIVAN - *Engineering of wind energy systems* - Sand 75 - 0530 - Sandia Laboratories - Albuquerque, Novo México, U.S.A. - janeiro, 1976.
- (18) BEVIS BRUNEL LOW - *Theory of machines* - Longmans, Green and Co. - Londres - 1956.
- (19) ROBERT L. MAXWELL - *Kinematics and dynamics of machinery* - Prentice-Hall, inc. - Englewood, N. J., U.S.A. - 2^a ed. - 1964.
- (20) KSB HANDBOOK - *Pumps* - Klein, Shanzlin & Becker - Antiengesellschaft - Alemanha - 1961.
- (21) HELLMUTH SCHULZ - *Bombas: Funcionamento, calculo y construcción* - Tradução Espanhola por Martin Kraemer Morata - Editorial Labor, S.A. - Barcelona - Espanha 1964.

- (22) MANUEL VIEJO ZUBICARAY - *Bombas: Teoría, diseño y aplicaciones* - Editorial Limusa - México - 2^a ed. - 1977.
- (23) COLIN CARMICHAEL (editor) - *Kent's mechanical engineer handbook: design and production volume* - John Wiley & Sons Inc. - N. Y., U.S.A. - 12^a ed. - 1956.
- (24) A. C. HINDMARSH - *Gear: ordinary differential equation system solver*. - Lawrence Livermore Laboratory - University of California - U.S.A. - 1974.
- (25) C. W. GEAR - *The automatic integrations of ordinary differential equations* - Communications of the ACM, Vol. 14, n° 3 - março, 1971.
- (26) E. H. LYSEN - *Introduction to wind energy* - Consultancy Services Wind Energy Developing Country - Development Cooperation Information Department - 1982.
- (27) JEF HORIJON - *Starting behaviour of a water pumping windmill* - Relatório n° R-721-S - Departamento de Física - Universidade de Tecnologia de Eindhoven - 1985.
- (28) I. K. BUEHRING & L. L. FRERIS - *Control policies for wind-energy conversion systems* - IEE Proc., vol. 128, Pt. C, n° 5, setembro 1981.
- (29) P. M. MORETTI & R. W. THRESHER - *Overview of wind energy systems: Issues in development and application* - Transactions of the ASME - Journal of Solar Energy Engineering, vol. 103, pgs 3 a 10 - fevereiro, 1981.

- (30) CLAUDIO MATAIX - *Mecânica de fluidos y máquinas hidráulicas* - Harper & Row Publishers Inc. - 1970.
- (32) R. H. WARRING - *Pumps selection, systems and applications* Trade and Technical Press Ltd - Morden, Surrey, England - 1969.
- (32) TYLER G. HICKS - *Pump selection and application* - McGraw Hill Book Company, Inc. - 1957.
- (33) B. NEKRASOV - *Hydraulics* - Traduzido do russo por V. Talmy - Peace Publishers - Moscow.
- (34) VICTOR L. STREETER - *Mecânica dos fluidos* - Editora McGraw-Hill do Brasil, Ltda.
- (35) F. J. SIMÕES; J. E. J. SEREY LOPES; M. DO CARMO - *Teste de uma turbina Savonius em campo aberto* - Relatório Técnico NERG 82 - MOO1R - Núcleo de Energia - UFPB - 1982.
- (36) F. J. SIMÕES; TELMO S. ARAÚJO; J. E. J. SEREY LOPES; - *Teste de uma bomba alternativa tipo pistão de ação simples* - Relatório Técnico NERG 82 - MOO2R - Núcleo de Energia - UFPB - 1982.
- (37) F. J. SIMÕES; J. E. J. SEREY LOPES; M. DO CARMO - *Teste de um sistema eólico de bombeamento d'água em campo aberto* - Relatório Técnico NERG 83 MOO1R - Núcleo de Energia - UFPB - 1983.
- (38) GORDON J. VAN WYLEN; RICHARD E. SONNTAG - *Fundamentos da Termodinâmica clássica* - Editora Edgard Blücher Ltda. - 1977.

(39) DESIRÉ LE GOURTIÈRES - *Energie eolienne: Théorie, Conception. et calcul pratique des installations* - Eyrolles - 1982 - 2^a ed.