

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA CIVIL

BANCO DE ENSAIOS PARA PEQUENAS BOMBAS UTILIZANDO A
TURBINA MICHELL-BANKI COMO MÁQUINA MOTORA

Fernando Puell Neto

Campinas, 1999
S.P. - Brasil

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA CIVIL

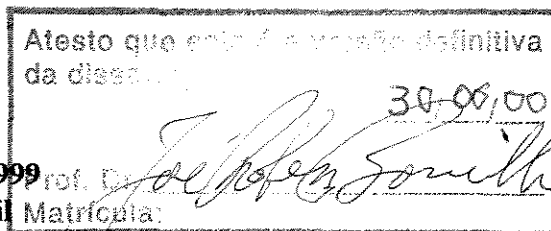
BANCO DE ENSAIOS PARA PEQUENAS BOMBAS UTILIZANDO A
TURBINA MICHELL-BANKI COMO MÁQUINA MOTORA

Fernando Puell Neto

Orientador: Prof. Dr. José Roberto Bonilha

**Dissertação de Mestrado apresentada à
Comissão de pós-graduação da Faculdade de
Engenharia Civil da Universidade Estadual
de Campinas, como parte dos requisitos para
obtenção do título de Mestre em Engenharia
Civil, na área de concentração em Recursos
Hídricos.**

Campinas, 1999
S.P. - Brasil



UNICAMP

BIBLIOTECA CENTRAL

SEÇÃO CIRCULANTE

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL

650907006

UNIDADE BC
 N.º CHAMADA: UNICAMP
P963b
 V. _____ Ex. _____
 TOMBO BC/ 44189
 PROC. 16-392101
 C ☐ D ☒
 PREC. R\$ 11,00
 DATA 26/04/01
 N.º CPD _____

CM-00155004-5

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

P962b Puell Neto, Fernando
 Banco de ensaios para pequenas bombas utilizando a turbina Michell-Banki como máquina motora / Fernando Puell Neto.--Campinas, SP: [s.n.], 1999.

Orientador: José Roberto Bonilha
 Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Civil.

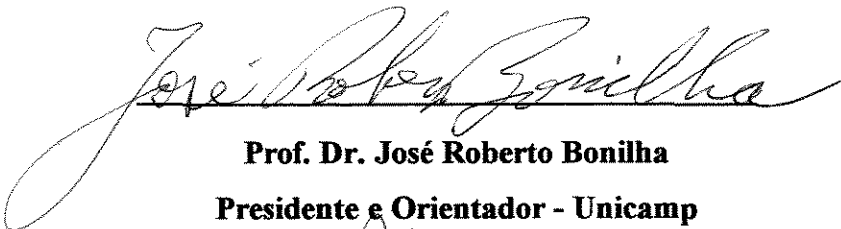
1. Turbinas hidráulicas. 2. Máquinas hidráulicas - Testes. I. Bonilha, José Roberto. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Civil. III. Título.

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA CIVIL

BANCO DE ENSAIOS PARA PEQUENAS BOMBAS UTILIZANDO
A TURBINA MICHELL-BANKI COMO MÁQUINA MOTORA

Fernando Puell Neto

Dissertação de Mestrado aprovada pela Banca Examinadora, constituída por:


Prof. Dr. José Roberto Bonilha
Presidente e Orientador - Unicamp


Prof. Dra. Ana Inés Borri Genovez - Unicamp


Prof. Dr. Kokei Uehara - USP

Campinas, 27 de Dezembro de 1999.

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE

Agradecimentos

Ao Prof. Dr. José Roberto Bonilha, pelos preciosos ensinamentos, sugestões e orientação durante o desenvolvimento deste trabalho, sendo sempre um incentivador incondicional.

Aos dirigentes das pequenas indústrias nacionais de máquinas hidráulicas, pela doação da turbina e empréstimo das bombas.

Ao Departamento de Recursos Hídricos e PROAP (Programa de Apoio a Pesquisa) pela aquisição do material necessário para o desenvolvimento desta pesquisa.

Aos Professores do Departamento de Recursos Hídricos, que propiciaram minha formação.

Ao técnico Benedito Dragoni, do Campo de Pesquisas Hidro-agrícolas do Pinhal - Unicamp, pela valiosa e inestimável colaboração prestada na execução da montagem do banco de ensaio, pela dedicação demonstrada, pela ajuda na execução dos trabalhos experimentais, e pelo apoio nos momentos difíceis.

À Maria Eugênia e Saul, pelo companheirismo.

Aos técnicos do Laboratório de Hidráulica, pela ajuda nos momentos oportunos.

A todos que auxiliaram de forma direta e indireta a execução deste trabalho.

À FAPESP e à CAPES, que concederam a bolsa de mestrado, tornando possível a realização deste trabalho.

A DEUS.

SUMÁRIO

| | |
|--|------|
| LISTA DE FIGURAS..... | i |
| LISTA DE TABELAS..... | v |
| LISTA DE SÍMBOLOS..... | vii |
| LISTA DE ABREVIATURAS..... | xiii |
| RESUMO..... | xiv |
| 1. INTRODUÇÃO | 1 |
| 1.1 Estrutura da Dissertação..... | 2 |
| 2. OBJETIVOS | 4 |
| 3. CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE MÁQUINAS HIDRÁULICAS | 5 |
| 3.1 Turbinas Convencionais | 5 |
| 3.1.1 Perdas e Rendimentos na Turbina | 16 |
| 3.2 Turbina Michell-Banki | 17 |
| 3.3 Escolha de Turbinas | 38 |
| 3.3.1 Rotação Específica e a Seleção de Máquinas | 44 |

| | |
|---|----|
| 3.4 Outros Dispositivos de Recalque | 46 |
| 3.4.1 Rodas D'água | 46 |
| 3.4.2 Carneiro Hidráulico (ariete hidráulico)..... | 50 |
| 3.5 Ensaaios Convencionais para Bombas | 53 |
| 3.5.1 Tipos de Testes | 53 |
| 3.5.2 Tipos de Bancos de Ensaaios | 56 |
| 4. PRINCIPAIS LABORATÓRIOS DE MÁQUINAS HIDRÁULICAS JÁ EXISTENTES NO BRASIL | 65 |
| 4.1 Fundação Centro Tecnológico de Hidráulica - FCTH | 65 |
| 4.2 Laboratório Hidromecânico para PCH - EFEI | 67 |
| 5. ANÁLISE DIMENSIONAL E SEMELHANÇA MECÂNICA | 72 |
| 5.1 Análise Dimensional e Teoria dos Modelos | 73 |
| 5.2 Máquinas Hidráulicas | 74 |
| 5.2.1 Curvas Características Adimensionais | 76 |
| 5.2.2 Coeficientes Alternativos das Características da Máquina Hidráulica | 76 |
| 5.2.3 Considerações Sobre Semelhança | 77 |
| 5.2.4 Rotação Específica, Forma da Máquina e Rendimento | 79 |
| 5.2.5 Leis de Semelhança em Turbinas | 90 |
| 6. EFEITO ESCALA | 92 |
| 6.1 Equação Geral do Rendimento | 93 |
| 6.2 Influência do Número de Reynolds | 96 |
| 6.3 Efeito Escala em Turbinas | 98 |
| 6.3.1 Base Teórica do Rendimento Hidráulico | 99 |

| | |
|---|-----|
| 7. TEORIA DOS ERROS | 103 |
| 7.1 Fontes de Erros | 105 |
| 7.2 Rejeição de Medições Duvidosas | 106 |
| 7.3 Avaliação das Componentes da Incerteza a Partir de Observações Repetidas .. | 106 |
| 7.4 Avaliação das Componentes da Incerteza por Outros Meios | 107 |
| 7.5 Fases de uma Pesquisa Experimental | 108 |
| 7.6 A Distribuição Normal como Lei dos Erros | 109 |
| 7.7 Propagação de Incertezas | 110 |
| 8. METODOLOGIA | 113 |
| 8.1 Parte Experimental | 113 |
| 8.1.1 A Microcentral Tatu | 113 |
| 8.1.1.1 Equipamentos já Instalados pela CESP | 114 |
| 8.1.2 Instalação Experimental do Banco de Ensaio I | 115 |
| 8.1.3 Características do Banco de Ensaio I | 117 |
| 8.1.4 Equipamentos e Estruturas Utilizadas para Medições | 121 |
| 8.1.5 Procedimentos para Execução dos Ensaios | 131 |
| 8.2 Tratamento dos Dados | 132 |
| 8.2.1 Estimativa das Incertezas | 132 |
| 8.2.2 Estimativa Teórica dos Campos de Aplicação dos Bancos de Ensaios .. | 133 |
| 8.2.3 Curva de Rendimento do Conjunto | 136 |
| 8.2.4 Estimativa Teórica do Rendimento Volumétrico, Hidráulico e Mecânico e Carga Ideal da Bomba | 137 |
| 8.2.5 Influência da Variação da Rotação durante os Ensaios | 140 |

UNICAMP

BIBLIOTECA CENTRAL

SEÇÃO CIRCULANTE

| | |
|---|-----|
| 9. RESULTADOS OBTIDOS | 146 |
| 9.1 Campos de Aplicação dos Bancos de Ensaios | 146 |
| 9.2 Curvas de Rendimento do Conjunto | 151 |
| 9.3 Rendimentos Teóricos, Volumétrico, Hidráulico e Mecânico e Carga Ideal da Bomba | 161 |
| 9.4 Curvas Características Ajustadas pelas Leis de Semelhança | 168 |
| 10. ANÁLISE DOS RESULTADOS | 170 |
| 10.1 Quanto aos Campos de Aplicação dos Bancos de Ensaios | 170 |
| 10.2 Quanto às Curvas de Rendimento do Conjunto | 171 |
| 10.3 Quanto aos Rendimentos Teóricos, Volumétrico, Hidráulico e Mecânico e Carga Ideal da Bomba | 174 |
| 10.4 Quanto às Curvas Características Ajustadas pelas Leis de Semelhança | 174 |
| 11. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES | 178 |
| 11.1 Em relação ao Banco de Ensaio I | 178 |
| 11.2 Em relação ao Conjunto Turbina-Bomba | 179 |
| ANEXOS..... | 180 |
| Anexo A - Condições de Escoamento no Modelo e Fórmulas para o Efeito Escala em Bombas e Turbinas | 180 |
| Anexo B - Definições e Conceitos Básicos Relacionados a Teoria dos Erros | 196 |
| REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 200 |
| ABSTRACT..... | 206 |

LISTA DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 3.1 - Rendimento de diferentes turbinas em função da vazão..... | 6 |
| Figura 3.2 - Roda Pelton com um jato..... | 9 |
| Figura 3.3 - Bocal e concha da Roda Pelton..... | 10 |
| Figura 3.4 - Turbina Francis..... | 13 |
| Figura 3.5 - Turbina a Hélice..... | 15 |
| Figura 3.6 - Turbina de Fluxo-Cruzado..... | 19 |
| Figura 3.7 - Turbina de Fluxo-Cruzado em funcionamento..... | 20 |
| Figura 3.8 - Rendimento da turbina de Fluxo-Cruzado e turbina Francis para vazões parciais..... | 21 |
| Figura 3.9 - Rotor da turbina de Fluxo-Cruzado e diagrama de velocidades..... | 25 |
| Figura 3.10 - Variação do rendimento com a relação de velocidade..... | 27 |
| Figura 3.11 - Bocal, rotor e aleta de uma turbina de Fluxo-Cruzado..... | 29 |
| Figura 3.12 - Componentes principais da turbina de Fluxo-Cruzado..... | 30 |
| Figura 3.13 - Fluxo padrão na turbina de Fluxo-Cruzado..... | 34 |
| Figura 3.14 - Turbina Michell-Banki ensaiada no LHEP..... | 35 |
| Figura 3.15 - Intervalos normais de operação de diferentes turbinas em função da rotação específica..... | 38 |
| Figura 3.16 - Variação do rendimento de diferentes famílias de turbinas com a rotação específica..... | 40 |
| Figura 3.17 - Relação entre carga e rotação específica para diferentes famílias de turbinas..... | 41 |

| | |
|---|-----|
| Figura 3.18 - Aplicação de diferentes tipos de turbinas em função da carga..... | 43 |
| Figura 3.19 - Roda d'água em funcionamento..... | 47 |
| Figura 3.20 - Partes constituintes de um carneiro hidráulico..... | 51 |
| Figura 3.21 - Esquema de instalação de um carneiro hidráulico..... | 51 |
| Figura 3.22 - Banco de ensaio para testes simples..... | 57 |
| Figura 3.23 - Banco de ensaios para teste com circuito aberto e tanque aferido..... | 58 |
| Figura 3.24 - Banco de ensaio com circuito aberto e vertedor..... | 59 |
| Figura 3.25 - Banco de ensaio com circuito aberto e orifícios..... | 60 |
| Figura 3.26 - Banco de ensaio com circuito aberto e medidor venturi..... | 61 |
| Figura 3.27 - Banco de ensaio básico com circuito fechado..... | 62 |
| Figura 3.28 - Banco de ensaio com circuito fechado para ensaios no local..... | 63 |
| Figura 3.29 - Banco de ensaio com circuito fechado para ensaios com cavitação..... | 64 |
| Figura 3.30 - Campo de utilização do LHEP..... | 69 |
| Figura 3.31 - Laboratório Hidromecânico de Engenharia do Produto - LHEP..... | 71 |
| Figura 5.1 - Rendimento global da bomba em função da rotação específica..... | 86 |
| Figura 5.2 - Rendimento volumétrico em função da rotação específica..... | 87 |
| Figura 5.3 - Rendimento mecânico em função da rotação específica..... | 88 |
| Figura 7.1 - Aproximação analítica para a solução de um problema..... | 103 |
| Figura 8.1 - Localização da Usina Tatu..... | 114 |
| Figura 8.2 - Esquema do Banco de Ensaio I..... | 116 |
| Figura 8.3 - Detalhes do Banco de Ensaio I..... | 117 |
| Figura 8.4 - Turbina Michell-Banki e bomba centrífuga (rotor 195 mm)..... | 118 |
| Figura 8.5 - Turbina Michell-Banki e bomba centrífuga (rotor 242 mm)..... | 119 |
| Figura 8.6 - Vertedor na Usina Tatu..... | 121 |
| Figura 8.7 - Dimensões do vertedor..... | 122 |
| Figura 8.8 - Curvas de vazões para o vertedor e o medidor Ultra-som..... | 123 |
| Figura 8.9 - Curva do volume em função da altura (parte linear do perfil da caixa).... | 124 |
| Figura 8.10 - Curva do volume em função da altura (parte parabólica do perfil da caixa)..... | 125 |

| | |
|---|-----|
| Figura 8.11 - Curva do volume em função da altura (perfil total da caixa)..... | 126 |
| Figura 8.12 - Caixa aferida e manômetros utilizados para medições de carga e vazão..... | 127 |
| Figura 8.13 - Manômetro de mercúrio e de Bourdon utilizados nas medições de carga..... | 128 |
| Figura 8.14 - Tomadas de pressão na tubulação de alimentação da turbina..... | 129 |
| Figura 8.15 - Curva de aferição do manômetro de Bourdon com o de mercúrio..... | 130 |
| Figura 8.16 - Rotor ensaiado - 195 mm..... | 138 |
| Figura 8.17 - Rotor ensaiado (em perfil) - 195 mm..... | 138 |
| Figura 8.18 - Rotor ensaiado - 242 mm..... | 140 |
| Figura 9.1 - Limites de aplicação do Banco de Ensaio I..... | 147 |
| Figura 9.2 - Limites de aplicação do Banco de Ensaio II..... | 148 |
| Figura 9.3 - Campo de aplicação do Banco de Ensaio I..... | 149 |
| Figura 9.4 - Campo de aplicação do Banco de Ensaio II..... | 150 |
| Figura 9.5 - Curva da bomba com diferentes rotações e rendimento do conjunto Turbina-Bomba - Rotor 195 mm - $H_T = 8,005$ m.c.a..... | 152 |
| Figura 9.6 - Curva da bomba com diferentes rotações e rendimento do conjunto Turbina-Bomba - Rotor 195 mm - $H_T = 9,192$ m.c.a..... | 153 |
| Figura 9.7 - Curva da bomba com diferentes rotações e rendimento do conjunto Turbina-Bomba - Rotor 195 mm - $H_T = 12,3$ m.c.a..... | 154 |
| Figura 9.8 - Curva da bomba com diferentes rotações e rendimento do conjunto Turbina-Bomba - Rotor 180 mm - $H_T = 8,52$ m.c.a..... | 155 |
| Figura 9.9 - Curva da bomba com diferentes rotações e rendimento do conjunto Turbina-Bomba - Rotor 180 mm - $H_T = 8,163$ m.c.a..... | 156 |
| Figura 9.10 - Curva da bomba com diferentes rotações e rendimento do conjunto Turbina-Bomba - Rotor 180 mm - $H_T = 8,157$ m.c.a..... | 157 |
| Figura 9.11 - Curva da bomba com diferentes rotações e rendimento do conjunto Turbina-Bomba - Rotor 180 mm - $H_T = 12,866$ m.c.a..... | 158 |

| | |
|--|-----|
| Figura 9.12 - Rendimentos máximos do conjunto para diferentes condições de operação - Rotor 195 mm..... | 159 |
| Figura 9.13 - Rendimentos máximos do conjunto para diferentes condições de operação - Rotor 180 mm..... | 160 |
| Figura 9.14 - Carga teórica ideal, curva do fabricante e a obtida através de ensaio - Rotor 195 mm..... | 163 |
| Figura 9.15 - Carga teórica ideal, curva do fabricante e a obtida através de ensaio - Rotor 180 mm..... | 165 |
| Figura 9.16 - Carga teórica ideal e curva do fabricante - Rotor 242 mm..... | 166 |
| Figura 9.17 - Curva do fabricante e curvas obtidas através de ensaios - Rotor 242 mm..... | 167 |
| Figura 9.18 - Curvas características transpostas para 3131 RPM - Rotor 195 mm..... | 168 |
| Figura 9.19 - Curvas características transpostas para 3364 RPM - Rotor 180 mm..... | 169 |
| Figura A.1 - Esboço do gráfico de atrito de uma placa plana..... | 181 |
| Figura A.2 - Representação esquemática do gráfico de atrito em tubos..... | 185 |
| Figura A.3 - Gráfico da relação entre o fator de correção f e o diâmetro D_0 de Rütschi..... | 191 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|--|-----|
| Tabela 3.1 - Classificação dos tipos de turbinas de acordo com a carga e princípio de funcionamento..... | 8 |
| Tabela 3.2 - Exemplos de aproveitamentos hidroelétricos utilizando turbinas Michell-Banki..... | 36 |
| Tabela 3.3 - Intervalos de rotação específica para diferentes tipos de turbinas..... | 39 |
| Tabela 3.4 - Custo de turbinas em unidades de US\$1000..... | 45 |
| Tabela 3.5 - Vazão bombeada em l/s em função da rotação e do curso dos pistões..... | 48 |
| Tabela 3.6 - Vazão mínima para o acionamento da roda em l/s | 49 |
| Tabela 3.7 - Rendimento do carneiro hidráulico para queda unitária..... | 52 |
| Tabela 5.1 - Unidades fundamentais e suas derivadas..... | 73 |
| Tabela 5.2 - Fatores de conversão para rotação específica em função da vazão..... | 81 |
| Tabela 5.3 - Fatores de conversão para rotação específica em função da potência..... | 83 |
| Tabela 8.1 - Valores estimados da potência do Banco de Ensaio I..... | 134 |
| Tabela 8.2 - Valores estimados da potência do Banco de Ensaio II..... | 135 |
| Tabela 8.3 - Dados do ensaio com rotação média de 3364 RPM transpostos para a rotação de 3364 RPM - Rotor de 180 mm..... | 142 |
| Tabela 8.4 - Dados do ensaio com rotação média de 3121 RPM transpostos para a rotação de 3364 RPM - Rotor de 180 mm..... | 142 |
| Tabela 8.5 - Dados do ensaio com rotação média de 2266 RPM transpostos para a rotação de 3364 RPM - Rotor de 180 mm..... | 143 |

| | |
|--|-----|
| Tabela 8.6 - Dados do ensaio com rotação média de 3131 RPM transpostos para a rotação de 3131 RPM - Rotor de 195 mm..... | 143 |
| Tabela 8.7 - Dados do ensaio com rotação média de 2962 RPM transpostos para a rotação de 3131 RPM - Rotor de 195 mm..... | 144 |
| Tabela 8.8 - Dados do ensaio com rotação média de 2369 RPM transpostos para a rotação de 3131 RPM - Rotor de 195 mm..... | 144 |
| Tabela 8.9 - Dados do ensaio com rotação média de 1584 RPM - Rotor de 242 mm . | 145 |
| Tabela 9.1 - Diâmetro de polias para ensaio com rotação reduzida no Banco de Ensaio I e II..... | 151 |
| Tabela 9.2 - Valores do rendimento para o rotor de 195 mm..... | 161 |
| Tabela 9.3 - Valores do rendimento para o rotor de 180 mm..... | 162 |
| Tabela 9.4 - Valores do rendimento para o rotor de 242 mm..... | 162 |
| Tabela 9.5 - Incerteza dos pontos obtidos no ensaio - Rotor de 195 mm..... | 164 |
| Tabela 9.6 - Incerteza dos pontos obtidos no ensaio - Rotor de 180 mm..... | 164 |
| Tabela A.1 - Expoentes β para o cálculo do efeito escala determinados em testes de modelos..... | 183 |

LISTA DE SÍMBOLOS

- A_{Bocal} : Área do Bocal (m^2)
- a : Coeficiente que é função da relação entre o diâmetro de entrada e saída do rotor (adimensional)
- B : Largura do rotor (m)
- b_1 : Espessura da aleta (mm)
- C : Coeficiente experimental
- C_H : Coeficiente adimensional de carga
- C_N : Coeficiente adimensional de potência
- C_Q : Coeficiente adimensional de vazão
- C_1 : Coeficiente experimental
- cf : Coeficiente de rugosidade relativa
- D : Diâmetro (m)
- D_{0p} : Diâmetro característico do protótipo (cm)
- D_{0m} : Diâmetro característico do modelo (cm)
- D_m : Diâmetro do modelo (mm)
- D_p : Diâmetro do protótipo (mm)
- D_{1adj} : Diâmetro normalizado
- D_{Rotor} : Diâmetro do rotor (m)

| | |
|--------------|---|
| D_1 | : Diâmetro externo (m) |
| D_2 | : Diâmetro interno (m) |
| E | : Rugosidade Relativa |
| e | : Rugosidade ou espessura da placa plana (m) |
| e_{cr} | : Rugosidade crítica (m) |
| F | : Área de uma placa plana (m ²) |
| f | : Coeficiente de resistência |
| f_m | : Coeficiente de resistência do modelo |
| f_p | : Coeficiente de resistência do protótipo |
| g | : Aceleração da gravidade (m/s ²) |
| H | : Carga líquida ou altura de elevação (m.c.a.) |
| H_p | : Carga no protótipo (m.c.a.) |
| H_s | : Carga padrão (m.c.a.) |
| H_{tz} | : Carga teórica para um número finito de aletas |
| H_{∞} | : Carga teórica para um número infinito de aletas |
| H_u | : Carga útil (m.c.a.) |
| h_f | : Perda de carga distribuída (m.c.a.) |
| h_{fm} | : Perda hidráulica por atrito no modelo (m.c.a.) |
| h_{fp} | : Perda hidráulica por atrito no protótipo (m.c.a.) |
| h_{loc} | : Perda de carga localizada (m.c.a.) |
| h_s | : Altura de aspiração (m) |
| K_n | : Rotação específica adimensional |
| K_u | : Coeficiente de carga alternativo |
| L_{argura} | : Largura do jato (m) |
| L_{Rotor} | : Largura do rotor (m) |

| | |
|-------------|---|
| l | : Comprimento da placa plana (m) |
| N | : Potência total (CV) |
| N_B | : Potência na bomba (CV) |
| N_e | : Potência no eixo (CV) |
| N_h | : Potência hidráulica (CV) |
| N_m | : Potência mecânica (CV) |
| N_{mh} | : Potência devido ao atrito entre o rotor e o fluido (CV) |
| N_s | : Rotação específica (RPM) ou potência padrão (HP) |
| N_{mm} | : Potência devido ao atrito mecânico interno (CV) |
| $N_{saída}$ | : Potência de saída ($\text{kg.m}^2/\text{s}^3$) |
| N_T | : Potência da turbina (CV) |
| N' | : Potência unitária ($\text{kg}/\text{s}^3.\text{m}^{3/2}$) |
| N'_f | : Potência devido ao atrito (CV) |
| N_0 | : Potência total (CV) |
| n | : Rotação (RPM) |
| n_m | : Rotação do modelo (RPM) |
| n_p | : Rotação do protótipo (RPM) |
| n' | : Rotação unitária ($\text{m}^{1/2}/\text{s}$) |
| n_s | : Rotação específica dimensional (RPM) |
| P_f | : Força de resistência causada pelo atrito ($\text{kg.m}/\text{s}^2$) |
| P_m | : Potência no modelo (CV) |
| P_p | : Potência no protótipo (CV) |
| Q | : Vazão total (m^3/s) |
| Q_m | : Vazão no modelo (m^3/s) |
| $Q_{máx}$ | : Vazão máxima (m^3/s) |

| | |
|------------|--|
| Q_p | : Vazão no protótipo (m^3/s) |
| Q' | : Vazão unitária ($\text{m}^{1/2}/\text{s}$) |
| Q_e | : Vazão efetiva (m^3/s) |
| Q_s | : Vazão de uma bomba padrão (m^3/s) |
| q | : Vazão de refluxo (l/s) |
| q_1 | : Vazão (l/s) |
| R | : Número de Reynolds |
| R_{cr} | : Número de Reynolds crítico |
| Re | : Número de Reynolds |
| R_{eq} | : Número de Reynolds equivalente |
| R_m | : Número de Reynolds no modelo |
| R_p | : Número de Reynolds no protótipo |
| r_1 | : Raio externo (m) |
| S_0 | : Largura do bocal (m) |
| T | : Distância ao longo da periferia do rotor entre duas aletas (m) |
| Tr | : Relação entre a largura do bocal, raio externo e ângulo de abertura do bocal |
| t_{Jato} | : Espessura do jato (m) |
| U_r | : Incerteza do resultado "r" |
| U_H | : Incerteza da carga (m.c.a.) |
| U_Q | : Incerteza da vazão (m^3/s) |
| U_1 | : Velocidade tangencial na entrada do rotor (m/s) |
| U_2 | : Velocidade tangencial na saída do rotor (m/s) |
| V | : Variável determinada experimentalmente (adimensional) |
| V_1 | : Velocidade absoluta na entrada do rotor (m/s) |
| v_1 | : Velocidade relativa na entrada do rotor no primeiro estágio (m/s) |
| v_2 | : Velocidade relativa na saída do rotor no segundo estágio (m/s) |

| | |
|--------------------|---|
| W | : Largura do bocal (mm) |
| α | : Coeficiente experimental adimensional |
| α_1 | : Ângulo entre a velocidade tangencial e a velocidade absoluta (graus) |
| β | : Coeficiente experimental adimensional |
| β_1 | : Ângulo entre a velocidade relativa e a reta tangente à circunferência na entrada do rotor (graus) |
| β_2 | : Ângulo entre a velocidade relativa e a reta tangente à circunferência na saída do rotor (graus) |
| δ_m | : Perda de rendimento no modelo |
| δ_p | : Perda de rendimento no protótipo |
| Δh | : Perda de carga hidráulica |
| $\Delta \eta$ | : Rendimento devido ao efeito escala |
| $\Delta \eta_h$ | : Valor de correção do rendimento hidráulico |
| $\Delta \eta_{mv}$ | : Valor de correção do rendimento mecânico e volumétrico |
| ε | : Relação entre as perdas por atrito (adimensional) |
| η | : Rendimento global ou total |
| η_c | : Rendimento do conjunto Turbina-Bomba |
| η_h | : Rendimento hidráulico |
| η_{hm} | : Rendimento hidráulico do modelo |
| η_{hp} | : Rendimento hidráulico do protótipo |
| η_m | : Rendimento mecânico ou rendimento no modelo |
| $\eta_{máx}$ | : Rendimento máximo |
| η_p | : Rendimento no protótipo |
| η_{tm} | : Rendimento total do modelo |
| η_v | : Rendimento volumétrico |
| θ | : Ângulo de curvatura da aleta (graus) |

- λ : Ângulo de abertura do bocal (graus)
- μ : Viscosidade dinâmica (kg/m.s)
- ν : Viscosidade cinemática (m²/s)
- ξ_T : Coeficiente de perda de carga hidráulica total
- ξ_f : Coeficiente de perda de carga hidráulica ao longo da superfície
- ξ_{loc} : Coeficiente de perda hidráulica localizada
- ρ : Massa específica (kg/m³)
- σ : Número ótimo de aletas ou desvio padrão
- ϕ : Coeficiente adimensional de vazão alternativo
- φ : Coeficiente adimensional experimental
- ϕ_{bomba} : Diâmetro da polia da bomba (mm)
- $\phi_{turbina}$: Diâmetro da polia da turbina (mm)
- ψ_1 : Coeficiente adimensional de carga alternativo

LISTA DE ABREVIATURAS

| | | |
|-------------------|----------|--|
| BNDE | : | Banco Nacional de Desenvolvimento |
| CERPCH | : | Centro Nacional de Referência em Pequenos Aproveitamentos Hidroenergéticos. |
| CNPq | : | Conselho Nacional de Pesquisa |
| CTH | : | Centro Tecnológico de Hidráulica |
| DAEE | : | Departamento de Águas e Energia Elétrica |
| EFEI | : | Escola Federal de Engenharia de Itajubá |
| ELETROBRÁS | : | Centrais Elétricas Brasileiras S.A. |
| FAPESP | : | Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo |
| FEC | : | Faculdade de Engenharia Civil |
| FINEP | : | Financiadora de Estudos e Projetos |
| IPT | : | Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo |
| LHEP | : | Laboratório Hidromecânico para Engenharia do Produto |
| LHPCH | : | Laboratório Hidromecânico para Pequenas Centrais Hidrelétricas |
| LHDC | : | Laboratório Hidromecânico Didático Científico |
| PCH | : | Pequenas Centrais Hidrelétricas |
| PNPCH | : | Programa Nacional de Pequenas Centrais Hidrelétricas |
| PVC | : | Cloreto de Polivinila |
| USP | : | Universidade de São Paulo |

RESUMO

PUELL NETO, F. - Banco de Ensaio para Pequenas Bombas Utilizando a Turbina Michell-Banki como Máquina Motora. Campinas, Faculdade de Engenharia Civil, Universidade Estadual de Campinas, 1999, Dissertação de Mestrado.

A instalação, operação e análise de um banco de ensaio permitiu verificar suas características particulares, como a utilização de uma Turbina Michell-Banki como máquina motora e ensaios com rotação variável. Como resultado desta pesquisa, tem-se a demonstração da viabilidade de se apoiar a indústria nacional no aperfeiçoamento de pequenas máquinas hidráulicas, fornecendo um suporte experimental diferenciado do que hoje existe no país, principalmente no que diz respeito a custos. Foram ainda objetos deste trabalho a definição dos limites de aplicação destes bancos e o estudo da variação de rotação durante os ensaios, onde esta variação, dentro de limites recomendados, permite a execução de testes com rotação reduzida. Por outro lado, a turbina e bomba formam um conjunto de recalque, cujos ensaios permitiram determinar algumas de suas características hidráulicas e inferir sobre ele algumas conclusões. As principais características do conjunto são: a variação de rotação da bomba, em decorrência do estrangulamento do sistema, e a forte relação entre a variação do rendimento do conjunto e da bomba. A principal conclusão quanto ao conjunto é a constatação da necessidade de pesquisas para a sua otimização.

Palavras chave: banco de ensaios, turbina Michell-Banki, ensaios com rotação variável, dispositivos de recalque.

1. INTRODUÇÃO

Fabricantes nacionais de máquinas hidráulicas de pequeno porte, localizados em muitas cidades do país, vêm atendendo parte do mercado de bombas no Brasil. Essas empresas, apesar das dificuldades a que estão submetidas, concorrem diretamente com as tradicionais empresas multinacionais aqui estabelecidas.

Dentre as dificuldades que ameaçam a existência e o desenvolvimento desse ramo industrial, a mais difícil de ser superada é a limitação do conhecimento tecnológico principalmente no que diz respeito ao dimensionamento dos rotores. Mecanicamente, no entanto, estas máquinas são simples e robustas, e são apropriadas às condições severas de utilização. Atualmente as indústrias nacionais de bombas centrífugas são compostas por mais de 100 empresas.

Essas indústrias, cientes da possibilidade de atraso quanto aos avanços tecnológicos, vêm se empenhando para concorrer com produtos de tecnologia multinacional, buscando apoio junto a institutos e universidades públicas. Estes órgãos, muitas vezes, se mostram economicamente inviáveis para executar ensaios de máquinas de menor porte, devido às suas instalações não terem sido projetadas especificamente para pequenas máquinas e instrumentados de maneira que tornem os custos das pesquisas industriais acessíveis.

A Unicamp, por meio deste trabalho, instalou junto à Usina Tatu um banco de ensaio experimental visando a oferecer o apoio tecnológico a esse setor industrial; ao mesmo tempo amplia seus recursos para a pesquisa tecnológica básica.

A demonstração da viabilidade deste empreendimento não pode ser apoiada somente em considerações teóricas. A viabilidade técnica, econômica, e as vantagens para a universidade com relação ao ensino e pesquisas, foram demonstradas desenvolvendo-se esta Dissertação de Mestrado através da operação deste banco de ensaio experimental. As conclusões deste trabalho são baseadas em ensaios de três bombas centrífugas.

A consolidação do apoio às pequenas indústrias depende principalmente do custo dos ensaios, sendo que o mesmo deve ser condizente com a capacidade econômica das empresas. Os bancos de ensaios, em sua forma tradicional, acionados por motores elétricos de corrente contínua, foram neste caso substituídos por turbinas Michell-Banki.

A partir dos trabalhos aqui relatados, é possível que a Unicamp, vencendo novas etapas, venha a colaborar com este ramo da indústria nacional na busca dos conhecimentos que lhes propiciem condições para melhor competir tecnologicamente com as empresas multinacionais.

2.1 Estrutura da Dissertação

No capítulo 3 são apresentados, de maneira geral, os tipos de turbinas e suas diferentes formas de classificação; sucintamente são relatados alguns aspectos quanto a perdas, rendimentos e leis de semelhança. Neste capítulo também são apresentadas as principais pesquisas efetuadas com a turbina Michell-Banki. É abordado em outra seção o procedimento para a escolha de turbinas em função da rotação específica. Uma descrição sucinta dos dois principais laboratórios de máquinas hidráulicas do país, os tipos de testes e de bancos de ensaios, além de outros dispositivos de recalque também são apresentados. Para finalizar este capítulo, é apresentada a Micro Central Tatu, com sua localização e características.

No capítulo 4 são abordados a Análise Dimensional, Semelhança Mecânica e os fundamentos dos rendimentos em máquinas hidráulicas.

O capítulo 5 trata do Efeito de Escala em bombas e turbinas apresentando a definição da equação geral para o cálculo do rendimento em protótipos, mostrando os fundamentos teóricos da relação entre o rendimento e o número de Reynolds e a relação entre o número de Reynolds do protótipo e do modelo.

No capítulo 6 estão algumas considerações sobre a teoria dos erros, estabelecendo os tipos de erros e as formas de tratá-los.

No capítulo 7, dividido em duas partes, traz na primeira parte a descrição do experimento, englobando desde a instalação do banco, equipamentos utilizados, até o procedimento adotado para a execução dos testes. Na segunda parte, é apresentado o tratamento dos dados concernentes a cada estudo em questão.

O capítulo 8 apresenta os resultados obtidos com o tratamento dos dados descritos na segunda parte do capítulo 7.

Como consequência do capítulo 8 tem-se o capítulo 9, que é a análise e discussão dos resultados obtidos.

As conclusões e recomendações estão presentes no capítulo 10.

2. OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho reside na instalação, operação e análise de um banco de ensaio experimental para testes de pequenas bombas, aproveitando as instalações já existentes na Usina Tatu. A análise deste banco será feita tendo em vista a aprovação de suas características peculiares advindas da utilização de uma turbina Michell-Banki como máquina motora, e a conseqüente variação de rotação no decorrer dos ensaios. Esse objetivo será alcançado através da determinação das características hidráulicas de um conjunto Turbina-Bomba, utilizado no Brasil como dispositivo de recalque.

Considerando que os ensaios de máquinas hidráulicas são imprescindíveis para o seu aperfeiçoamento hidrodinâmico, este trabalho constituirá a primeira das etapas para a instalação de um Laboratório de Máquinas Hidráulicas na Usina Tatu, para atender o desenvolvimento da indústria nacional de pequenas bombas e turbinas.

3. CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE MÁQUINAS HIDRÁULICAS

3.1 Turbinas Convencionais

Segundo Harvey, A. (1993), as turbinas podem ser classificadas em dois grupos, como de ação ou reação, ou ainda em outro grupo como turbinas de alta, média e baixa queda. As de reação têm o rotor totalmente imerso em água, com uma pressão no invólucro maior que a atmosférica. Já as de ação ou impulso, operam a pressão atmosférica.

Monition e Roux (1984) classificam as turbinas de acordo com o movimento do fluido em relação ao rotor. Na turbina de fluxo-cruzado o movimento é ao longo do raio do rotor (fluxo radial); quando o fluido escoar ao longo do eixo da máquina, esta é denominada turbina axial, como a Kaplan e a Hélice. O movimento do fluido pode vir a ser a combinação do fluxo axial e radial, resultando em um fluxo misto, como ocorre com a turbina Francis.

Normalmente, turbinas de impulso, sendo de projeto menos sofisticado, têm um custo menor que as turbinas de reação. Essas máquinas possuem dispositivos para o controle de vazão, como a multi-jato Pelton, que pode funcionar com alguns jatos interrompidos. A turbina de fluxo-cruzado (Cross-Flow ou Michell-Banki) e a turbina Francis têm pás diretrizes, as quais alteram a vazão. A Pelton jato simples pode ter uma válvula em forma de agulha alterando a área do orifício do bocal que altera a vazão.

Diferentes tipos de turbinas respondem diferentemente a alterações de vazão e carga. Características típicas do rendimento são ilustradas no gráfico 3.1, onde pode-se observar que as turbinas Pelton e Michell-Banki mantêm um rendimento elevado quando a vazão é abaixo da projetada.

Segundo Arndt et al (1984), nas turbinas de impulso, a carga disponível é convertida em energia cinética antes de chegar ao rotor, sendo que a potência disponível será extraída do escoamento a pressão atmosférica. Já em turbinas de reação, o rotor é completamente submerso, onde velocidade e pressão no escoamento diminuem da entrada para a saída do rotor.

De acordo com Krivchenko (1986), a principal característica de uma turbina é o diâmetro do rotor; turbinas com um diâmetro de rotor não maior que o intervalo de 1,5 a 2,5 metros são classificadas como pequenas. O diâmetro de turbinas grandes está no intervalo de 7,5 a 10,5 metros.

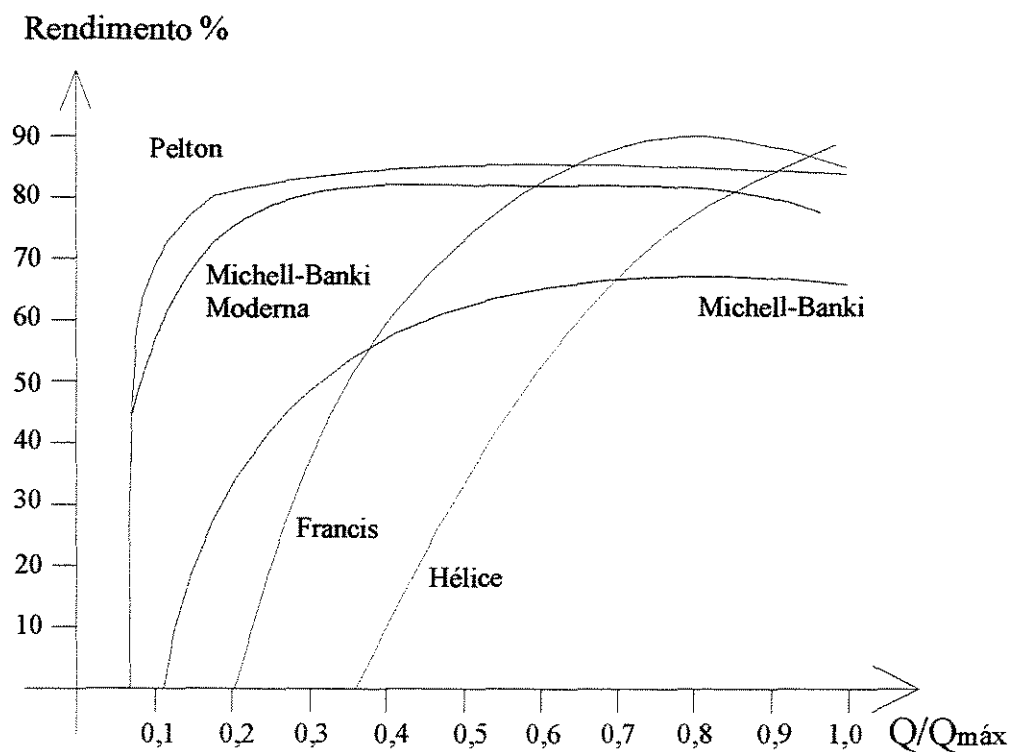


Figura 3.1 - Rendimento de diferentes turbinas em função da vazão
Fonte: Harvey (1993)

Segundo Harvey, A. (1993), a turbina Francis é a mais comum e complexa entre grandes máquinas hidráulicas; em contraste ao baixo custo das turbinas de impulso, a turbina Francis faz uso do tubo de queda localizado abaixo do rotor, ligado à turbina e proporciona um aumento na sua carga. As turbinas de impulso têm seus invólucros funcionando a pressão atmosférica, entretanto, turbinas de fluxo-cruzado operando sob baixas cargas, muitas vezes, utilizam carga de sucção. A sua utilização é limitada devido à baixa pressão que pode ser excessiva, levando a ocorrer o fenômeno da cavitação, resultando em erosões nas aletas. As turbinas consideradas de impulso são a roda Pelton, a turbina Michell-Banki e a Turgo. São mais apropriadas para pequenos aproveitamentos hidráulicos em relação às turbinas de reação, apresentando algumas vantagens, que seguem abaixo:

- São mais tolerantes quanto à areia e outras partículas em água.
- Permitem melhor acesso para manutenção.
- São de fácil fabricação e montagem.
- São menos propensas à cavitação (embora em altas cargas e altas velocidades pode ocorrer cavitação nos bocais e sobre as aletas).
- Têm a curva de rendimento favorecida se a vazão é controlada pela máquina, como a mudança do número de jatos, mudança na posição da pá diretriz e divisão do jato de água.

Segundo Monition e Roux (1984), turbinas a reação operam através da passagem do fluxo pelo distribuidor da turbina onde a energia presente está dividida na forma cinética e na forma de energia de pressão.

Nas turbinas a impulso, a energia disponível é transformada inteiramente em energia cinética; como consequência, a água deixa este componente a pressão atmosférica na forma de jato livre, fato que ocorre na turbina Pelton e Michell-Banki.

A tabela 3.1 apresenta uma classificação dos tipos de turbinas de acordo com o seu princípio de funcionamento e também em função da carga.

Tabela 3.1: Classificação dos tipos de turbinas de acordo com a carga e princípio de funcionamento

| | | Carga | | |
|----------------|-------------------|-------|--------------------|---------------|
| | | Alta | Média | Baixa |
| Impulso | Pelton | | Fluxo-cruzado | |
| | Turgo | | Turgo | Fluxo-cruzado |
| | Multi-jato Pelton | | Multi-jato Pelton | |
| | | | | |
| Reação | | | Francis | Propeller |
| | | | Turbina Reversível | Kaplan |
| | | | | |

Fonte: Harvey (1993)

Turbinas de Impulso

São geralmente do tipo Pelton, destinadas a serem utilizadas sob quedas relativamente grandes; têm um ou mais bocais descarregando jatos de água incidindo em uma série de conchas montadas sobre a periferia de um disco circular, como mostra a figura 3.2.

O princípio da turbina Pelton é converter a energia cinética do jato de água em rotação angular das conchas tocadas pelo jato. O rendimento é melhorado quando o jato de água é dividido em dois após tocar a concha, restando após o contato energia cinética. As conchas da Pelton são projetadas para defletirem o jato em 165° , o qual é o ângulo máximo possível sem que o jato retorne interferindo no jato que incidiria na próxima concha.

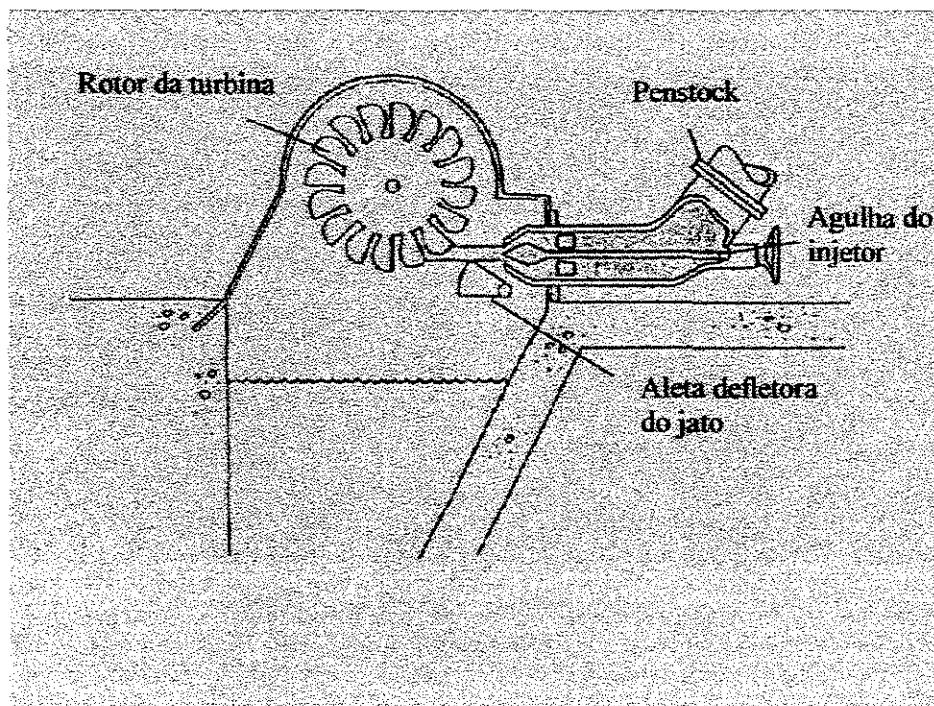


Figura 3.2 - Roda Pelton com um jato
Fonte: Harvey (1993)

O momento do jato da água é melhor utilizado quando a água deflete saindo da concha com a mesma velocidade que chega. Com a concha deslocando-se para frente, o jato é defletido, saindo com a velocidade de chegada. Teoricamente para um rendimento ótimo, a velocidade do jato precisa ser duas vezes maior que a velocidade da concha. O maior rendimento é obtido na prática quando a velocidade da concha é aproximadamente igual a 0.46 da velocidade do jato.

O perfil e forma da concha Pelton receberam várias mudanças; essencialmente elas têm sido desenvolvidas para o máximo rendimento através de experiências e modelação teórica. A concha é dividida em duas partes, ao meio, assim a área central não é capaz de defletir a água na chegada do jato. O entalhe mais baixo, o lábio, na

extremidade da concha, permite a concha sofrer interferência do jato por mais tempo. O bocal e a concha da Roda Pelton são ilustrados na figura 3.3.

De acordo com Monition e Roux (1984), esta turbina é mais apropriada a grandes quedas ($>200\text{m}$) e para baixas vazões, cobrindo o intervalo de baixa rotação específica, que é característica desta turbina. Estas máquinas apresentam um bom rendimento sobre o intervalo de variação de acordo com o grau de abertura do bocal.

Segundo Harvey, A. (1993), as turbinas Pelton são normalmente utilizadas para cargas acima de 150 metros, sendo eventualmente utilizadas em quedas menores, desde que a baixa velocidade não seja um fator limitante a sua utilização.

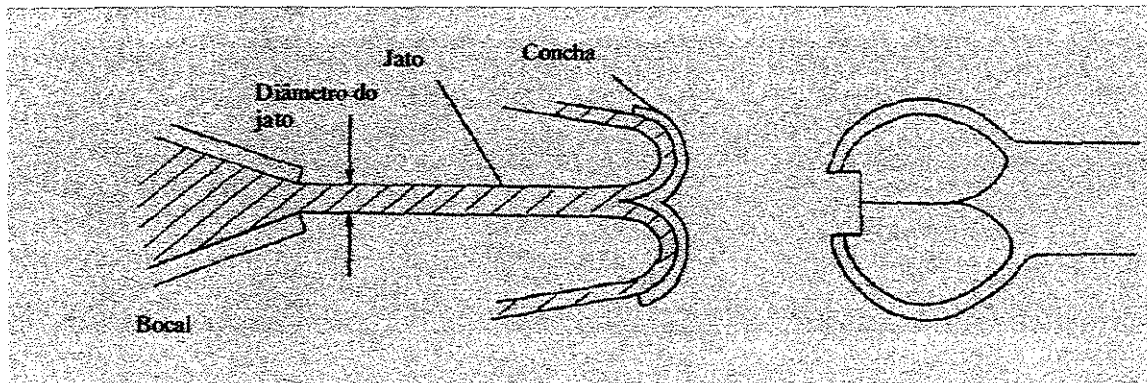


Figura 3.3 - Bocal e concha da Roda Pelton
Fonte: Harvey (1993)

Se a alta rotação e um pequeno rotor são requeridos, então existem duas opções de projeto:

- **Aumento do número de jatos**, permitindo um rotor menor para uma dada vazão, aumentando a velocidade de rotação. O rendimento da turbina multi-jato Pelton operando com vazão parcial é melhor que a de reduzido número de jatos.

- **Separação de rotores**, utilizando dois rotores lado a lado no mesmo eixo ou posto na outra extremidade do eixo, do outro lado do gerador. Esta opção de projeto não é comum, ocorrendo muitas vezes com a Pelton de um jato. É usualmente considerada somente quando o número de jatos por rotor tenha já sido maximizado, velocidade baixa, ou ainda rotor com grandes dimensões.

As vantagens da Pelton com múltiplos jatos em relação a de jato único são a alta velocidade de rotação, pequena dimensão da caixa e rotor, menor probabilidade de interrupção (obstrução) devido aos múltiplos jatos.

As desvantagens são a possibilidade de interferência no jato devido ao sistema ser projetado incorretamente, perdas por atrito nas complexas ligações com vários tubos, um regulador para controle de vazão torna-se proibitivamente complexo.

Turbinas de Reação

Segundo Krivchenko (1986), turbinas de reação são classificadas de acordo com a variação da direção do fluxo passando pelo rotor, em fluxo radial e fluxo misto. A turbina Francis pode ser de fluxo radial e fluxo misto, dependendo do projeto. As com rotor de fluxo radial apresentam baixa rotação específica e as com rotores de fluxo misto apresentam uma rotação específica mais elevada.

Turbinas de fluxo axial são turbinas a hélice, que podem ter pás fixas ou ajustáveis, que então recebem o nome de Kaplan; nestas máquinas o fluxo entra radialmente.

Segundo Monition e Roux (1984), a turbina Francis e a Hélice são turbinas de reação. Em geral turbinas de reação possuem uma rotação maior que as do tipo impulso para uma mesma carga e mesma vazão. A turbina a hélice gira mais rapidamente que a Francis, apresentando uma alta rotação específica, o que permite que a mesma seja acoplada diretamente a um gerador, obtendo economias significativas devido à eliminação da necessidade da multiplicação de rotação.

A turbina Francis é conveniente para cargas médias, a tipo hélice é mais adequada para cargas baixas; turbinas a reação exigem uma fabricação sofisticada, muito mais que uma turbina do tipo Impulso, uma vez que elas utilizam um perfil de pás complexo. O custo extra envolvido é compensado pelo alto rendimento e a vantagem da alta rotação do rotor quando submetido a cargas baixas.

As turbinas a reação são utilizadas de quedas baixas a médias. Para quedas menores que 4 a 6 m, o distribuidor e rotor são submersos, localizando-se em uma câmara. Para quedas maiores é conveniente direcionar a água através de uma tubulação em espiral a turbina.

A Turbina Francis

Segundo Harvey, A. (1993), a turbina Francis utiliza aletas do rotor perfiladas de maneira complexa, o invólucro tem o formato adequado para que seja feita a distribuição adequada do fluxo de água ao redor de todo o perímetro do rotor. As figuras 3.4a e 3.4b ilustram uma turbina Francis.

Em operação, a água entra ao redor da periferia do rotor passando por entre as aletas guias e aletas do rotor, antes de sair axialmente pelo centro do rotor, saindo da turbina através do tubo de queda.

A turbina Francis é sempre constituída com pás diretrizes que regulam a vazão da água entrando no rotor, e usualmente são conectadas a um sistema regulador, o qual casa a vazão com a carga na turbina, como o que faz a agulha na Roda Pelton. Como a vazão é reduzida, o rendimento da turbina diminui, como é mostrado na figura 3.1.

De acordo com Monition e Roux (1984), o rotor da turbina Francis tem entre 8 e 15 aletas, localizadas internamente a um cubo cônico e exteriormente a um anel cilíndrico. Este tipo de turbina é usado principalmente para cargas entre 10 e 100 m e vazões de até 30 m^3/s . A rotação fica entre 250 e 1000 rev/min, com um rendimento da ordem de 80 a 90%, entretanto com o aumento da rotação específica ocorre um aumento sobre seus valores ótimos.

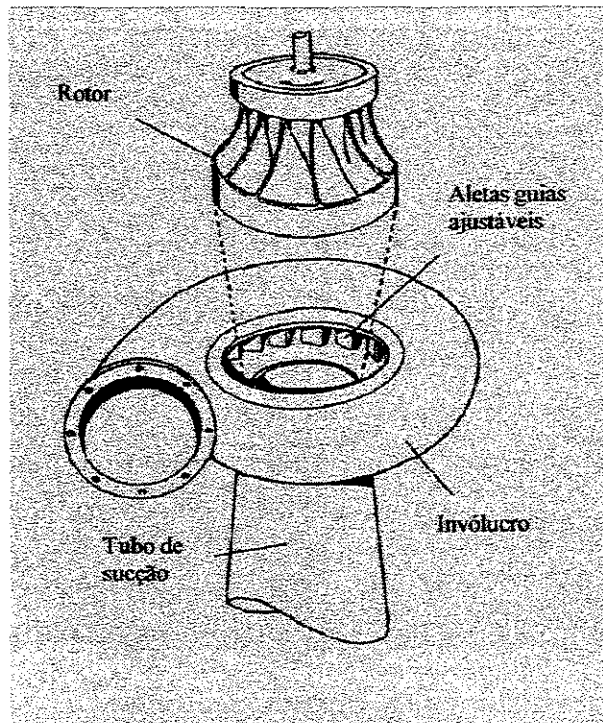


Figura 3.4a - Turbina Francis
Fonte: Harvey (1993)

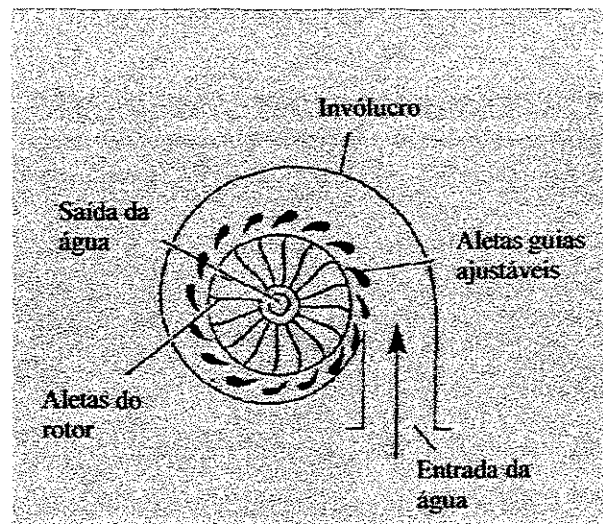


Figura 3.4b - Turbina Francis
Fonte: Harvey (1993)

A Turbina a Hélice e Kaplan

Segundo Harvey, A. (1993), esta turbina basicamente consiste de uma hélice, semelhante a uma de navio, embutida no interior do penstock, tem o eixo saindo no local onde o tubo muda de direção. Usualmente de três a seis pás são usadas, três em casos de baixa carga. A vazão de água é regulada pelo uso de uma comporta acionada por um eixo acima da hélice.

Esta turbina a hélice é conhecida como turbina de escoamento axial com os ângulos das pás fixas. Sendo assim, a geometria das aletas não muda. Tradicionalmente as hélices são perfiladas para otimizar o efeito da pressão dissipando a ação das forças sobre elas. Projetos têm sido produzidos com seções específicas às quais proporcionam um rendimento menor, mas são mais facilmente fabricados.

Em grande escala utiliza-se de turbinas mais complexas que a turbina a hélice, onde ângulos das pás são variáveis buscando manter o rendimento elevado sob condições de vazões intermediárias. Essas turbinas são conhecidas como turbinas Kaplan.

Comportas circulares são cuidadosamente perfiladas para induzir o fluxo tangencialmente. Projetos comuns incluem o uso de um invólucro alimentando o fluxo de água radialmente da periferia para o interior como ilustrado nas figuras 3.5a e 3.5b.

De acordo com Monition e Roux (1984), com o aumento da rotação específica na turbina a Hélice e Kaplan, o fluxo da água através do rotor se torna menos radial até que eventualmente ele se torne completamente axial ($ns > 500rpm$). A turbina Kaplan é uma turbina com hélice ajustável, a qual permite uma operação livre de turbulência em cargas variáveis.

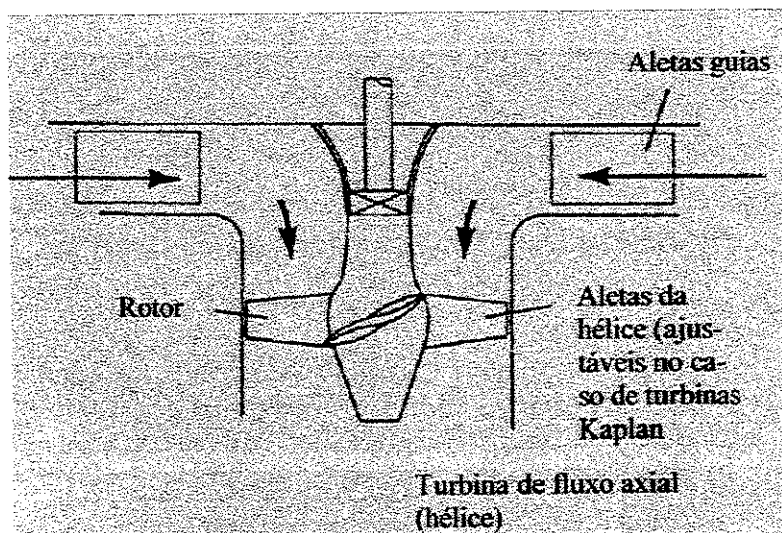


Figura 3.5a - Turbina a Hélice
Fonte: Harvey (1993)

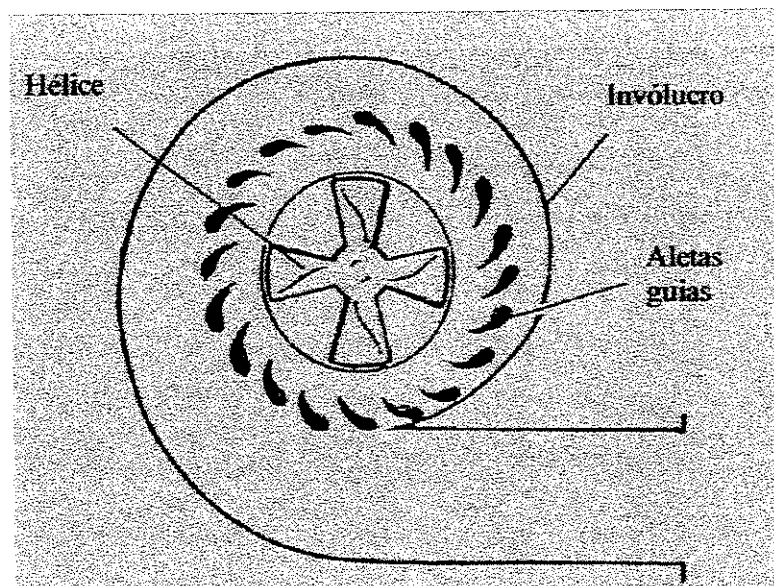


Figura 3.5b - Turbina a Hélice
Fonte: Harvey (1993)

3.1.1 Perdas e Rendimentos na Turbina

De acordo com Arndt et al (1984), o rendimento hidráulico η_h de uma turbina é definido por

$$\eta_h = \frac{H_u}{H}$$

relacionando a carga útil H_u e a carga líquida H oferecida à turbina. O rendimento hidráulico expressa a transferência de carga disponível para o rotor que escoar através dele.

O rendimento volumétrico η_v de uma turbina é definido como a relação entre a vazão que efetivamente aciona o rotor Q_e e o total de vazão que escoar através da turbina Q ; o rendimento é expresso pela relação

$$\eta_v = \frac{Q_e}{Q}$$

O rendimento mecânico é definido como a relação entre a potência no eixo da máquina e a potência fornecida pelo sistema. A potência total N corresponde à potência no eixo N_e somada à potência consumida pelo atrito mecânico e devido a perdas viscosas que ocorrem devido à presença do fluido entre o invólucro e o rotor. O rendimento mecânico pode ser expresso pela seguinte relação

$$\eta_m = \frac{N_e}{N}$$

O rendimento global de uma turbina é o resultado do produto dos três rendimentos, expresso pela seguinte expressão

$$\eta = \eta_h \eta_v \eta_m$$

3.2 Turbina Michell-Banki

Segundo McGuidan, D. (1979), a turbina Mitchell-Banki é conveniente para ser utilizada em um amplo intervalo de queda e vazão, compreendido entre 1 e 180 m para a queda, e de $0.03 \text{ m}^3/\text{s}$ a $7.1 \text{ m}^3/\text{s}$ para a vazão, permitindo a concorrência com a turbina Francis, porém afirmando ser muito mais simples quanto à construção e manutenção, e com um melhor rendimento quando utilizando-se de vazões parciais.

A turbina é caracterizada como sendo de impulso radial e a posiciona entre as turbinas Pelton e Francis quanto à rotação específica. O jato de água se dá com forma retangular na entrada do rotor, escoando por entre um grupo de aletas que formam um cilindro. O fluxo, ao cruzar o cilindro, passa novamente pelas aletas na saída do rotor; devido a isso, afirma-se que esta turbina apresenta um rendimento maior que a Roda D'água, com rendimento de 80% para máquinas pequenas e de 84 a 88% para equipamentos maiores.

Em 1903, na Austrália, A. G. M. Mitchell patenteou a turbina de fluxo-cruzado, e aproximadamente 20 anos depois Ossberger começou a fabricar estas turbinas, obtendo resultados consideráveis com o desenvolvimento de pesquisas, passando a produzir rotores mais eficientes. O Prof. Donat Banki, em Budapest também desenvolveu a turbina de fluxo-cruzado e publicou os detalhes em 1917. Três anos mais tarde Ganz Mavag (Budapest) inicia a produção da turbina de fluxo-cruzado que é cessada em 1946.

Como vantagens da turbina de fluxo-cruzado sobre a Francis e a Kaplan é citado que a mesma não está sujeita a cavitação e ainda permite a passagem de folhas e objetos através das aletas sem maiores prejuízos. O rendimento da turbina de fluxo-cruzado é reduzido quando o eixo vem a trabalhar afogado, devendo este ficar acima do nível d'água de saída. Pode-se utilizar um tubo de sucção entre a turbina e o canal de fuga criando uma altura de sucção fazendo com que aumente a carga. A turbina de fluxo-cruzado é a mais simples de ser fabricada e de se vender sendo isso fácil de se verificar. As únicas desvantagens é que ela não apresenta um rendimento alto quando afogada e o efeito do tubo de sucção não é tão bom como no caso da Francis.

De acordo com Monition e Roux (1984), o ajuste do jato retangular na turbina Mitchell-Banki é possível através de uma pá diretriz. A turbina é de duplo impulso e injeção parcial. O fluxo de água atua por duas vezes no cilindro, o qual é formado por dois discos conectados através de aletas.

Devido à sua capacidade de adaptação a um amplo intervalo de operação, este tipo de turbina pode ser usado para o intervalo de cargas variando entre 2 e 200 m, e vazão variando de 20 a 10000 l/s. A rotação também é altamente variável, ficando entre 50 e 2000 RPM. Entretanto, adverte que o conjunto de aletas se torna mais frágil com o aumento da potência, devido ao tamanho físico da máquina, ficando a potência sempre limitada a um valor menor que 1360 CV.

Afirma ser possível também a partição do fluxo mantendo o rendimento constante para vazões parciais. Este tipo de turbina, compacta, de fácil manutenção e operação, é de grande flexibilidade e adaptação a mudanças no seu padrão de operação e sua simplicidade de instalação é de escolha ideal para muitas estações geradoras.

Segundo Harvey (1993), a turbina de fluxo-cruzado é chamada de Banki, Michell, ou Ossberger; é formada por um rotor constituído por dois discos paralelos conectados próximos à borda de um eixo, ligados por uma série de aletas curvadas. O rotor fica na posição horizontal e um bocal retangular direciona o jato para o comprimento total do rotor. O fluxo incide sobre as aletas transferindo a maior parte da energia cinética, passando então pelo interior do rotor incidindo novamente sobre as aletas na saída, transferindo assim uma pequena quantia de energia antes de deixar o rotor. A turbina de fluxo-cruzado é ilustrada na figura 3.6 e o seu funcionamento na figura 3.7.

A carga efetiva no rotor da turbina de fluxo cruzado pode ser aumentada pela formação de vácuo no interior do invólucro, sendo causado por um apropriado tubo de queda abaixo do rotor o qual fica permanentemente cheio de água. O vácuo é limitado pela utilização de uma válvula que controla a entrada de ar no invólucro. Ressalta-se ser necessariamente caro, uma vez que requer o uso de selos de ar para tornar o invólucro vedado. Uma vantagem adicional pela formação do vácuo é a redução dos respingos preservando os rolamentos internos.

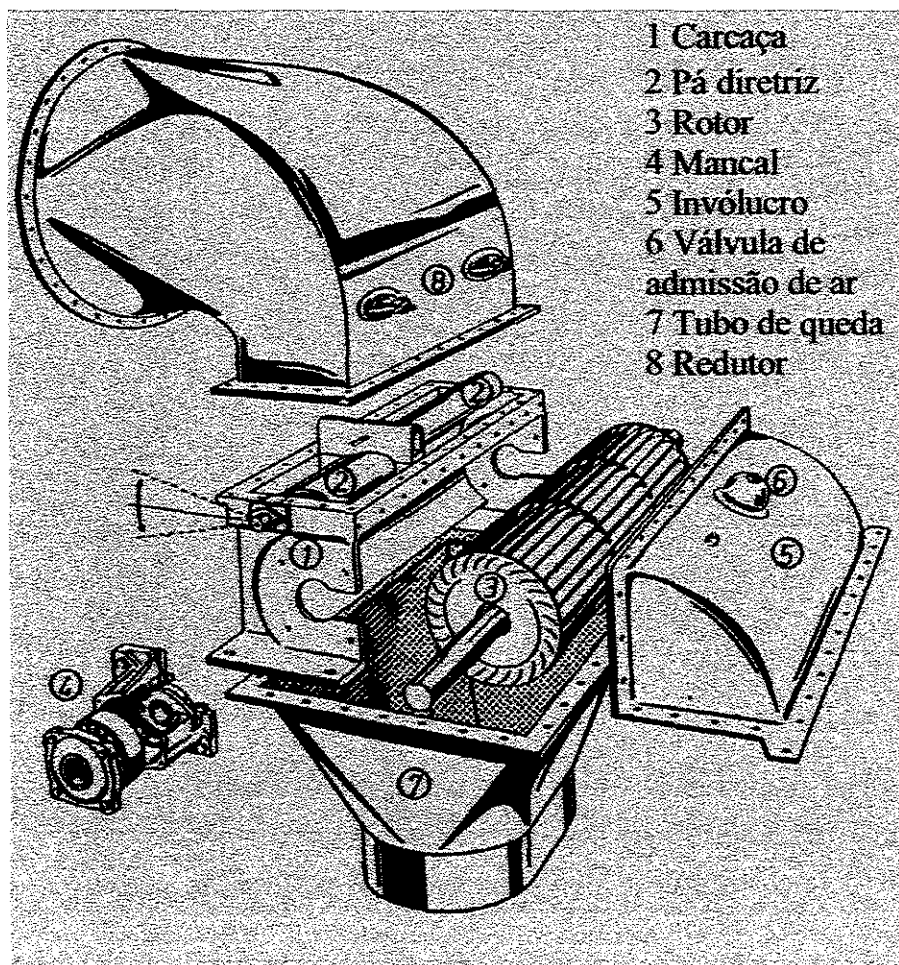


Figura 3.6 - Turbina de Fluxo-Cruzado
Fonte: McGuidam, D. (1979)

Para o dimensionamento da turbina, as dimensões de interesse são o comprimento e diâmetro do rotor e a espessura do jato. A largura do jato retangular é tomada sempre igual ao comprimento do rotor; ao mesmo tempo, a segunda dimensão da seção transversal do jato é projetada para se obter um ótimo rendimento.

De acordo com Khosrowpanah et al (1988) esta turbina, do tipo impulso radial, é classificada como de pequena escala ou de baixa queda, baseada na definição do U.S. Army Corps Engineers' (1979). No entanto, Ossberger Turbinenfabrik (1981) tem fabricado turbinas de fluxo-cruzado para alturas de queda de 200 m e vazões de 11.32 m³/s.

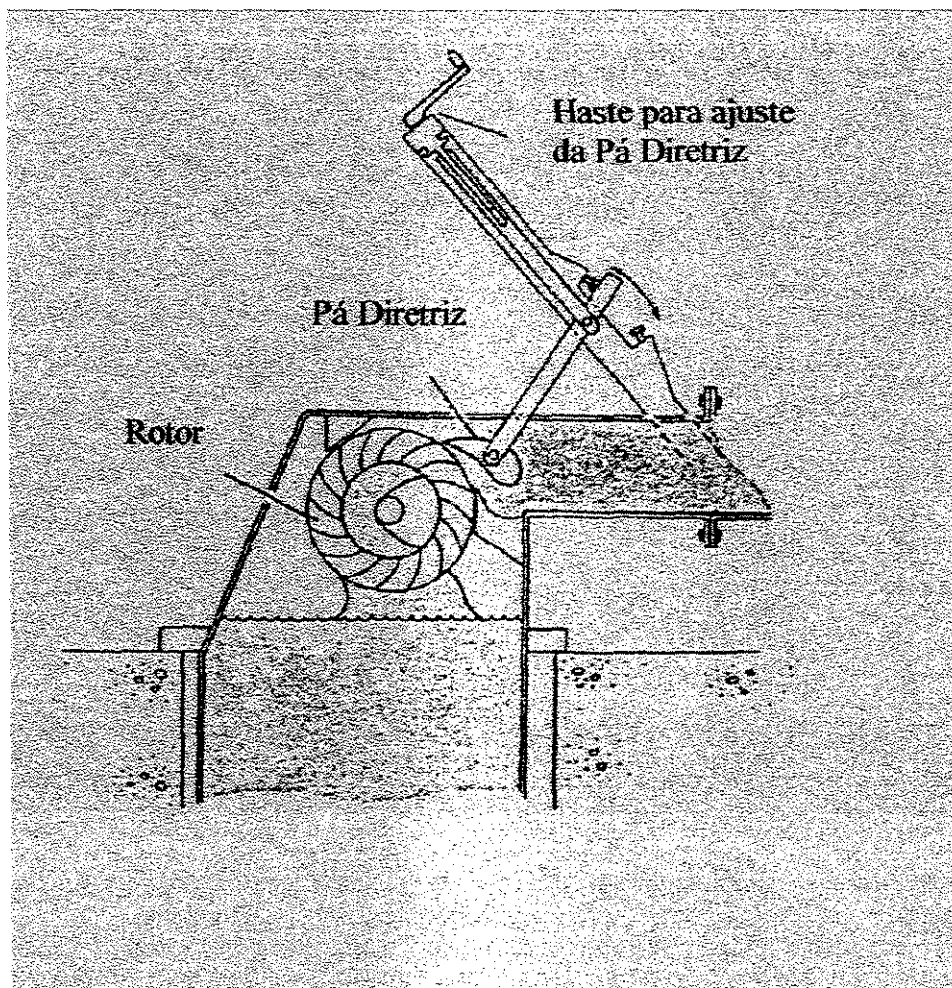


Figura 3.7 - Turbina de Fluxo-Cruzado em funcionamento.
Fonte: Harvey (1993)

Banki desenvolveu métodos de projetos para as aletas e uma expressão para o máximo rendimento, além de uma relação entre o diâmetro interno e externo do cilindro e uma expressão para a energia transferida em cada estágio. Sonnek (1923) modificou a teoria Banki e recomendou a diminuição da largura do bocal em relação à largura do rotor para reduzir a separação do fluxo na parte superior das aletas. Mockmore e Merryfield (1949) testaram um modelo da turbina de fluxo-cruzado e concluíram que este tipo de turbina de fluxo-cruzado opera eficientemente dentro de um amplo intervalo

de vazão, cobrindo a maior parte das turbinas convencionais. O máximo rendimento ocorre com a mesma rotação para todas as aberturas do fluxo para as aletas a uma carga constante; a figura 3.8 apresenta o rendimento em função de vazões parciais para a turbina Francis e Michell-Banki.

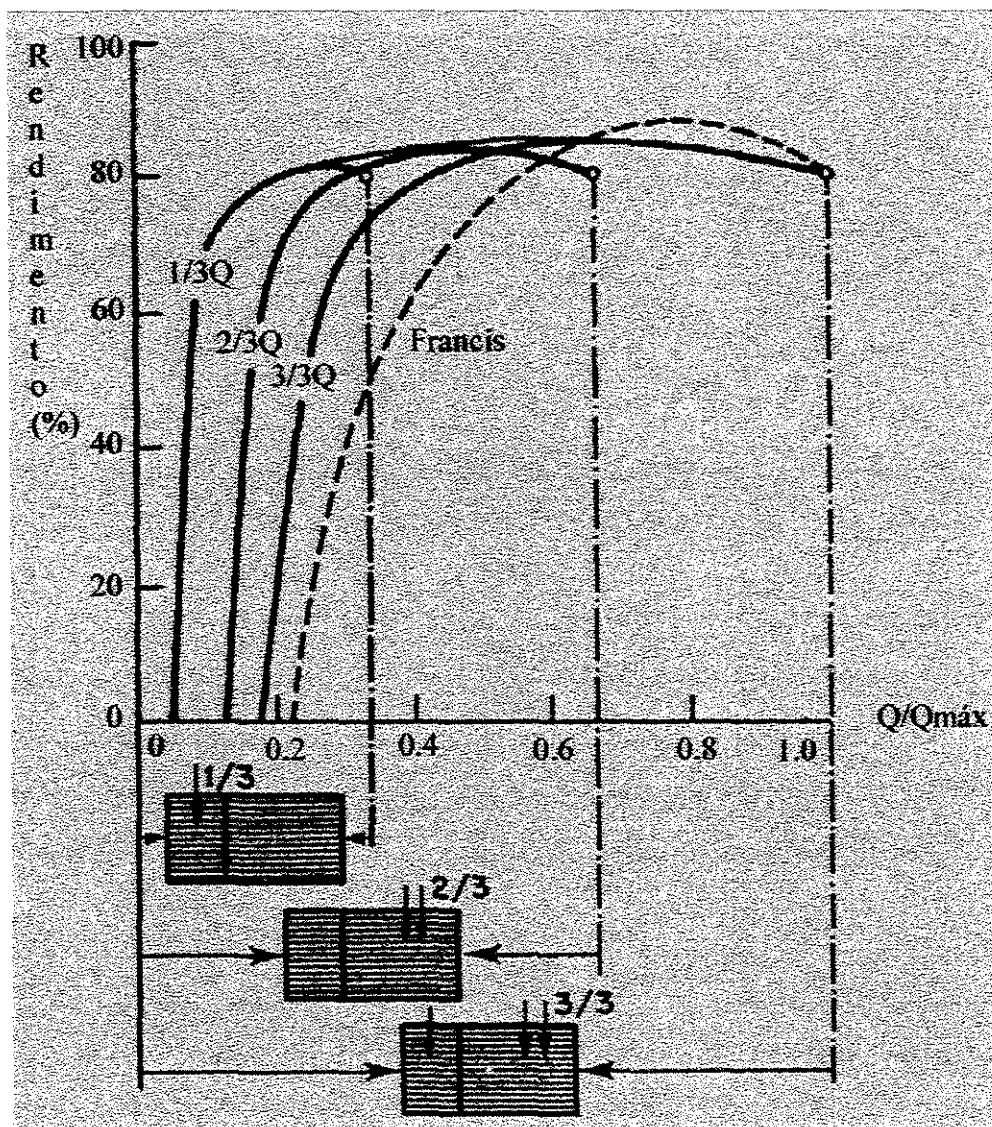


Figura 3.8 - Rendimento da turbina de Fluxo-Cruzado e turbina Francis para vazões parciais.
Fonte: Harvey (1993)

Citado por Khosrowpanah et al (1988), Shepherd (1956) demonstrou teoricamente que 72% da energia é transferida para o rotor no primeiro estágio; Varga (1959), investigou a variação da pressão estática ao longo do bocal de uma turbina de fluxo-cruzado, verificou a relação proposta por Banki entre a velocidade tangencial e a velocidade absoluta de escoamento resultando em um rendimento máximo. Haimerl (1960) afirma que a turbina de fluxo-cruzado não é uma perfeita turbina de impulso porque na saída do bocal a pressão é ligeiramente maior que a atmosférica. Johnson et al. (1983), estudaram efetivamente a construção de turbinas de fluxo-cruzado com novos materiais. Nakase et al. (1982) estudaram o efeito da forma do bocal e do tamanho sobre o rendimento da turbina de fluxo-cruzado; definiram uma variável, Tr e sugeriram entre aqueles valores estudados a relação mais conveniente para o bocal como sendo

$$Tr = \frac{S_0}{r_1 \times \lambda} \cong 0.26 \quad (3.1)$$

o limite máximo obtido em seus estudos para o valor de Tr , que é de 0.44.

Khosrowpanah et al (1988) mencionam ainda em seu trabalho que a maior parte dos intensivos trabalhos no desenvolvimento de turbinas de fluxo-cruzado talvez tenha sido feita por Ossberger (1981), pois produziu 7500 unidades nos últimos 60 anos.

Estudos experimentais foram realizados com a turbina de fluxo-cruzado, variando-se o número de aletas, o diâmetro do rotor e a variação do ângulo de entrada do escoamento após o bocal, resultando no máximo rendimento para algumas combinações de aumento de carga, de vazão, aumento do ângulo de entrada no rotor e no decréscimo na relação de diâmetros do rotor.

Equações foram sugeridas para a obtenção do número ótimo de aletas, buscando o máximo rendimento, e também para determinar a rotação específica da turbina de fluxo-cruzado, que é função unicamente da vazão e do ângulo de entrada no bocal.

Balje (1981), citado por Khosrowpanah et al (1988), mostrou que o máximo rendimento da turbina ocorre para uma relação de velocidades compreendida no intervalo de 0.4 a 0.5 para o primeiro estágio e uma relação mais elevada para o segundo estágio. Afirma ainda que 70% da energia é transferida no primeiro estágio e 30% no segundo estágio da turbina. As análises de Balje são baseadas sobre a entrada do

escoamento através de metade do rotor e a sua saída através da outra metade. O máximo rendimento teórico é especificado como sendo de 73% para turbinas de fluxo-cruzado sem o tubo de queda e de 82% com o tubo de queda.

Khosrowpanah et al (1988) ainda descrevem os fatores que afetam o rendimento da turbina de fluxo-cruzado, que seguem abaixo.

- **Relação de Velocidades**

O diagrama de velocidade de uma turbina de fluxo-cruzado dentro de um plano radial-tangencial é demonstrado na figura 3.9. A condição de máximo rendimento para uma turbina de fluxo-cruzado foi analisada por Sonnek (1923), que demonstrou seguramente ser obtido o máximo rendimento quando

$$\frac{U_1}{V_1} = \frac{1}{2 \times \cos \alpha_1} \quad (3.2)$$

onde a relação de velocidade $\frac{U_1}{V_1}$ pode ser expressa em termos da queda total e da velocidade de rotação do cilindro,

$$\frac{U_1}{V_1} = \frac{\pi \times D_1 \times n}{60 \times \sqrt{2 \times g \times H}} \quad (3.3)$$

- **Número de Aletas**

O número ótimo de aletas é importante no projeto do rotor para turbinas de fluxo-cruzado, sendo que seu uso em excesso faz com que aumentem as perdas, o peso do cilindro e o custo da turbina; também o uso excessivo de aletas na concepção do cilindro causam uma grande perda pela separação do escoamento na parte superior do cilindro.

Khosrowpanah (1984) obteve a seguinte expressão para se definir o número ótimo de aletas

$$\sigma = \frac{n}{2 \times \pi} \times \frac{D_1}{B} \times \left(1 - \frac{D_2}{D_1}\right) \times \frac{6 \times Q'}{\cos \beta_1 \times \sqrt{2 \times g \times \eta \times \lambda}} \quad (3.4)$$

A relação $\frac{D_2}{D_1}$ na equação (3.4) deve variar no pequeno intervalo de 0.66 a 0.69 de acordo com o trabalho teórico feito na turbina de fluxo-cruzado (Sonnek 1923).

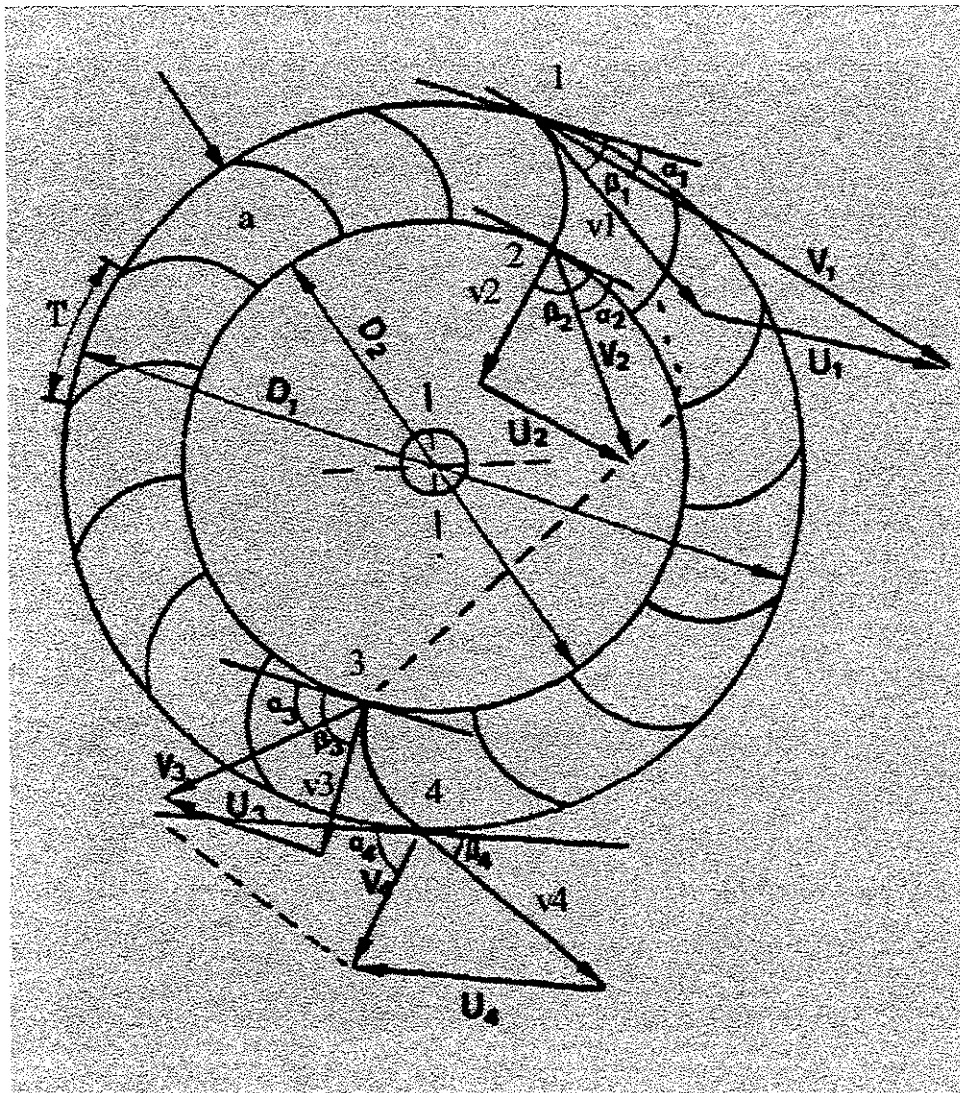
De acordo com Khosrowpanah et al (1988), Khosrowpanah e Warnick (1984), o estudo de turbinas homólogas pode ser feito através das relações unitárias

$$Q' = \frac{Q}{D_1^2 \times H^{\frac{1}{2}}} \quad (3.5)$$

$$N' = \frac{N_{Saída}}{D_1^2 \times H^{\frac{3}{2}}} \quad (3.6)$$

$$n' = \frac{n \times D_1}{H^{\frac{1}{2}}} \quad (3.7)$$

$$n_s = \frac{n \times N_{Saída}^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{5}{4}}} \quad (3.8)$$



**Figura 3.9 - Rotor da turbina de Fluxo-Cruzado
e diagrama de velocidades**
Fonte: Khosrowpanah et al (1998)

Estas constantes da turbina não são adimensionais, mas são parâmetros convencionais para descrever turbinas homólogas (Balje, 1981). Outros parâmetros como $\frac{D_1}{B}$ e o rendimento η são parâmetros importantes nos projetos e são utilizados na apresentação dos resultados.

Nos trabalhos de Khosrowpanah et al (1988), os bocais para todos os cilindros tinham o mesmo comprimento das aletas, mas o ângulo de abertura do bocal variando de 58°, 78° e 90°. Ângulos de entrada maiores não são recomendados sem o uso da pá diretriz (Ossberger 1981) e por esta razão não foram utilizados.

- **Efeito do Ângulo de Entrada do Bocal**

Com o ângulo de abertura do bocal aumentando de 58° para 90°, o rendimento máximo é crescente, sendo que o maior rendimento obtido foi para o ângulo de 90°. Para pequena abertura (58°) a pressão estática no topo do bocal é mais alta do que para grandes aberturas. Esta alta pressão no bocal reduz o rendimento porque o ângulo de ataque α , mostrado na figura 3.9, provavelmente é desviado do valor de projeto, como também observado por Nakase et al. (1982); sendo que uma grande parte do escoamento propaga-se por sobre as aletas. A variação do rendimento com o ângulo de abertura do bocal pode ser vista na figura 3.10.

- **Efeito da Relação de Velocidade**

A variação do rendimento com a relação de velocidade $\frac{U_1}{V_1}$ é apresentada na figura 3.10.

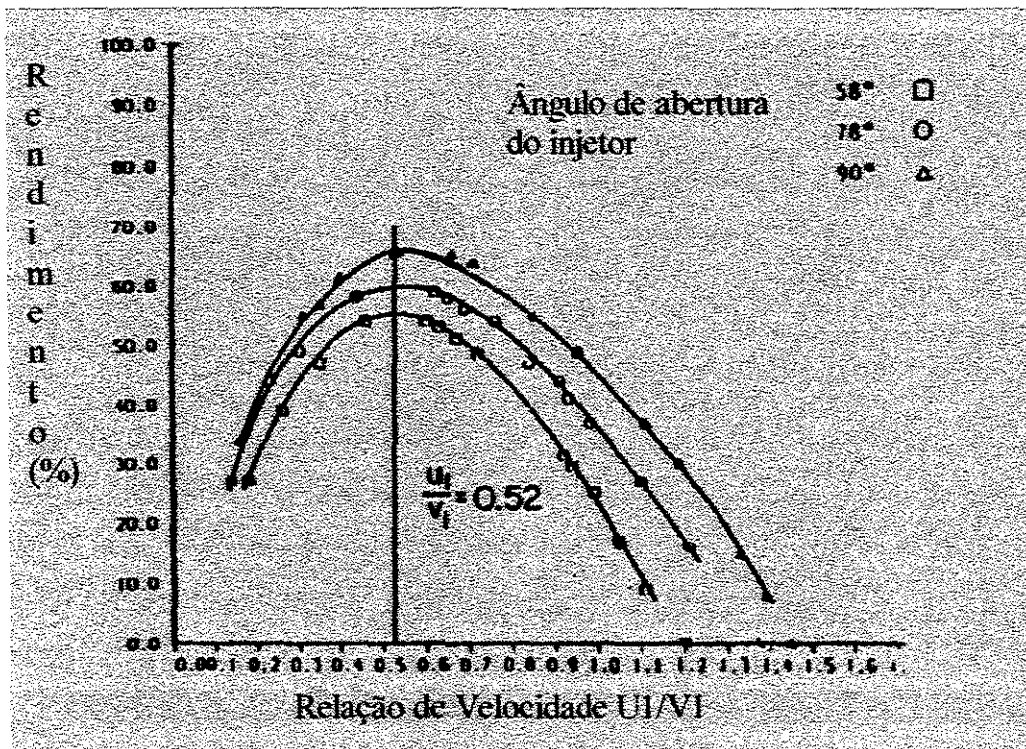


Figura 3.10 - Variação do rendimento com a relação de velocidade.
 Fonte: Khosrowpanah et al (1998)

Com um ângulo de ataque α_1 de 16° a equação 3.5 indica uma relação de velocidade de 0.52, que resulta em um máximo rendimento. O gráfico para $\frac{U_1}{V_1}=0.52$ é mostrado na figura 3.10. O máximo rendimento para os cilindros testados ocorrem aproximadamente para a relação de velocidade $\frac{U_1}{V_1}$ no intervalo de 0.53 a 0.54, o qual é muito próximo para o valor teórico de 0.52.

- **Efeito do Tamanho do Cilindro**

A redução do diâmetro do cilindro fez com que o rendimento da turbina diminuísse.

- **O Efeito do Número de Aletas**

Os resultados experimentais para diferentes tamanhos de cilindros com 20, 15 e 10 aletas, para uma vazão de $0.04 \text{ m}^3/\text{s}$ mostra que o máximo rendimento para estes cilindros com bocais de entrada com ângulos de 58° , 78° e 90° , ocorrem aproximadamente para 15 ou 16 aletas. Observações do modelo durante o escoamento no teste confirmam a pequena perda por separação para cilindros com 15 aletas. O número de aletas ótimo neste experimento é de aproximadamente 15 para um diâmetro do cilindro de 30,48 cm, o qual tem uma relação de aspecto de 2.0. A equação 3.4 propõe o número ótimo de aletas para alguns tamanhos de turbina.

- **Rotação Específica**

A análise dos dados indicou a rotação específica como sendo função do ângulo de entrada do bocal e da vazão unitária. Entretanto, as múltiplas análises de regressão linear conduziram a rotação específica a uma função constituída de variáveis dependentes, como o ângulo de entrada do bocal e a vazão unitária, e também com variáveis independentes, resultando

$$N_s = 6.67 - 18.85 \times \lambda + 24.34 \times Q' \quad (3.9)$$

para o cilindro de número 1 ($\frac{D_1}{B} = 1.0$) e

$$N_s = 9.44 - 6.34 \times \lambda + 25.07 \times Q' \quad (3.10)$$

para o cilindro de número 2 ($\frac{D_1}{B} = 2.0$).

A equação 3.10 pode ser aplicada a outros cilindros, sendo que a rotação específica previsivelmente ficará muito próxima dos valores medidos. Isto demonstram as observações feitas por Warnick (1984) quanto à rotação específica obtida em seus estudos, com a altura de queda variando dentro de um intervalo.

Desai e Aziz (1993) analisaram experimentalmente os parâmetros que influenciam o rendimento da turbina de fluxo-cruzado. Um total de 39 cilindros e 11 bocais foram testados em 75 diferentes combinações. As análises dos resultados indicam a influência dos diferentes parâmetros sobre o rendimento da turbina, indicando que, com cautelosa seleção dos parâmetros da turbina de fluxo-cruzado, o rendimento é elevado: 88.0%. As figuras 3.11 e 3.12 mostram os componentes essenciais da turbina.

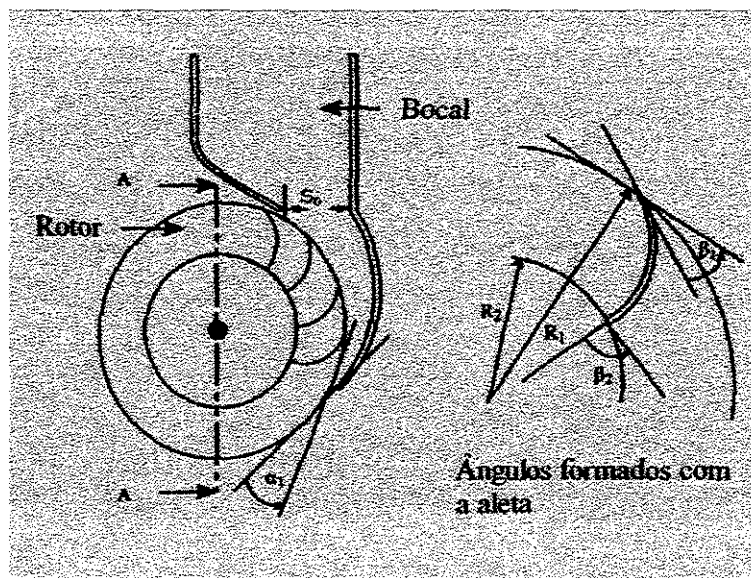


Figura 3.11 - Bocal, rotor e aleta de uma turbina de Fluxo-Cruzado.
Fonte: Desai e Aziz (1994)

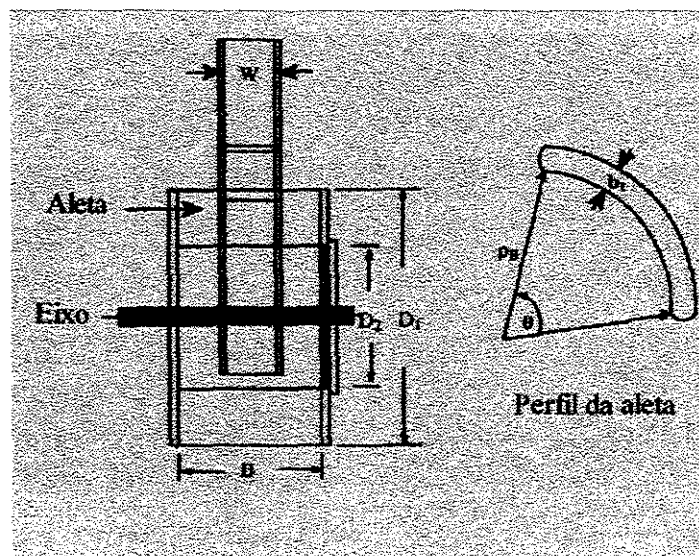


Figura 3.12 - Componentes principais da turbina de Fluxo-Cruzado.

Fonte: Desai e Aziz (1994)

Segundo Desai e Aziz (1993), apesar de todas as vantagens na simplicidade da fabricação, a turbina de fluxo-cruzado tem uma importante limitação, que é o seu rendimento, o qual é tido como no intervalo de 80-85% (Patzig 1987), quando comparada com o máximo rendimento de outros tipos de turbinas com rendimentos superiores a 90%. Turbinas Ossberger afirmam um pico de rendimento para a turbina de fluxo-cruzado de 87%. Fiuzat e Akerkar (1989) relatam um rendimento de 89% baseados em limitados experimentos. Além disso, em situações de baixa carga e altas vazões, a turbina de fluxo-cruzado requer uma unidade de grandes dimensões quando comparada a outros projetos, a qual usualmente indica um aumento de velocidade crescente diminuindo o rendimento em 1 e 2% e aumentando a manutenção requerida (Makansi 1983). A razão para o máximo rendimento de uma turbina de fluxo-cruzado ser relativamente baixo, comparado com outros tipos de turbina está na deficiente transferência de energia entre a água e as aletas das turbinas.

A expressão fundamental para o máximo rendimento $\eta_{\text{máx}}$ em uma turbina de fluxo-cruzado foi obtida por Donat Banki (Mockmore and Merryfield, 1949) como sendo

$$\eta_{\text{max}} = \cos^2 \alpha_1 \quad (3.11)$$

indicando que α_1 possibilita encontrar o máximo rendimento. De acordo com Mockmore e Merryfield (1949), Banki sugere que o ângulo esteja na ordem de 16° . Interessantemente, desde tempos atrás no desenvolvimento até 1980, trabalhos experimentais utilizaram somente este valor, sem testar outros ângulos de ataque. Nakase et al. (1982) testaram um ângulo de ataque ligeiramente menor, de 15° , e Fiuzat e Akerkar (1989) fizeram mudanças nos valores do ângulo de ataque, com 16° , 20° e 24° . Estes testes indicaram que o ângulo de ataque de 24° produziu maior rendimento na turbina de fluxo-cruzado do que os com 16° e 20° . Da mesma maneira, não há consenso sobre o efeito do número de aletas sobre o rendimento na turbina de fluxo-cruzado. Khosrowpanah et al (1988) conduziram o primeiro estudo sobre o número de aletas (10, 15, e 20 aletas) e concluiu que cilindros com 15 aletas são mais eficientes que outros cilindros. Nakase et al (1982) testaram o impacto de 26 aletas, e Varga (1959) testou cilindros com 30 aletas. Nenhum destes experimentos chegou à conclusão de qual seria o número de aletas que produziria o melhor rendimento.

Além disso, não há literatura disponível sobre a influência da relação do rotor com a largura do bocal, entretanto, existe a expansão da corrente de fluxo do jato de água. Os resultados obtidos por Desai e Aziz (1994), através da técnica de otimização utilizada para obter os parâmetros favoráveis ao máximo rendimento e quantificar suas influências, foram que o máximo rendimento da turbina de fluxo-cruzado tende a decrescer com o aumento do ângulo de ataque na entrada do primeiro estágio no intervalo de 22° a 32° , e que o aumento no número de aletas de 15 para 30 tem uma influência favorável sobre o rendimento da turbina de fluxo-cruzado. Isto é atribuído à melhora de transferência de energia entre o jato de água e as aletas da turbina, sendo que o número ótimo de aletas ainda é um assunto para estudos futuros. Há uma pequena

redução no máximo rendimento da turbina de fluxo-cruzado com o aumento da relação de diâmetro no intervalo de 0.60 a 0.75, porque um aumento na relação de diâmetros leva para um decréscimo na força nas aletas devido ao impacto do jato de água e, portanto, um decréscimo na transferência de energia, consequentemente um decréscimo no rendimento. Sendo o bocal e o rotor da mesma largura, há uma perda de água através de uma fenda entre o bocal e o cilindro; isto se deve à obstrução causada pelo cilindro no escoamento da água. Quando há expansão da corrente de fluxo ocorrem três fenômenos simultâneos: uma contribuição para a transferência de energia da água, que de outra maneira seria perdida; consumo de energia para vencer um momento de inércia relativamente grande do rotor da turbina devido ao mesmo ser relativamente maior; para $\frac{B}{W}$ igual a 1.5 é melhor que 1.

Um pequeno valor do ângulo de saída no primeiro estágio causa ao jato de água uma deflexão longe do centro do eixo, levando para um alto momento lateral. Desta maneira o ângulo de 55° resulta em um maior rendimento que o ângulo de 90°.

Totapally e Aziz (1994), concluíram em seus trabalhos que, devido ao elevado número de parâmetros que afetam o rendimento da turbina de fluxo-cruzado, torna-se difícil determinar a influência de todos os parâmetros com números limitados de modelos em laboratório.

O rendimento obtido é maior para algumas combinações da relação entre largura do bocal e rotor, chegando a ser comparável com o da roda Pelton e a turbina Francis. Baseados nestes estudos, a turbina de fluxo-cruzado apresentou um rendimento mais elevado com a utilização de bocais mais estreitos que o rotor da turbina, com ângulos de ataque entre 22° e 24°, com um número de aletas próximo de 35. Com o aumento do número de aletas acima de 35, o rendimento decresce. Portanto, pode-se assumir este valor como o número de aletas ótimo. Isto contraria Khosrowpanah's (1984). A coincidência ocorre com o número máximo de aletas usado pela Ossberger (1993).

Desai e Aziz (1994), usaram um máximo de 30 aletas e obtiveram um rendimento elevado para cilindros com número elevado de aletas. O decréscimo no máximo rendimento devido a um aumento no número de aletas acima do número ótimo

pode ser atribuído a vários fatores, entre os quais, a redução na passagem por entre as aletas.

Para rotores com pequena relação de diâmetros, têm-se as aletas estendendo-se em direção ao centro do rotor, com isso a maior parte do jato do bocal entra por entre as aletas e é transportado para muito longe tangencialmente. Somente uma fração do total forma o fluxo-cruzado e, em consequência, o rendimento da turbina é reduzido. Em seus trabalhos, verificaram também a existência de perdas através dos espaços entre o rotor e o bocal.

Fiuzat e Akerkar (1991) concluíram em seus trabalhos que a contribuição do segundo estágio no total da energia no eixo da turbina de fluxo-cruzado é menos que 45% para o bocal de entrada com ângulo de 90° , e menos que 41% para um bocal de entrada com 120° .

Estas relações são consideravelmente diferentes dos valores teóricos dados pelas pesquisas anteriores. Para um ângulo de entrada do bocal de 90° , é maior o fluxo cruzado, resultando em um alto rendimento para ambos estágios da turbina.

Estas conclusões indicaram haver uma significativa influência do segundo estágio no rendimento global da turbina. Uma maneira para melhorar o rendimento da turbina seria aumentar o fluxo atravessando na zona de fluxo cruzado. Isto não só aumentará o rendimento do primeiro estágio (desde que as lâminas foram projetadas para este tipo de padrão de fluxo) mas também aumentará o rendimento global da turbina devido ao trabalho realizado pelo segundo estágio. O fluxo, cruzando uma única vez o cilindro é chamado de anti-cruzamento e é demonstrado na figura 3.13.

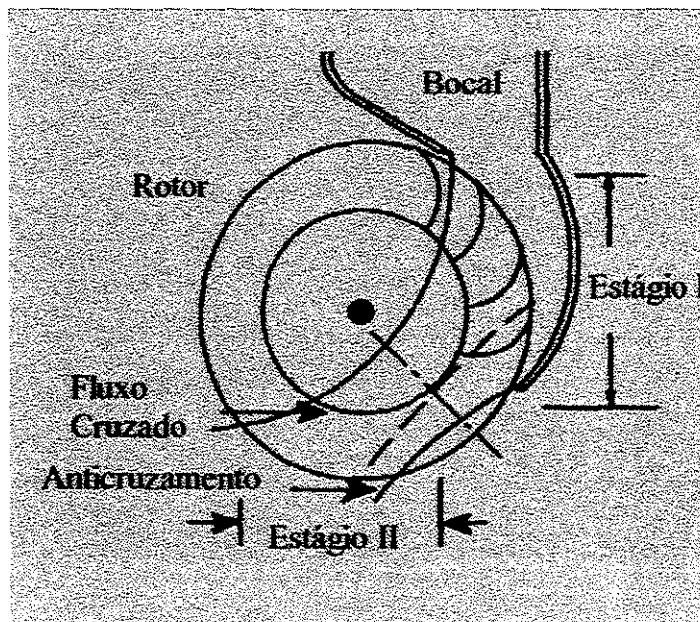


Figura 3.13 - Fluxo padrão na turbina de Fluxo-Cruzado
Fonte: Desai e Aziz (1994)

Tiago, G. L. (1987), dimensionou um protótipo que foi ensaiado no Laboratório Hidromecânico para Engenharia do Produto - LHEP, na Escola Federal de Engenharia de Itajubá. O protótipo genuinamente nacional apresentou inicialmente um rendimento total máximo de 61% e após algumas correções chegou a 73%; foi projetado utilizando-se de materiais a baixo custo, constituído de chapa de aço carbono 1020, chapas de acrílicos transparentes, eixo de aço carbono 1020, mancal de rolamentos e vários tipos de parafusos galvanizados. O trabalho foi desenvolvido de forma a ser executado de maneira simples, permitindo assim ser a turbina fabricada em locais com máquinas pouco sofisticadas. A figura 3.14 ilustra o protótipo ensaiado.

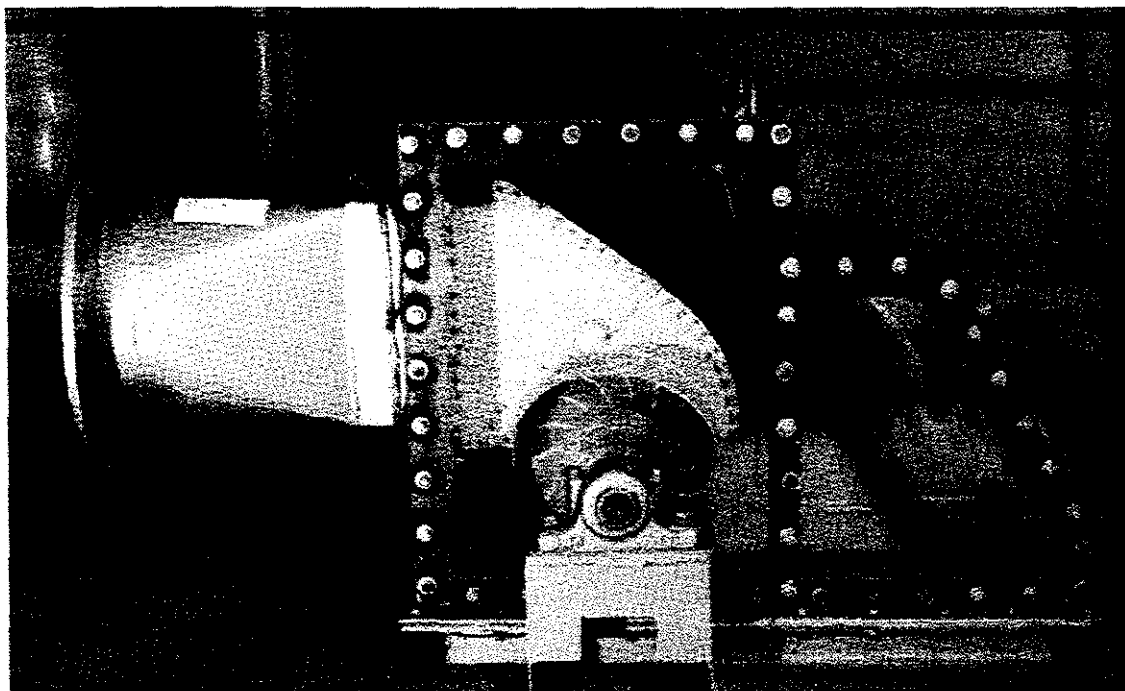


Figura 3.14 - Turbina Michell-Banki ensaiada no LHEP
Fonte: Publicação do LHPCH

O ensaio realizado com o protótipo teve a finalidade de verificar se a turbina atenderia às expectativas de projeto, determinar as perdas e localizar falhas que possam ocorrer na máquina. Como resultado dos ensaios, foram obtidos os Campos Básicos de Funcionamento e foram construídos os campos básicos de funcionamento em grandeza unitárias. Também foi realizada uma padronização da turbina Michell-Banki, onde os campos de aplicação para várias turbinas se completam, cobrindo assim todo o campo de aplicação previsto para este tipo de turbina.

A International Water Power & Dam Construction (1997) apresenta uma relação de companhias que utilizaram diversos tipos de turbina em alguns países para

aproveitamento hidroelétrico, dentre essas são apresentadas na tabela 3.2 as que utilizaram a turbina Michell-Banki e suas características.

**Tabela 3.2 - Exemplos de aproveitamentos
hidroelétricos utilizando turbinas Michell-Banki.**

| Companhia | País | Data | Capacidade MW | Rotor (D) (mm) | H Máximo (m) | Rotação (RPM) |
|------------------|-------------|-------------|--------------------------|---------------------------|-------------------------|--------------------------|
| IMPSA | Bolívia | 7/94 | 0.01 | 245 | 25 | 820 |
| IMPSA | Itália | 5/94 | 0.03 | 306 | 15 | 506 |
| Orengine Srl | Argentina | 2/95 | 0.7 | 550 | 56 | 600 |
| Orengine Srl | Itália | 5/95 | 0.5 | 410 | 80 | 1000 |
| Orengine Srl | Itália | 7/95 | 0.1 | 350 | 22 | 600 |
| Orengine Srl | Itália | 7/96 | 0.1 | 335 | 62 | 1000 |
| Orengine Srl | Itália | 10/94 | 0.36 | 650 | 23.6 | 320/1000 |
| Orengine Srl | Itália | 1/95 | 1.1 | 550 | 87.6 | 750 |
| Orengine Srl | Itália | 7/94 | 0.2 | 450 | 25.6 | 500 |
| Orengine Srl | Itália | 7/96 | 0.9 | 335 | 66 | 1000 |
| Orengine Srl | Itália | 12/94 | 0.36 | 700 | 15.9 | 250/1000 |
| Orengine Srl | Itália | 4/96 | 0.4 | 360 | 170 | 1500 |

Fonte: Water Power & Dam Construction (1997)

Harvey (1993) propõe em linhas gerais um pré dimensionamento para a turbina de fluxo-cruzado, onde a vazão Q deve ser utilizada em m^3/s e a carga H em metros. Utilizando algumas relações pode ser obtida uma aproximação para as dimensões das partes físicas com as dimensões dadas em metros.

Para o cálculo aproximado do diâmetro do rotor adota-se uma rotação e utiliza-se a seguinte expressão

$$D_{Rotor} = 40 \frac{\sqrt{H}}{RPM_{Turbina}} \quad (3.12)$$

onde o número 40 possui a dimensão $m^{\frac{1}{2}} RPM$ para H em m.c.a.

A espessura do jato fica usualmente entre um décimo e um quinto do diâmetro do rotor. Esta é a melhor relação para sua fabricação, a qual depende ou não do controle de vazão nas aletas.

$$t_{Jato} = 0.1 D_{Rotor} \quad (3.13)$$

Estimada a espessura do jato, o comprimento aproximado do rotor pode ser baseado na equação de descarga de orifícios, com o comprimento do rotor proporcional à largura do jato

$$Q = A_{Bocal} \sqrt{2gH} \quad (3.14)$$

$$Q = t_{Jato} \times L_{largura} \times \sqrt{2gH} \quad (3.15)$$

portanto

$$L_{Rotor} = \frac{Q}{t_{Jato} \sqrt{2gH}} \quad (3.16)$$

3.3 Escolha de Turbinas

Segundo Monition e Roux (1984), do ponto de vista hidromecânico, a carga é o fator mais importante para se determinar o tamanho e o tipo de turbina a ser utilizada. As turbinas hidráulicas são classificadas em famílias, e caracterizadas pela rotação específica como mostra a figura 3.15. Também podem ser classificadas de acordo com o tamanho utilizando uma dimensão linear, como o diâmetro. As curvas de rendimento para as famílias de turbinas variam com a rotação específica, como mostra a figura 3.16.

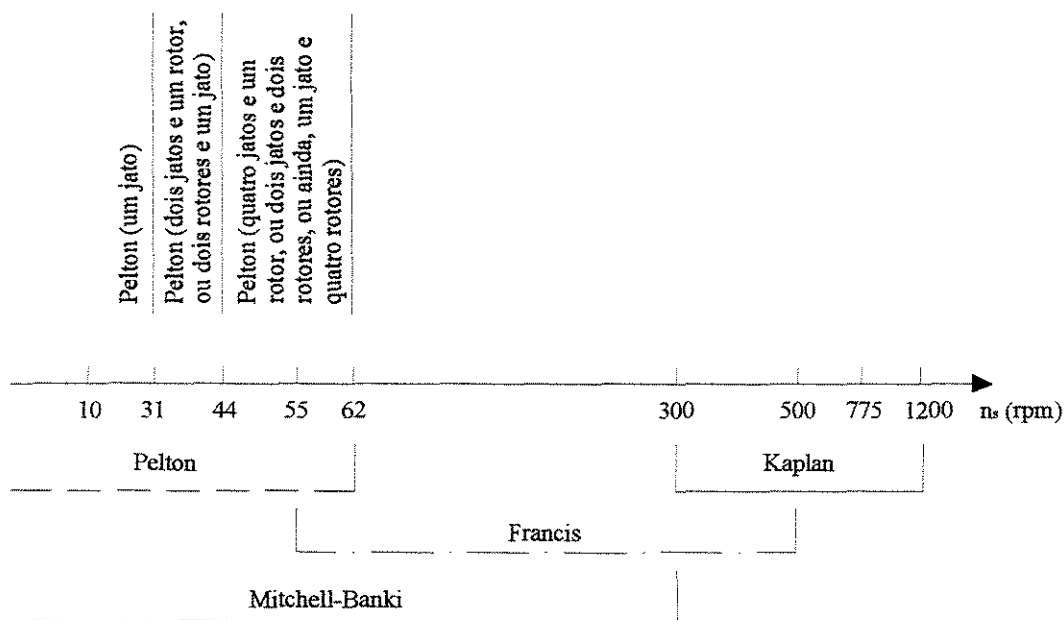


Figura 3.15 - Intervalos normais de operação de diferentes turbinas em função da rotação específica
Fonte: Monition e Roux (1984)

Conforme Krivchenko (1986), a rotação específica n_s é determinada para o ponto de maior rendimento, especificando totalmente as propriedades da turbina, como a forma do rotor. Para alguns tipos de turbina é apresentado o intervalo de rotação específica na tabela 3.3.

Tabela 3.3 - Intervalos de rotação específica para diferentes tipos de turbinas

| Tipos de Turbinas | Intervalos de Rotação Específica em RPM |
|---|--|
| Fluxo Axial com pás ajustáveis (Kaplan) | 450 - 1200 |
| Fluxo Misto com pás ajustáveis | 300 - 500 |
| Fluxo Axial-Radial (Francis) | 80 - 400 |
| Impulso (Pelton) | 10 - 50 |

Fonte: Krivchenko (1986)

De acordo com Monition e Roux (1984), a escolha de um tipo de máquina resulta da análise de vários fatores, tal como problemas de cavitação, facilidades de manutenção, adaptação a grandes variações de vazões e, em última instância, a seleção do tipo apropriado para cada carga é feita com base em experiências do passado. Análises estatísticas mostram no gráfico logarítmico da figura 3.17, que várias famílias de turbinas formam curvas paralelas. Infelizmente, estes dados estatísticos não estão disponíveis para turbinas Michell-Banki, sendo que a curva no gráfico da figura 3.17 foi feita com base em poucos dados disponíveis, servindo apenas como uma diretriz.

O gráfico do rendimento para as famílias, figura 3.16, e as dimensões da instalação permitem calcular, em uma eventual análise, a potência, tomando em conta a vazão e suas flutuações. Deve ser considerado que o aumento nas instalações resulta em um aumento no custo das instalações civis.

O abandono da exploração de hidroelétricas de baixa e média potências, consideradas pouco econômicas quando comparadas com as termelétricas, não fez com que os fabricantes de turbinas deixassem de desenvolver a necessária tecnologia para turbinas. Isto devido ao aproveitamento de fontes de alta potência, onde em alguns

casos, os projetos mereceram uma atenção especial e projetos específicos para cada máquina. Este procedimento não é aplicável em fontes de energia de baixa potência, onde é necessário um projeto de baixo custo, que utilize um capital mínimo e tenha um custo de manutenção também mínimo para o período máximo de operação. Sendo assim, vários fabricantes de turbinas desenvolveram unidades padronizadas para pequenos aproveitamentos hidroelétricos.

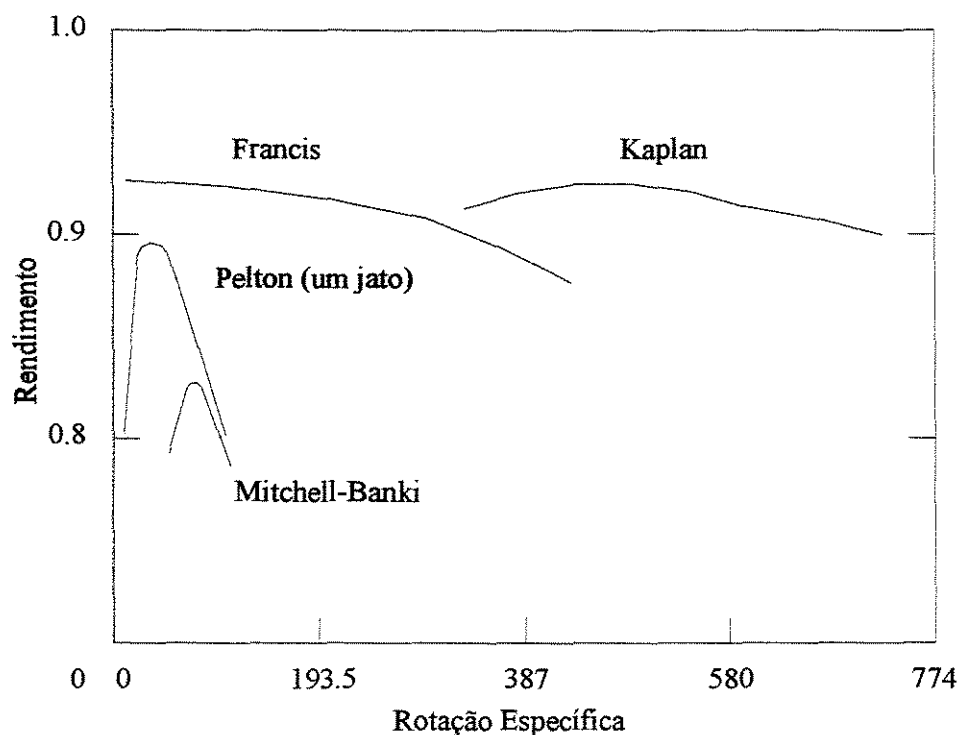


Figura 3.16 - Variação do rendimento de diferentes famílias de turbinas com a rotação específica.
Fonte: Monition e Roux (1984)

Estes projetos são baseados na utilização de recentes pesquisas em turbinas, que tiveram por objetivo o fornecimento de equipamentos eletromecânicos compactos, prontos para serem instalados e operados, projetos hidráulicos simples, utilizando componentes padrões para redução do custo e tempo de entrega, vendas mundiais com serviços de assistência técnica.

Estas considerações são aplicáveis para potências abaixo de 2000 KW . Para potências acima de 2000 KW, projetos individuais de unidades hidroelétricas devem ser considerados. Grandes fabricantes têm se concentrado principalmente sobre baixas cargas, onde a solução, muitas vezes adotada por razões de simplicidade mecânica, tem sido o desenvolvimento de pás ajustáveis em um intervalo de diâmetros padrões.

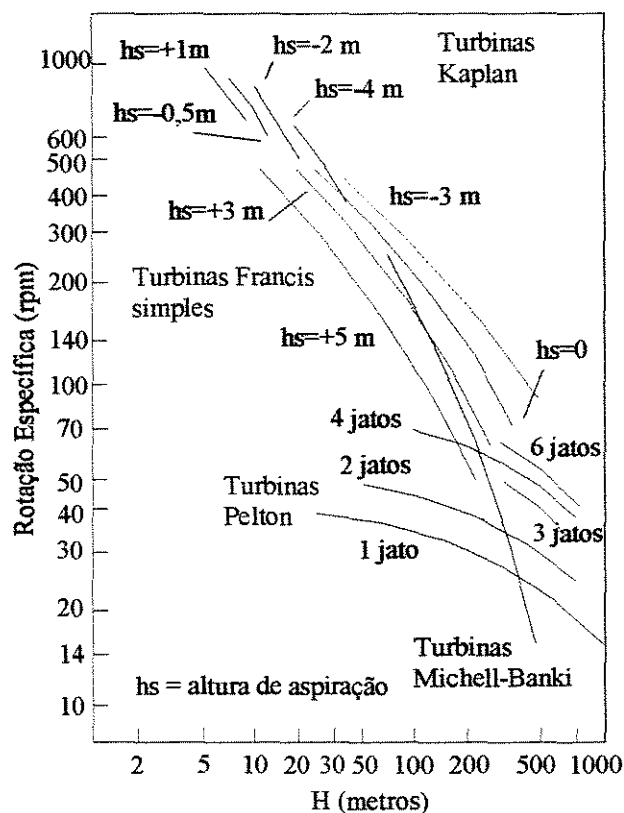


Figura 3.17 - Relação entre carga e rotação específica para diferentes famílias de turbinas
Fonte: Monition e Roux (1984)

Turbinas padrões podem ser utilizadas mais facilmente em instalações com potências acima de 100 kW, com cargas entre 1 e 400m e para intervalos de vazão entre 0.1 e 20 m³/s.

Os tipos padrões de turbinas utilizadas para um amplo intervalo de carga que varia de 1 a 400 m, com raras exceções até 800 m são, para baixas quedas, a Hélice (ou Kaplan); para quedas médias, a Francis; e para altas quedas, a Pelton. Turbinas Michell-Banki são utilizadas para um intervalo de queda razoavelmente extenso; para intervalos de quedas muito baixos utilizam-se também turbinas a hélice.

De acordo com Krivchenko (1986), turbinas de fluxo axial (Kaplan) são máquinas utilizadas em pequenas quedas, compreendidas no intervalo de 1 a 70 metros. As pás, que variam de 4 a 8, podem ter seus ângulos ajustáveis, que é o caso da turbina Kaplan, porém implicando em projetos de maior complexidade que as turbinas a hélice, que não possuem pás ajustáveis.

As turbinas de fluxo misto são as que mais foram desenvolvidas nas últimas décadas, e diferem da turbina de fluxo axial em que as pás do rotor são montadas com um ângulo com o eixo de rotação de 45° a 60°.

Turbinas axial radial (Francis), são utilizadas em cargas médias, variando de 40 a 700 metros. O rotor consiste de 12 a 17 aletas formando um anel. As aletas são rigidamente fixadas a uma coroa, dando a rigidez necessária ao rotor.

Turbinas Pelton operam sob elevadas quedas, acima de 400 metros. Os principais componentes da turbina são o bocal, abastecido por uma tubulação forçada, e o rotor, o qual é fixo a um eixo, tendo a característica de girar no ar. O rotor é constituído de um disco com conchas que variam de 12 a 40. A capacidade da turbina Pelton é regulada pela variação da taxa de fluxo que incide nela. O controle é feito pela agulha do bocal.

Turbinas de fluxo radial axial podem operar satisfatoriamente sob cargas de 20 metros; turbinas Pelton podem ser submetidas a cargas de 150 metros. Alguns tipos de turbinas podem ser utilizados para a mesma carga. Para cargas de 50 metros, turbinas de fluxo axial, fluxo misto e radial axial podem ser empregadas. A escolha da solução ótima é feita com base em comparações de operação e dados de custos de várias alternativas possíveis.

Turbinas consideradas pequenas possuem o diâmetro do rotor variando de 35 a 225 cm, sendo que quando são utilizadas sob baixa queda, o eixo da turbina é conectado ao gerador através de engrenagens com ampliação da rotação. Para cargas acima de 10 metros, pode ser utilizada a turbina de fluxo duplo, ou Banki. O gráfico da figura 3.18 mostra a aplicação de diferentes turbinas e cargas.

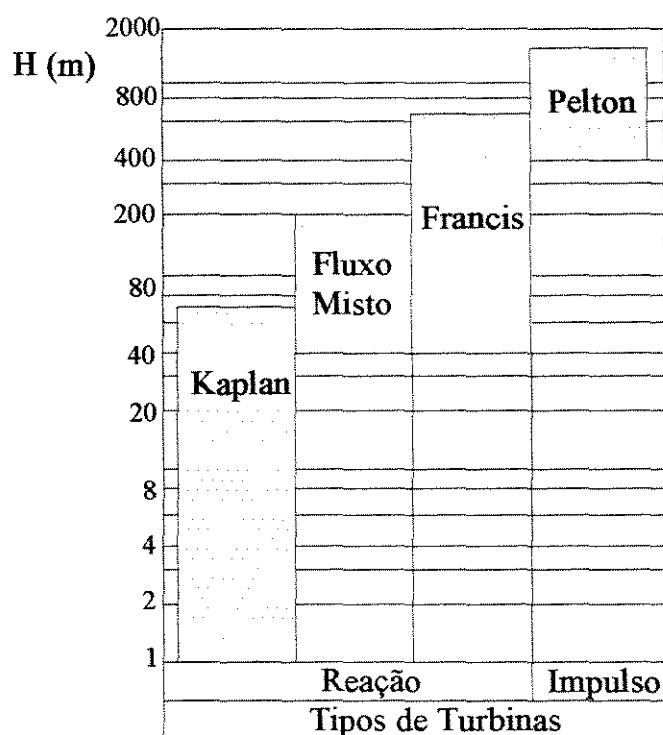


Figura 3.18 - Aplicação de diferentes tipos de turbinas em função da carga
Fonte: Krivchenko (1986)

3.3.1 Rotação Específica e a Seleção de Máquinas

Para um rotor com rotação constante e com carga e vazão conhecidas, pode-se calcular a rotação específica determinando-se através do gráfico da figura 3.15 o tipo de turbina a ser instalada. Esta operará no sistema no seu ponto de maior rendimento.

Alta rotação específica implica em tamanho menor, pois se a semelhança existe entre duas máquinas, a potência variará com a rotação ao cubo. A mesma potência pode assim ser obtida em uma máquina pequena geometricamente semelhante se operando com alta rotação. Altas rotações elevam a rotação específica.

Assim, em geral, para uma dada condição, é desejável a escolha de uma máquina com alta rotação específica, pois assim o tamanho da máquina será pequeno e consequentemente o seu custo também.

O máximo rendimento e o rendimento a cargas parciais tendem a aumentar com a rotação específica aumentando, passando por um valor máximo e em seguida começa a decrescer.

Harvey (1993) indica os custos de vários tipos de turbinas variando com o tamanho da turbina em intervalos de máximo e mínimo do valor esperado. A tabela 3.4 apresenta o custo destas turbinas em US\$.

Tabela 3.4 - Custo de turbinas em unidades de US\$1000

| Potência no eixo em CV | Michell- Banki | Francis | Pelton - Jato simples | Pelton - Multi-jato | Hélice |
|---------------------------------------|---------------------------|----------------|----------------------------------|--------------------------------|---------------|
| 2.7 | 1 - 2 | 4 - 6 | 1 - 4 | 1 - 3 | 4 - 6 |
| 6.8 | 2 - 6 | 8 - 10 | 2 - 8 | 2 - 6 | 8 - 10 |
| 13.6 | 2 - 10 | 15 - 20 | 2 - 15 | 2 - 10 | 15 - 20 |
| 27.2 | 3 - 14 | 20 - 30 | 3 - 20 | 3 - 15 | 20 - 30 |
| 68 | 5 - 30 | 25 - 70 | 5 - 50 | 5 - 30 | 25 - 70 |
| 136 | 30 - 50 | 40 - 100 | 40 - 80 | 15 - 60 | 40 - 100 |
| 204 | 50 - 80 | 60 - 120 | 60 - 100 | 30 - 80 | 60 - 120 |

Fonte: Harvey (1993)

3.4 Outros Dispositivos de Recalque

Quedas d'água ao longo do percurso de rios e ribeirões podem ser aproveitadas para a obtenção de energia. Muitas vezes, estes aproveitamentos são utilizados através do acoplamento de rodas d'água a máquinas estacionárias, cujo objetivo é a geração de eletricidade e ou o recalque de água para reservatórios elevados. O carneiro hidráulico é outro dispositivo utilizado para o recalque de água.

Uma característica destes dois dispositivos é a baixa vazão de recalque que os inviabilizam para sistemas que exijam vazões e pressões mais elevadas.

3.4.1 Rodas D' água

De acordo com Mialhe (1980), as rodas d'água são máquinas de porte relativamente grande e apresentam rendimento relativamente baixo. Podem apresentar-se como "rodas de cima" quando a água escoar pela parte superior da roda, sendo denominadas como "de nível" ou "gravidade"; quando a água escoar por meio de um bocal disposto tangencialmente à roda é denominada "mista", onde há o aproveitamento da energia de posição e da energia cinética. As "rodas de baixo", como o próprio nome indica, recebem a água pela parte de baixo, são montadas sobre flutuadores e colocadas no meio da correnteza de córregos ou ribeirões. A figura 3.19 mostra uma roda d'água em funcionamento.

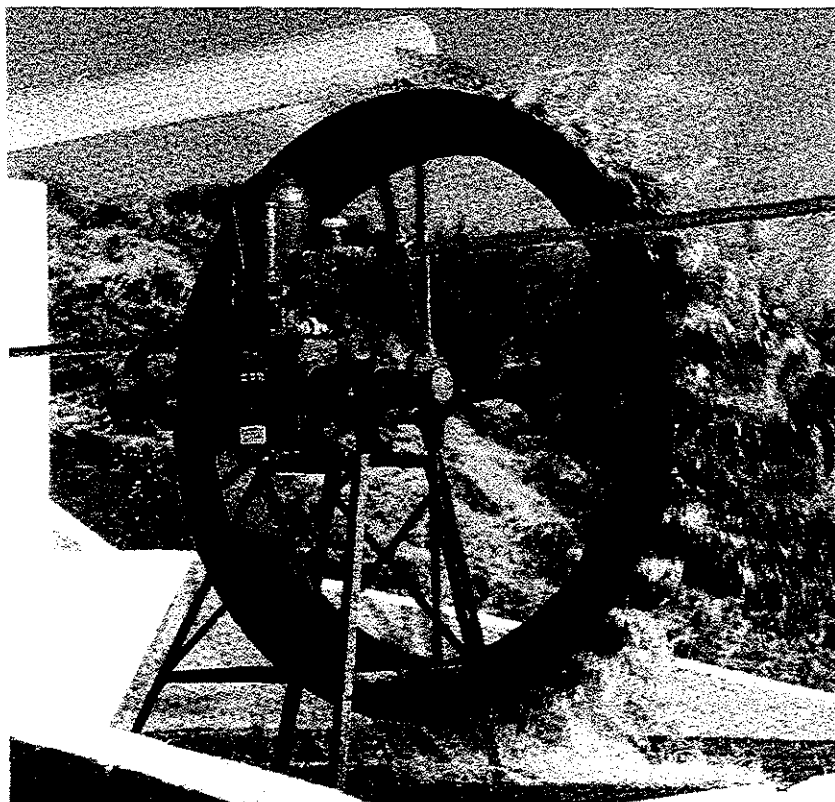


Figura 3.19 - Roda d'água em funcionamento
Fonte: Manual técnico da Rochfer

De acordo com o manual técnico da Rochfer, estas rodas d'água são acopladas a bombas de pistão com a finalidade de formarem um conjunto para recalque. Estas bombas permitem o ajuste do curso do pistão, o que resulta em capacidades diferentes de bombeamento. Isto faz com seja possível a sua instalação em diferentes condições quanto à vazão disponível para o acionamento da roda e altura de elevação. Na tabela 3.5 é apresentada a vazão bombeada conforme a rotação da roda e o curso dos pistões. A tabela 3.6 apresenta a vazão mínima para o acionamento da roda em função do curso dos

pistões e do desnível. O manual técnico informa que geralmente a rotação média da roda fica em torno de 30 RPM.

Tabela 3.5 - Vazão bombeada em l/s em função da rotação e do curso dos pistões

| RPM da Roda | | | | |
|-------------------|--------|--------|--------|--------|
| Curso dos Pistões | 20 RPM | 30 RPM | 40 RPM | 50 RPM |
| 8 | 0,104 | 0,156 | 0,208 | 0,260 |
| 7 | 0,092 | 0,138 | 0,185 | 0,231 |
| 6 | 0,081 | 0,121 | 0,162 | 0,202 |
| 5 | 0,069 | 0,104 | 0,138 | 0,173 |
| 4 | 0,057 | 0,086 | 0,115 | 0,144 |
| 3 | 0,046 | 0,069 | 0,092 | 0,115 |
| 12 | 0,300 | 0,451 | 0,601 | 0,752 |
| 11 | 0,266 | 0,399 | 0,532 | 0,665 |
| 10 | 0,231 | 0,347 | 0,462 | 0,578 |
| 9 | 0,196 | 0,295 | 0,393 | 0,491 |

Fonte: Manual técnico da Rochfer

Tabela 3.6 - Vazão mínima para o acionamento da roda em l/s

| Recalque (m) | Curso dos Pistões | | | | | | | | | |
|-------------------------|--------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|-----------|-----------|-----------|----------|
| | 8 | 7 | 6 | 5 | 4 | 3 | 12 | 11 | 10 | 9 |
| 10 | 2 | 1,7 | 1,5 | 1,2 | 1 | 0,8 | 6 | 6 | 5 | 5 |
| 20 | 3 | 2,6 | 2,2 | 1,8 | 1,5 | 1,1 | 7 | 7 | 6 | 6 |
| 30 | 4 | 3,5 | 3 | 2,5 | 2 | 1,5 | 9 | 8 | 7 | 7 |
| 40 | 5,5 | 4,5 | 4 | 3 | 2,5 | 2 | 11 | 10 | 9 | 9 |
| 50 | 7 | 6 | 5 | 4 | 3 | 2,5 | 13 | 12 | 11 | 11 |

Fonte: Manual técnico da Rochfer

Conforme McGuidan, D. (1979), frequentemente o rendimento da roda é grosseiramente exagerado, sendo que usualmente fica entre 60 e 65% para as "rodas de cima", apresentando o intervalo de rotação entre 6 e 20 RPM, que é uma das suas principais desvantagens. Como vantagens existem a baixa manutenção e pouca variação no seu rendimento em função das flutuações de vazão, se comparada com as turbinas Francis e a Hélice com pás não ajustáveis. As "rodas mistas" têm um rendimento da ordem de 50 a 60%, enquanto que as "rodas de baixo" apresentam um rendimento abaixo de 25%.

3.4.2 Carneiro Hidráulico (aríete hidráulico)

De acordo com Mialhe (1980), o carneiro hidráulico recalca água aproveitando o aumento de pressão devido ao efeito denominado "golpe de aríete". Foi inventado em 1796 por um cientista francês, Jacques E. Montgolfier.

Seu princípio de funcionamento é baseado na condução de uma certa massa de água posicionada a uma altura h . Esta massa de água conduzida por uma tubulação de admissão chega ao aríete promovendo um fluxo de vazão q , que é recalcado a uma altura H e outro fluxo q_1 que se perde na válvula de escape.

Ao se abrir a válvula de escape, a água conduzida no tubo de admissão escoar com velocidade crescente, sendo que desta forma a válvula de escape é forçada a se fechar. Em um certo momento esta válvula se fecha bruscamente e a interrupção do fluxo de alta velocidade provoca o fenômeno denominado "golpe de aríete", que tem por característica o aumento repentino da energia de pressão. Isto faz com que abra-se a válvula de recalque permitindo que uma porção de água penetre na campânula comprimindo o ar; estabelece-se o equilíbrio da pressão no tubo de admissão e a válvula da campânula fecha-se, sendo estabelecido agora o equilíbrio da pressão do ar com aquela do recalque, baseada numa certa quantidade de água. No tubo de admissão forma-se um vácuo relativo quando uma certa quantidade de ar é aspirada através da válvula de admissão de ar. Com a depressão ocorre também a abertura da válvula de escape. A partir deste ponto começa um novo ciclo no funcionamento do carneiro hidráulico. A figura 3.20 ilustra as partes constituintes de um carneiro hidráulico e a figura 3.21 ilustra a instalação de um carneiro hidráulico.

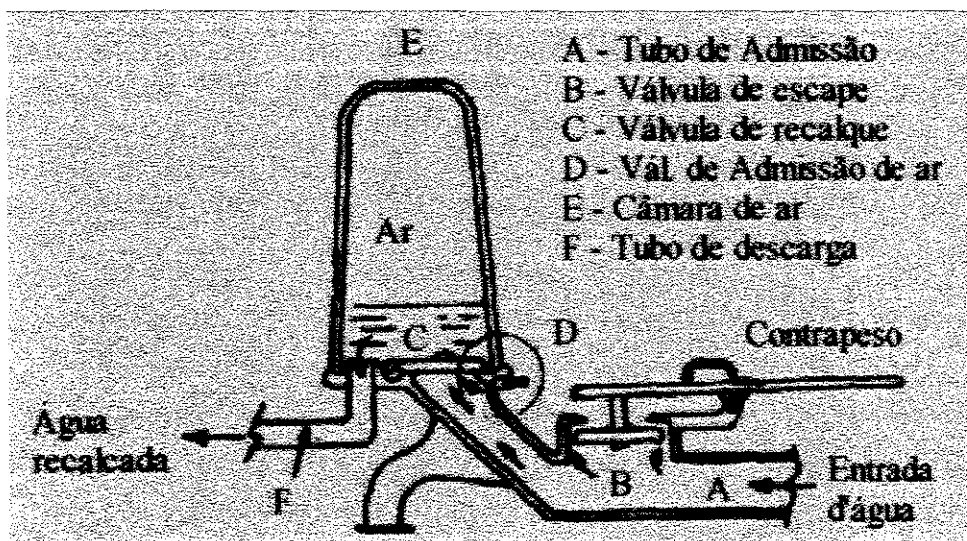


Figura 3.20 - Partes constituintes de um carneiro hidráulico
Fonte: Mialhe (1980)

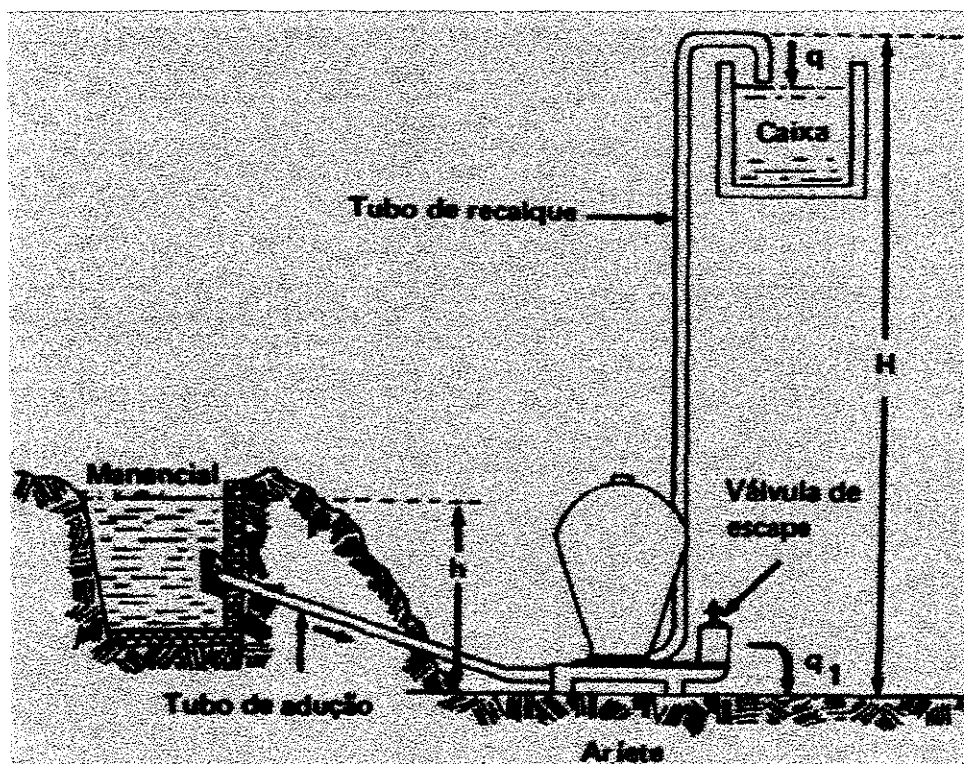


Figura 3.21 - Esquema de instalação de um carneiro hidráulico
Fonte: Mialhe (1980)

O rendimento do carneiro hidráulico segundo o catálogo de um fabricante é apresentado na tabela 3.7, e a vazão recalçada fica compreendida no intervalo de 0,11 a 2 l/s. De acordo com Mialhe (1980), o ariete hidráulico ou carneiro hidráulico apresenta um rendimento variando no intervalo de 36 a 86%.

Tabela 3.7 - Rendimento do carneiro hidráulico para queda unitária

| Elevação (m) | Proporção | Rendimento (%) |
|---------------------|------------------|-----------------------|
| 2 | 1:2 | 84 |
| 3 | 1:3 | 80 |
| 4 | 1:4 | 76 |
| 5 | 1:5 | 72 |
| 6 | 1:6 | 67 |
| 7 | 1:7 | 62 |
| 8 | 1:8 | 56 |
| 9 | 1:9 | 50 |
| 10 | 1:10 | 43 |

Fonte: Catálogo da Crizal Industria Metalúrgica

3.5 Ensaios Convencionais para Bombas

3.5.1 Tipos de Testes

De acordo com Warring (1984), testes em bombas são efetuados por várias razões. Vão desde a determinação das características de um equipamento em desenvolvimento até a verificação da redução no desempenho de suas funções, devido ao tempo de uso. Alguns testes podem exigir a utilização de equipamentos sofisticados, enquanto que para outros propósitos, equipamentos e técnicas bastante simples podem ser satisfatórias. A necessidade dos testes variam também de acordo com o tipo da bomba e tamanho. A maioria dos testes em bombas é destinada puramente a estabelecer as propriedades hidrodinâmicas.

Os cálculos em máquinas hidráulicas deixam sempre uma certa margem de insegurança, como no caso de projeto de rotores, órgãos de entrada, voluta, etc. Sendo assim, exigem aproximações sucessivas que somente podem ser determinadas através dos bancos de ensaios, o que demonstra a importância destes no desenvolvimento de máquinas hidráulicas.

Nos ensaios, as medidas a serem tomadas basicamente são:

- Vazão
- Pressão
- Rotação
- Potência de entrada

Normas de testes apropriadas devem ser utilizadas como referência para se evitar erros nas medidas que podem surgir a partir da localização defeituosa de medidores de pressão e medidores de vazão, ou dispositivos equivalentes.

Os testes realizados variam de acordo com a necessidade e podem ser considerados como sendo:

• Testes em Laboratório

Sua principal característica é auxiliar no desenvolvimento de trabalhos experimentais, onde medidas de grande precisão são requeridas, envolvendo:

- a) Pesquisa fundamental que utiliza técnicas de testes aerodinâmicos e hidrodinâmicos.
- b) Testes em modelos.
- c) Testes de cavitação.
- d) Pesquisa em ruídos e sua redução.
- e) Pesquisa de materiais e tecnologia sob condições de operações simuladas.

Os laboratórios podem ainda pertencer a fabricantes, ou a institutos governamentais. Laboratórios de grande capacidade podem executar também os testes de recepção, não necessitando realizá-lo no local da instalação definitiva.

• Testes de Rotina

Geralmente são utilizados para controle de qualidade de uma produção em série de bombas. Nesses testes, além da verificação das características hidráulicas da bomba e turbina, verificam-se também algumas outras características, como temperatura nos mancais, vibrações, etc. (Lazarkiewicz, 1965)

• Testes de Recepção

São aplicados em protótipos, onde o contrato de venda inclui uma garantia quanto ao desempenho. Estes testes são normalmente empregados utilizando-se de normas específicas estipulando como devem ser conduzidos os testes e o tratamento dos dados obtidos. Testes de recepção devem ser executados no local, após a instalação, ou em laboratório de acordo com as circunstâncias (Warring, 1984).

- **Testes de garantia**

São basicamente semelhantes aos anteriores, porém não se exige que tenham conformidade com qualquer norma, seja ela de algum órgão governamental ou especificada pelos fabricantes de bombas. Entretanto, é desejável que tais testes devam estar de acordo com as normas aceitas para alcançar consistência nas garantias (Warring, 1984).

- **Testes no Local**

Envolve testes com a instalação completa, podendo efetuar-se testes com bombas individuais. Muitas vezes são executados em intervalos de tempos regulares, a fim de conferir a condição de operação da bomba, em decorrência da perda de rendimento ocasionada pelo uso ou corrosão. Recomenda-se que nestes casos as técnicas de teste sejam as mais simples possíveis (Warring, 1984).

- **Ensaio de Modelos Reduzidos**

De acordo com Warring, R. H. (1984), os testes podem ser efetuados em protótipos ou em modelos reduzidos. Estes testes são utilizados para se determinar as características hidráulicas de máquinas grandes e também a eficiência de suas instalações. A precisão dos resultados está relacionada com a precisão da semelhança hidrodinâmica, que nem sempre é fácil de ser obtida. As características dos protótipos são determinadas a partir das do modelo, através das leis de semelhança. Na prática, tais resultados podem ser apreciavelmente modificados, devido à falsa semelhança geométrica em consequência das diferenças na superfície rugosa, espessura das aletas, etc. o que altera o rendimento hidráulico. Quanto maior a diferença na relação de dimensões, maior será a diferença no rendimento hidráulico. Em outras palavras, quanto maior a diferença entre o número de Reynolds do modelo e protótipo, maior será a discrepância.

Mais importante que o número de Reynolds é a relação que existe entre o número de Reynolds do modelo e do protótipo. Geralmente recomenda-se que, para uma razoável semelhança, a relação entre modelo e protótipo esteja entre os limites

$$0.1 < \frac{R_m}{R_p} < 10 \quad (3.17)$$

3.5.2 Tipos de Bancos de Ensaio

- **Para Testes Simples**

Um esquema de um banco de ensaio para testes simples é mostrado na figura 3.22, satisfatório para alguns trabalhos ou testes no local. Para o teste são utilizadas as válvulas 1 e 2; quando a válvula 2 é fechada, a válvula 1 é aberta o suficiente para estabelecer a pressão exigida para a medida da vazão. No reservatório são tomadas as medidas antes e depois de cada manobra com as válvulas, sendo que, com as diferenças das medidas de nível e de tempo, determina-se a vazão. Um método alternativo para se medir a vazão seria colocar o reservatório sobre uma balança.

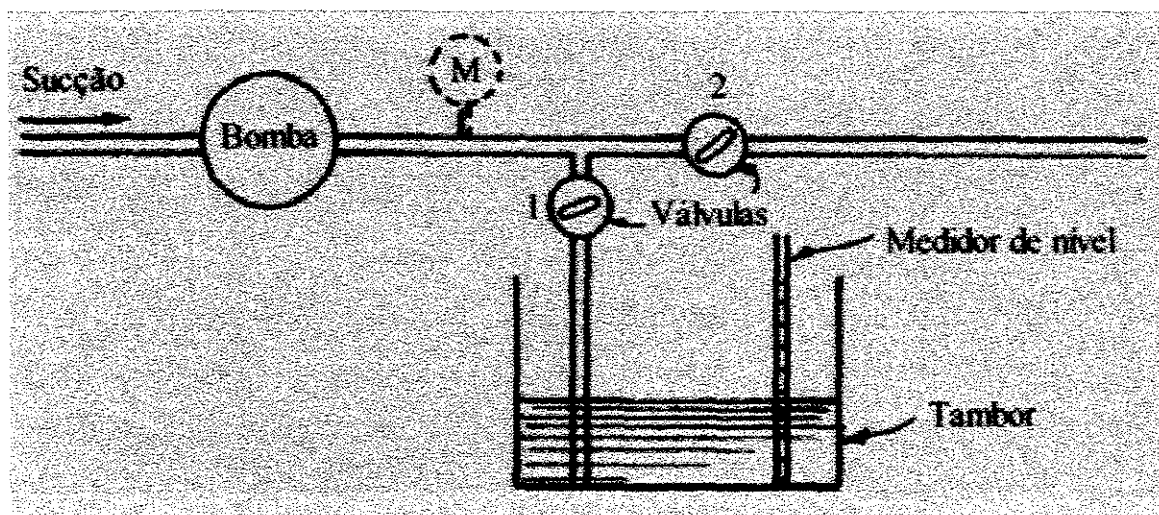


Figura 3.22 - Banco de ensaio para testes simples
Fonte: Warring (1984)

• Com Circuito Aberto

Quando a vazão a ser medida através do banco de ensaio para testes simples não for possível, equipamentos devem ser empregados, onde a determinação da vazão será através de um tanque aferido ou outros medidores.

A figura 3.23 apresenta a forma mais simples de um banco de ensaio com circuito aberto, que emprega um tanque aferido e um reservatório para a sucção da bomba. Há uma divisão no reservatório inferior e um partidor de vazões pode ser visto ao alto, no centro da figura, fazendo com que seja desviado o escoamento diretamente para o reservatório enquanto se efetua o ajuste da pressão através da válvula. Para a medida de vazão, por duas vezes é feita a leitura no tubo transparente graduado, situado na lateral: antes e depois de dirigir o jato para este reservatório, cronometrando o tempo. Após se efetuar as medidas, é devolvido o líquido para o reservatório inferior, abrindo-se a válvula de saída do tanque.

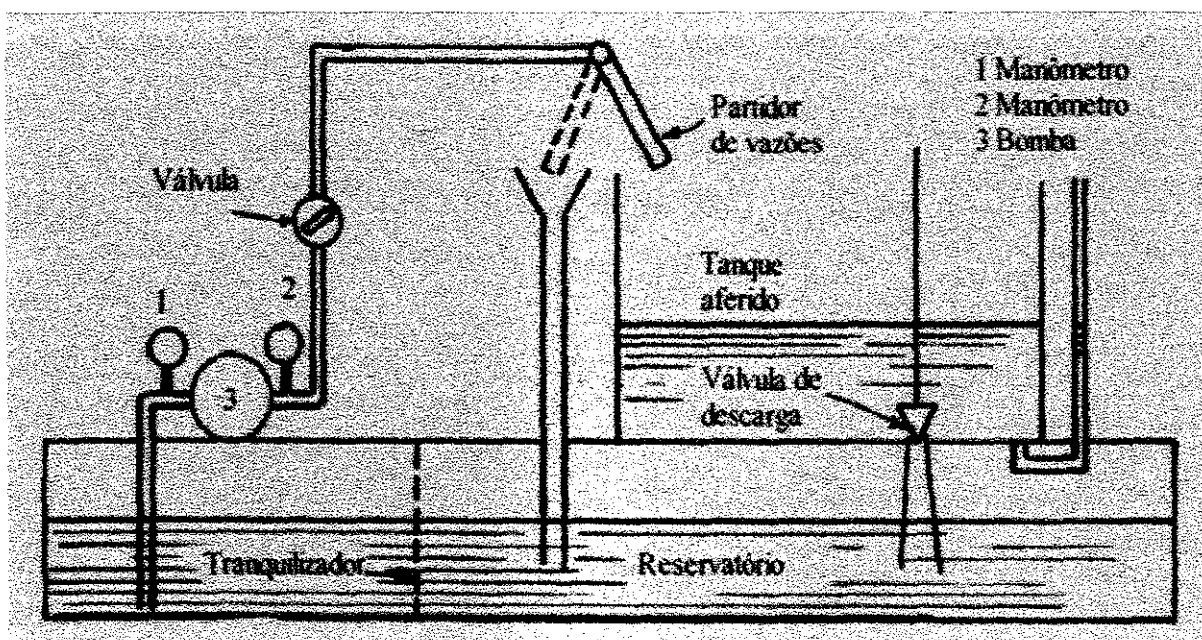


Figura 3.23 - Banco de ensaios para teste com circuito aberto e tanque aferido
Fonte: Warring (1984)

A principal desvantagem deste banco de ensaio é que o nível do líquido no reservatório inferior vai diminuindo com o andamento do ensaio, o que altera o nível de sucção da bomba. Para solucionar isto são feitas algumas sugestões:

- Fazer a relação entre vazão e volume do reservatório, de forma que a variação do nível do reservatório seja desprezível.
- Ajuste ininterrupto da válvula de estrangulamento, de forma que a bomba opere sempre com carga manométrica constante.
- Utilização de uma bomba para alimentação do reservatório, mantendo assim o nível constante.
- Sistema de dois tanques, com um dos tanques esvaziando pela bomba, mas abastecido pelo outro, que transborda através de uma saída apropriada como no caso de um vertedor.

Medidas efetuadas através de tanques são as mais satisfatórias para bombas pequenas, embora os equipamentos sejam um pouco incômodos. Métodos alternativos, que utilizam vertedores, orifícios ou outros medidores são, menos precisos para pequenas vazões, podendo este problema ser superado através da utilização de outros dispositivos.

• Com Circuito Aberto e Vertedor

As características dos vertedores são bem estabelecidas, e podem ser calibrados através de técnicas diretas. A vazão é relacionada à carga e as equações diferem de acordo com a forma do vertedor. São preferíveis os retangulares, indicados para média e grandes vazões. Os triangulares apresentam maior precisão para vazões menores. Um sistema típico é apresentado na figura 3.24.

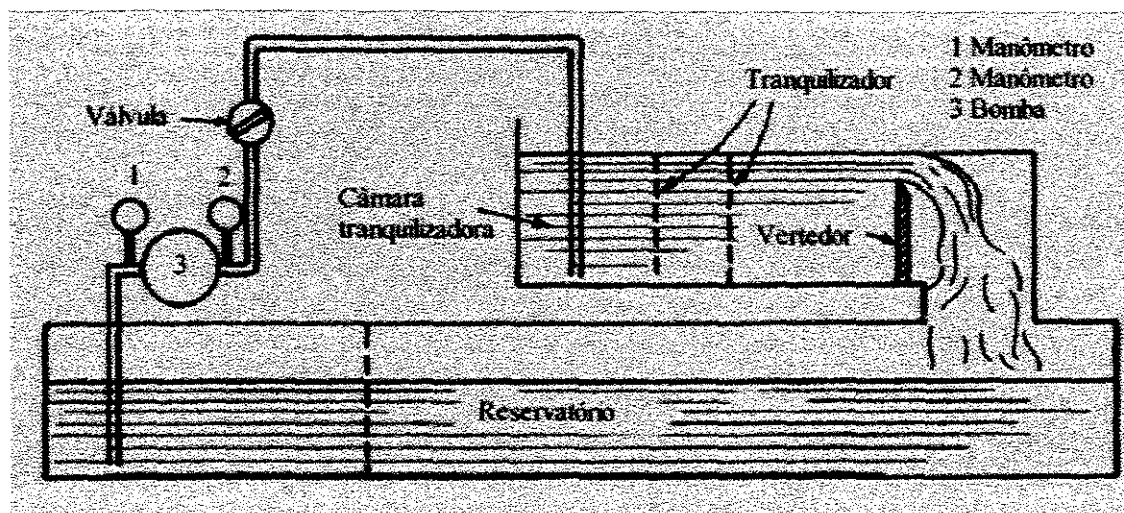
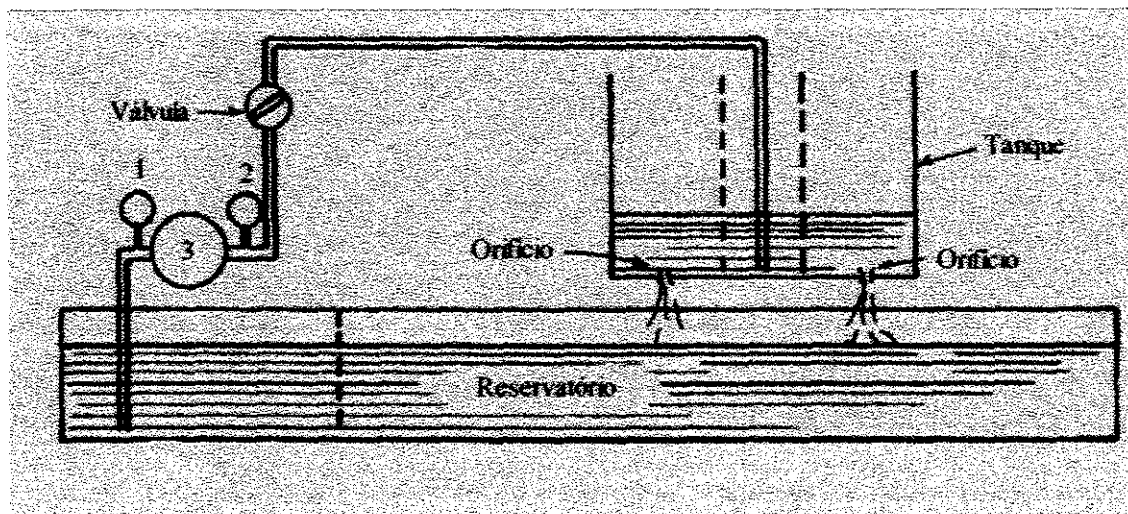


Figura 3.24 - Banco de ensaio com circuito aberto e vertedor
Fonte: Warring (1984)

Devem ser utilizados tranquilizadores, a fim de não prejudicar as condições de aproximação e o desempenho preciso do medidor. Os intervalos de medidas destes medidores são um pouco limitados, porém pode-se empregar os dois tipos em paralelo.

- **Com Circuito Aberto e Orifícios**

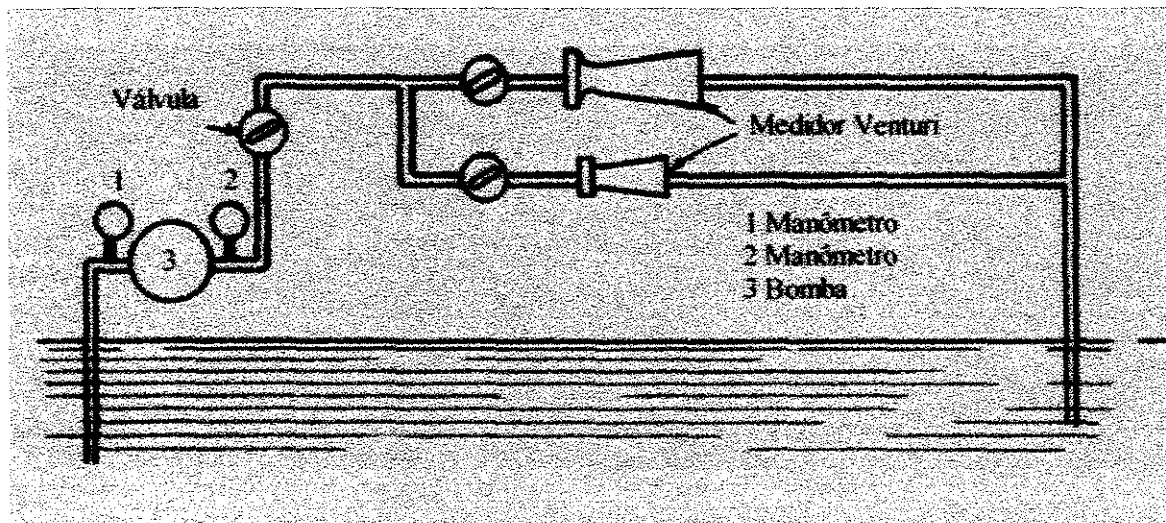
Este banco é caracterizado pela presença de dois orifícios utilizados como medidores. Podem ser utilizados mais orifícios, que são determinados em função da vazão. Um dispositivo pode ser calibrado para ler a descarga diretamente em termos da carga acima dos orifícios. Como limitação existe a leitura de carga, que é difícil de ser realizada, podendo estar sujeita a valores que não representam o estado de equilíbrio após o nivelamento do líquido, porém são extensamente utilizados, particularmente em ensaios em laboratórios. O esquema deste banco pode ser visto na figura 3.25.



**Figura 3.25 - Banco de ensaio com
circuito aberto e orifícios**
Fonte: Warring (1984)

- Com Circuito Aberto e Venturi

Este método apresenta a vantagem de permitir medidas instantâneas, porém seu intervalo de aplicação é pequeno. Isto pode ser superado através da utilização de dois medidores em paralelo. Um esquema deste banco pode ser visto na figura 3.26.



**Figura 3.26 - Banco de ensaio com
circuito aberto e medidor venturi
Fonte: Warring (1984)**

Na prática, uma desvantagem do medidor venturi é a sua particular sensibilidade a pequenas mudanças nas condições de escoamento, as quais mudam de acordo com a alteração na rugosidade do medidor, exigindo, então, a utilização de materiais resistentes à corrosão. Calibrações devem ser efetuadas em intervalos curtos com vertedores ou orifícios.

- Com Circuito Fechado

Circuitos fechados são utilizados quando vazões altas são envolvidas, evitando assim a necessidade de grandes reservatórios e tanques aferidos. Também são uma solução para os testes com líquidos especiais e temperaturas diferentes devido ao volume constante de fluido envolvido. Uma desvantagem é o aumento da temperatura do líquido devido ao circuito ser fechado. Um sistema básico com circuito fechado é mostrado na fig. 3.27. São incluídas neste sistema válvulas reguladoras de pressão para regular a sucção e descarga, também um reservatório fechado com ar para permitir mudanças volumétricas do líquido.

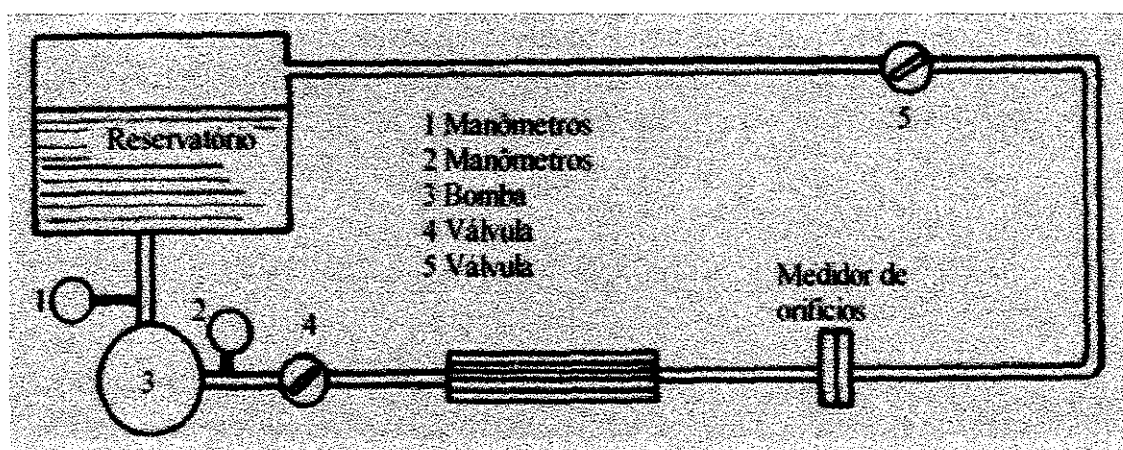


Figura 3.27 - Banco de ensaio básico com circuito fechado
Fonte: Warring (1984)

- Com Circuito Fechado - Ensaios no Local

Trata-se de um circuito fechado instalado junto à bomba e que pode ser facilmente utilizado para ensaios periódicos. O circuito pode ser visualizado na fig. 3.28. Este circuito, que é paralelo ao sistema da bomba, entra em funcionamento fechando-se a válvula 1 e abrindo-se as válvulas 2 e 3; com este procedimento o escoamento começa a passar pelo medidor instalado.

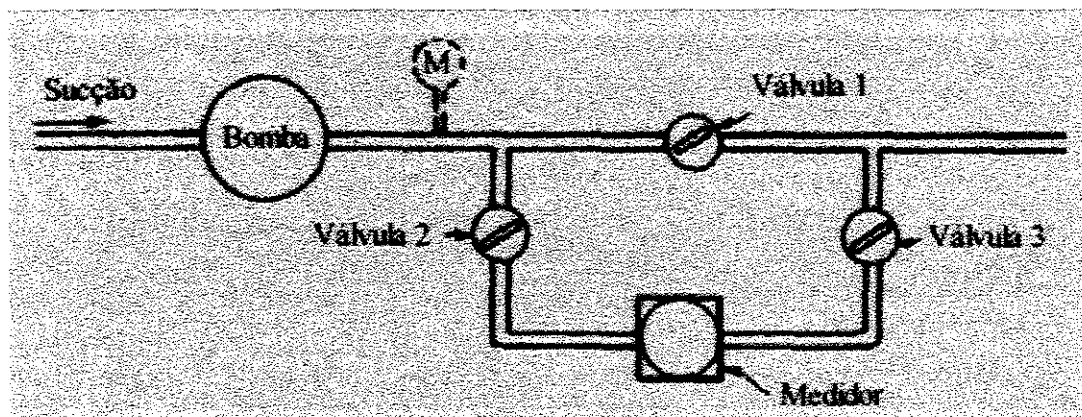


Figura 3.28 - Banco de ensaio com circuito fechado para ensaios no local.

Fonte: Warring (1984)

- Para Testes de Cavitação

Para este tipo de teste são utilizados circuitos fechados, como mostra a figura 3.29. O reservatório é conectado a uma bomba de forma que a pressão no interior do reservatório é reduzida progressivamente durante o ensaio até ocorrer cavitação. Os equipamentos para testes de cavitação podem ser mais sofisticados, incluindo controladores de temperatura do líquido, a fim de que se efetuem testes com diferentes temperaturas.

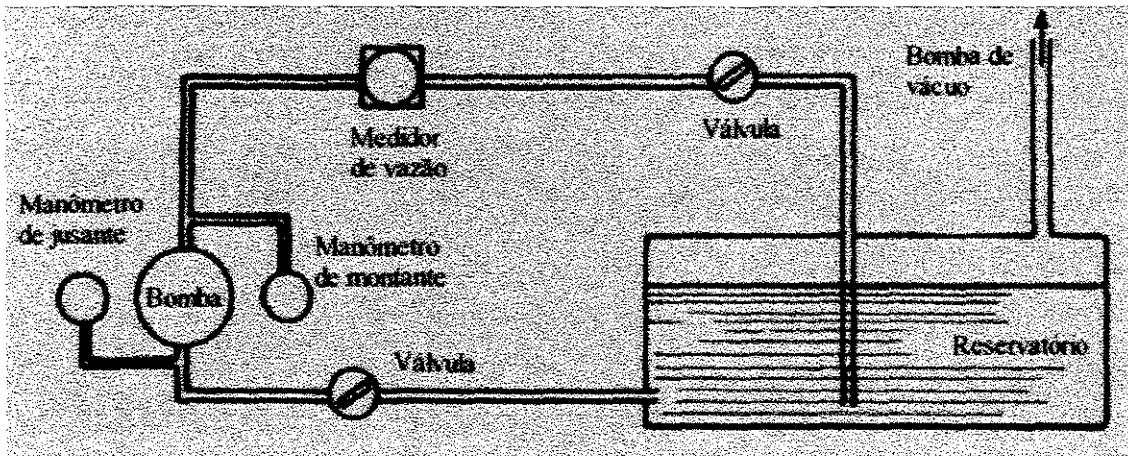


Figura 3.29 - Banco de ensaio com circuito fechado para ensaios com cavitação.
Fonte: Warring (1984)

4. PRINCIPAIS LABORATÓRIOS DE MÁQUINAS HIDRÁULICAS JÁ EXISTENTES NO BRASIL

4.1 Fundação Centro Tecnológico de Hidráulica - FCTH

Segundo o Relatório do CTH sobre o projeto de implementação do laboratório de máquinas e equipamentos hidráulicos (1984), o Laboratório de Máquinas Hidráulicas foi construído a partir de 1968, com o apoio financeiro do BNDE, DAEE, CNPq, FAPESP e USP.

Antes mesmo do término da montagem de todos os equipamentos em 1970, o Laboratório de Máquinas e Equipamentos Hidráulicos atuava nos diversos campos da hidromecânica através de ensaios, estudos e pesquisas em bombas, medidores de vazão, válvulas, comportas, etc. Também tiveram destaque os estudos em modelos reduzidos de comportas das barragens de Paulo Afonso IV, Itaparica, Nova Avanhadava, Tucuruí e Três Irmãos.

Na área de turbinas hidráulicas, em 1974, estavam montados os bancos de ensaios, restando as atividades relativas ao comissionamento e desenvolvimento do sistema de instrumentação e aquisição de dados.

O CTH celebrou convênio com a VOITH S.A., que teve por objetivo colocar em funcionamento os bancos de ensaios e propiciar a formação de uma equipe técnica especializada. As atividades desse convênio terminaram com a realização dos ensaios preliminares do modelo de Itumbiara, onde utilizou-se instrumentação convencional a fim de que se permitisse fazer comparações com os resultados da VOITH, propiciando assim o estabelecimento de modificações e complementações necessárias à instalação

definitiva do sistema de instrumentação e aquisição de dados, que foram incorporadas ao projeto elaborado em maio de 1983.

No ano de 1982 participou do programa de Apoio Tecnológico ao Fabricante Nacional de Turbinas para PCH, que contaria com a participação da EFEI na área de desenvolvimento de engenharia do produto, do IPT na área de materiais e garantia de qualidade, do CTH na área de homologação do desempenho hidráulico dos equipamentos e ainda do FINEP que proporcionaria o necessário apoio financeiro.

Também na época foram feitos acordos que visavam propiciar as condições necessárias ao desenvolvimento de tecnologia em projetos e pesquisas referentes a máquinas hidráulicas, com o comprometimento da ELETROBRÁS em credenciar como oficial o Laboratório de Máquinas e Equipamentos Hidráulicos do CTH, tão logo fossem conseguidas as condições necessárias à realização de ensaios de recepção nos padrões exigidos.

O CTH opera através de um convênio celebrado entre o DAEE e a USP, prestando serviços técnicos e pesquisas especializadas nos vários campos da engenharia hidráulica. O contrato para a prestação de serviço visa, sem objetivo de lucro, à cobertura de despesas decorrentes de: salário de pessoal efetivamente utilizado nos trabalhos, custo do material de consumo, custo de trabalho de terceiros, despesas de viagem do pessoal e taxa de aluguel, cobrada para cobrir os custos de manutenção das instalações e equipamentos utilizados. O lucro maior na prestação de serviços está no acúmulo de experiência científica e tecnológica, o que contribui, essencialmente, para o enriquecimento do cabedal científico e técnico do país.

De acordo com a publicação da Fundação Centro Tecnológico de Hidráulica (1993), a atuação desta fundação se dá em duas linhas: máquinas hidráulicas e equipamentos hidromecânicos. Na primeira são feitos testes de turbinas e bombas de várias capacidades. Na Segunda, ensaios de perda de carga distribuída e localizada em condutos forçados, aferição de medidores de vazão, estudos de fenômenos transitórios, além de ensaios de comportas, registros e válvulas. O trabalho é feito em laboratório, em modelo reduzido ou protótipo, ou ainda no campo.

O laboratório é equipado para medir rendimentos de turbinas do tipo Francis com um túnel em circuito fechado, com capacidade de vazão variando entre 2000 l/s e 400 l/s, enquanto as pressões variam de 4 a 25 m.c.a. e potências de 10 a 100 KW. Recentemente houve grande desenvolvimento no setor de máquinas especiais para pequenas centrais hidrelétricas, chamadas PCHs.

Uma bancada para bombas de até 2000 KW proporciona completo conhecimento das características desses equipamentos. Os ensaios são feitos em circuitos que operam com vazões de 500 l/s para 8 m.c.a. a 250 l/s para 40 m.c.a.. Podem ser testados registros, válvulas e comportas.

Foi montado um sistema de aquisição de dados compatíveis com os diversos tipos de ensaios devido à utilização de transdutores eletrônicos, avaliando-se com maior precisão as flutuações de pressão e vibração nos vários equipamentos.

4.2 Laboratório Hidromecânico Para Pequenas Centrais Hidrelétricas - LHPCH - EFEI

De acordo com publicação do CERPCH (1999), a Escola Federal de Engenharia de Itajubá - EFEI - tem destaque no desenvolvimento de atividades na área da geração de energias hidro e termoeletrica, tendo sido instalado em 1930 o primeiro laboratório didático-científico eletromecânico de geração de energia, desenvolvendo pesquisas de interesse público e privado. Em 1983, foi escolhida pelo governo para a instalação do Laboratório Hidromecânico para Pequenas Centrais Hidrelétricas - LHPCH, que tem por objetivo a formação, capacitação de pessoal especializado e a assistência tecnológica às indústrias que fabricam turbinas e equipamentos para centrais hidrelétricas.

O LHPCH, desde 1985 desenvolve pesquisas na área de máquinas hidráulicas, através de vários convênios em que merecem destaque equipamentos não convencionais para microcentrais hidrelétricas, (bombas funcionando como turbinas, reguladores eletro-eletrônicos de carga). Os projetos se destacam em:

- Desenvolvimento de turbina Hélice, utilizada para baixas quedas;
- Estudo de transitórios hidráulicos em centrais hidrelétricas;
- Regulação de bombas e ventiladores pela variação de rotação;
- Estudo do comportamento de turbinas hidráulicas para operarem com rotação variável;
- Ensaios em bombas de fluxo de pequeno e grande porte;
- Turbina Michell-Banki;
- Estudo de conservação de energia em bombas com rotação variável;
- Desenvolvimento de turbinas hidrocínéticas;
- Sistema automatizado para ensaios em grupos geradores de centrais hidrelétricas;
- Desenvolvimento de picohidrogerador com turbina Turgo.

O LHPCH atua em duas áreas independentes: O laboratório Hidromecânico Didático Científico (LHDC) e o Laboratório Hidro-mecânico para Engenharia do Produto (LHEP). O primeiro atua no treinamento de pessoal nos cursos de graduação e pós-graduação, no treinamento de medidas hidráulicas e ensaios de máquinas hidráulicas. Já o LHEP trabalha no desenvolvimento de pesquisas relacionadas aos medidores de vazão, às suas calibrações, aos ensaios de turbinas, ou seja, no desenvolvimento do produto.

Segundo publicação do LHPCH, o LHDC é constituído por um grupo eletrobomba de 30 kW de potência com variação de velocidade obtida através de acoplamento hidrocínético, permitindo obter vazões de até 140 l/s e quedas de até 30 m.c.a. Este grupo pode alimentar grupo gerador composto de turbina Francis ou Hélice para ensaios de campo de funcionamento com auxílio de freio elétrico. Um outro circuito permite realizar estudos dos fenômenos transitórios que ocorrem em sistemas de baixa e alta pressão e nas chaminés de equilíbrio. Neste circuito ainda é possível, através de dispositivo de fechamento com controle de tempo, o estudo de fenômenos transitórios em tempo real, particularmente o golpe de ariete e as oscilações em chaminé de

equilíbrio, tudo isso com auxílio de registradores e transdutores de pressão. O último circuito é um modelo de uma Micro Central Hidrelétrica para agricultura que utiliza como unidade geradora básica uma turbina Michell-Banki desenvolvida pelo LHDC.

O LHEP foi projetado para atender testes e pesquisas desenvolvidas em todos os tipos de turbinas e componentes hidráulicos usados em PCHs dentro do campo especificado, que abrange vazões desde alguns litros por segundo até valores de 400 l/s, com quedas desde alguns metros até 60 metros de coluna de água. A figura 3.30 ilustra o campo de utilização do laboratório de engenharia do produto.

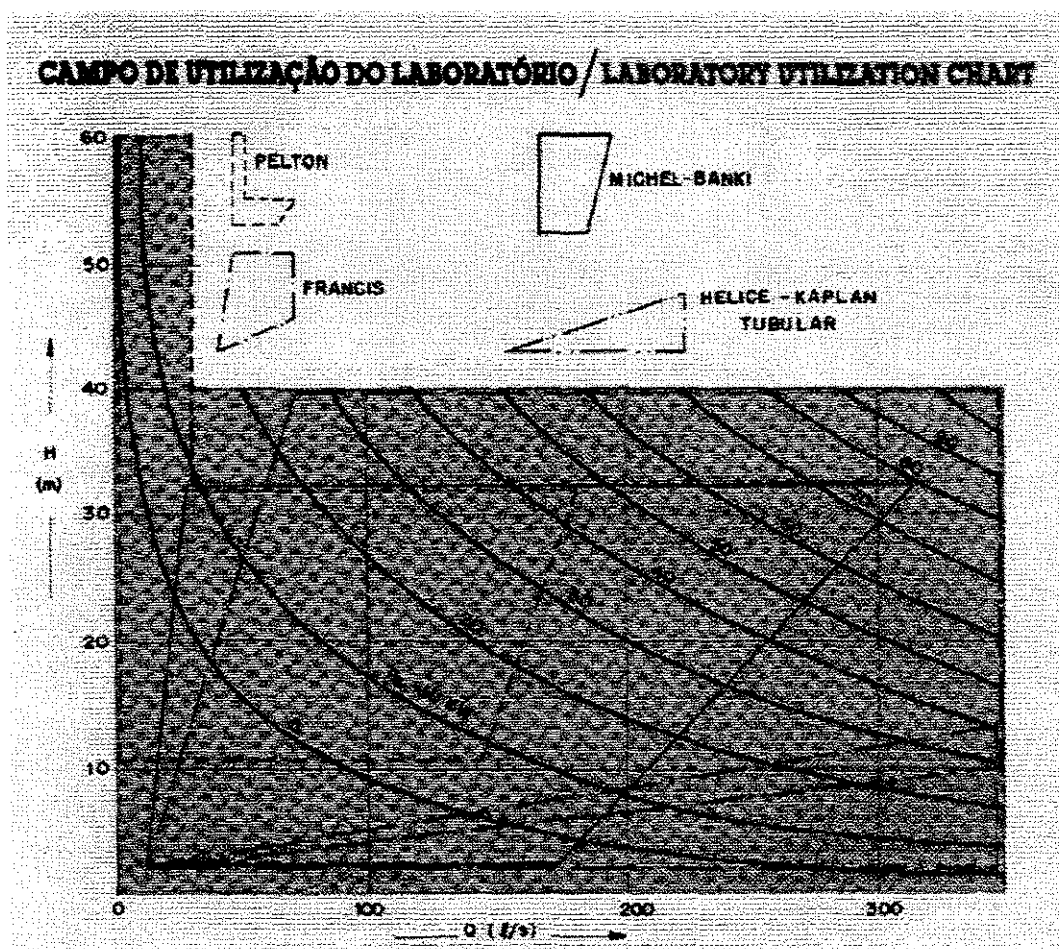


Figura 3.30 - Campo de utilização do LHEP
Fonte: Catálogo do LHPCH

O circuito para ensaios do LHEP é composto basicamente por dois grupos eletrobomba, um de 220 KW e outro de 37 KW, com rotação variável através de acoplamento hidrocínético. O sistema de alta pressão é formado por encanamento de aço inoxidável de 300 mm de diâmetro, contendo em série medidor de vazão do tipo venturi, e outro, a Hélice, que alimenta um tanque cilíndrico de aço de 2 m de diâmetro. Possui também plataforma de ensaio com mesas para instalação da turbina modelo, de ação ou de reação, onde estão instalados o mancal hidrostático, para determinação das perdas mecânicas e do empuxo axial do modelo, e o freio elétrico para determinação de potências no eixo até 80 KW. Existe ainda um circuito para calibração dos medidores de vazão através de um sistema de alta pressão já descrito. A calibração dos medidores de vazão tem sua origem na calibragem do tanque volumétrico cilíndrico de 2,70 m de diâmetro por 5,50 m de altura, contendo sistema ótico para medir o nível no seu interior com precisão de 0,1 mm, que permite calibrá-lo com erro de $\pm 0,01\%$ para seu maior volume (28 m^3). A figura 3.31 ilustra o Laboratório Hidromecânico de Engenharia do Produto - LHEP.

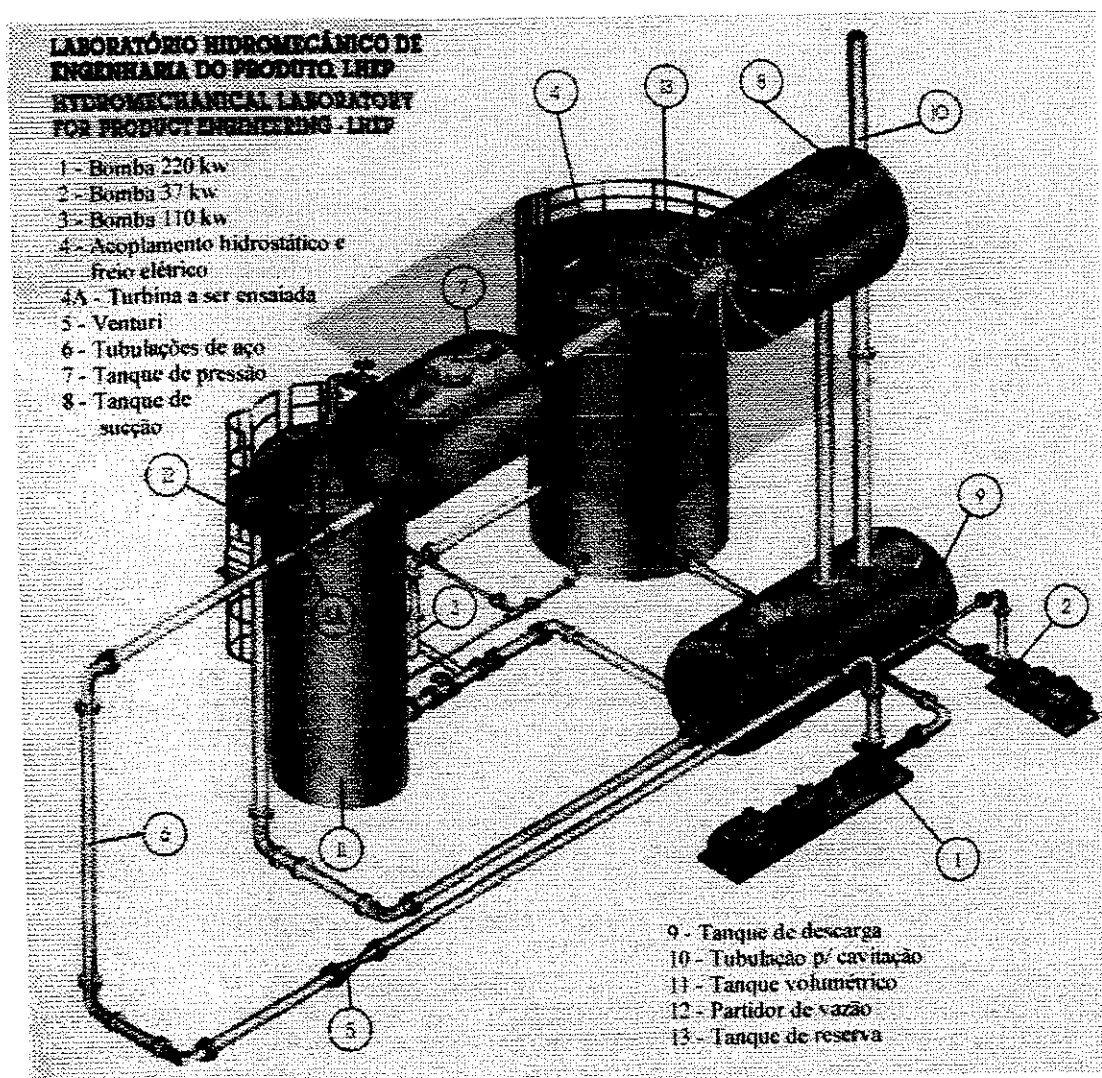


Figura 3.31 - Laboratório Hidromecânico de Engenharia do Produto - LHEP
 Fonte: Catálogo do LHPCH

5. ANÁLISE DIMENSIONAL E SEMELHANÇA MECÂNICA

A Análise Dimensional e a Semelhança em máquinas hidráulicas podem ser utilizadas para analisar e interpretar dados obtidos experimentalmente buscando-se o máximo de informações com o mínimo de experiências. Os parâmetros adimensionais obtidos podem ser utilizados para correlacionar dados resultando em um menor número possível de gráficos. As leis de escala conhecidas permitem prever o comportamento do protótipo a partir de medições do modelo e são revistos neste capítulo os conceitos básicos da análise dimensional e da teoria dos modelos em máquinas hidráulicas.

Segundo Norrie (1963), as grandezas quanto ao comportamento das máquinas hidráulicas podem ser especificadas em quantias dimensionais conhecidas como unidades. Estas representam uma variável física, sendo que outras grandezas da mesma variável podem ser escritas com a mesma unidade. Como exemplo, o diâmetro do rotor de uma máquina hidráulica é uma variável física e pode ter como unidade de medida o metro e sua grandeza uma dada quantia de metros.

A máquina hidráulica, tomada como sendo um sistema físico, terá um número mínimo de unidades denominadas fundamentais, que são independentes, e delas derivam outras unidades ditas unidades derivadas. Unidades do mesmo tipo possuem uma mesma dimensão. Como outro exemplo, pode-se considerar os diâmetros de dois rotores, um pode ser dado em metros, e o outro em polegadas; as unidades são diferentes, mas possuem a mesma dimensão, que neste caso é o comprimento.

Adotando o sistema MKS cujas medidas fundamentais são o metro, o quilograma e o segundo, tem-se um sistema físico do tipo LMT. As unidades

fundamentais e suas derivadas mais importantes em relação a máquinas hidráulicas são apresentadas na tabela 5.1.

Tabela 5.1 - Unidades fundamentais e suas derivadas

| Quantidade | Símbolo | Dimensão | Unidade |
|------------------------|-------------|-----------------|--------------|
| Fundamental | | | |
| Massa | m | M | Kg |
| Comprimento | l | L | M |
| Tempo | t | T | S |
| Derivadas | | | |
| Diâmetro do Rotor | D | L | M |
| Outras Dimensões | a, b, c,... | L | M |
| Área | A | L^2 | m^2 |
| Volume | V | L^3 | m^3 |
| Velocidade | v | LT^{-1} | m/s |
| Rotação | n | T^{-1} | rad/s |
| Aceleração | a | LT^{-2} | m/s^2 |
| Força | F | MLT^{-2} | $kg.m/s^2$ |
| Vazão | Q | L^3T^{-1} | m^3/s |
| Massa específica | ρ | ML^{-3} | kg/m^3 |
| Peso Específico | γ | $ML^{-2}T^{-2}$ | $kg/m^2.s^2$ |
| Viscosidade | μ | $ML^{-1}T^{-1}$ | $kg/m.s$ |
| Viscosidade Cinemática | ν | L^2T^{-1} | m^2/s |
| Pressão | P | $ML^{-1}T^{-2}$ | $kg/m.s^2$ |
| Energia | E | ML^2T^{-2} | $kg.m^2/s$ |
| Carga | H | L^2T^{-2} | m^2/s^2 |
| Potência | N | ML^2T^{-3} | $kg.m^2/s^3$ |

5.1 Análise Dimensional e Teoria dos Modelos

Conhecidas as variáveis relacionadas a um fenômeno físico, é possível selecionar destas um subconjunto tal que alguma variável dependerá das grandezas das variáveis restantes. Utilizando a análise dimensional para arranjar estas variáveis em grupos,

denotados por $\pi_1, \pi_2, \pi_3 \dots$, estes grupos apresentam uma relação funcional como a equação 5.1

$$f(\pi_1, \pi_2, \dots) = 0 \quad (5.1)$$

Existem métodos que agrupam as variáveis em π termos. São baseados no Princípio da Homogeneidade Dimensional, devendo uma equação, ao expressar relações físicas entre quantidades, ser dimensionalmente homogênea, ou seja, as dimensões de ambos os lados da equação devem ser as mesmas.

A relação entre modelo e protótipo pode ser obtida através da análise dimensional. Para um dado fenômeno a ser estudado, um subconjunto de variáveis independentes é selecionado, sendo então agrupadas pela análise dimensional em dimensionais π que devem satisfazer a relação

$$f(\pi_1, \pi_2, \dots) = 0$$

Esta relação é independente dos valores das variáveis (dimensões das máquinas) e assim independe do tamanho do fenômeno. Portanto, pode ser estabelecida uma relação entre modelo e protótipo.

5.2 Máquinas Hidráulicas

As quantias físicas e suas dimensões que influem no fenômeno físico no caso da máquina hidráulica, foram apresentados na tabela 5.1. A troca de energia por unidade de massa, E , é dependente das variáveis independentes Q, D, n, N, ρ , e μ , assim

$$E = f_1(Q, D, n, N, \mu, \rho) \quad (5.2)$$

ou

$$f_2(E, Q, D, n, N, \mu) = 0 \quad (5.3)$$

Aplicando a análise dimensional às variáveis da equação (5.3) estas são novamente arrançadas formando grupos adimensionais, onde, substituindo E por H , tem-se:

$$f_3\left(\frac{H}{n^2 D^2}, \frac{Q}{n D^3}, \frac{N}{\rho D^5 n^3}, \frac{\rho D^2 n}{\mu}\right) = 0 \quad (5.4)$$

ou ainda:

$$\frac{H}{n^2 D^2} = f_4\left(\frac{Q}{n D^3}, \dots, \frac{\rho D^2 n}{\mu}\right) \quad (5.5)$$

De maneira semelhante, considerando as variáveis independentes nas quais N e η dependem, mostra-se que:

$$\frac{N}{\rho n^3 D^5} = f_5\left(\frac{Q}{n D^3}, \dots, \frac{\rho D^2 n}{\mu}\right) \quad (5.6)$$

$$\eta = f_6\left(\frac{Q}{n D^3}, \frac{N}{\rho D^5 n^3}, \dots, \frac{\rho D^2 n}{\mu}\right) \quad (5.7)$$

Para um conjunto de máquinas semelhantes alguns grupos adimensionais são constantes. Considerando líquidos com baixa viscosidade como a água, a dependência do rendimento com o termo viscoso que é dada pelo termo

$$\frac{\rho D^2 n}{\mu}$$

é muito pequena. Sob estas condições, obtém-se três grupos adimensionais:

$$C_H = \frac{H}{n^2 D^2} \quad (5.8)$$

$$C_Q = \frac{Q}{n D^3} \quad (5.9)$$

$$C_N = \frac{N}{\rho n^3 D^5} \quad (5.10)$$

conhecidos como coeficientes de carga, vazão e potência, respectivamente. Deve-se notar que foi desprezado o efeito do atrito mecânico.

5.2.1 Curvas Características Adimensionais

Considerando as variáveis independentes, das quais o rendimento η depende, as equações do C_H , C_N , e $\eta = f(C_Q)$ expressam matematicamente o fato que se C_H for plotado contra C_Q , uma única curva será resultante. O mesmo com C_N e C_Q , e com η e C_Q .

Com as curvas adimensionais é representado o comportamento de um conjunto de máquinas geometricamente semelhantes, podendo estas serem obtidas através de testes com a máquina operando com uma rotação constante.

5.2.2 Coeficientes Alternativos das Características da Máquina Hidráulica

A representação de dados quanto ao comportamento de máquinas hidráulicas pode ser feita na forma de parâmetros adimensionalizados como os já vistos C_Q , C_H , e C_N . Parâmetros alternativos podem ser utilizados, e estão relacionados com C_Q , C_H , e C_N . Dois coeficientes muito utilizados são o de vazão e o de carga.

Para máquinas de fluxo radial um coeficiente de vazão alternativo comum é dado por:

$$\phi = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D^2 U_2} \quad (5.11)$$

Já os coeficientes de carga mais comuns são:

$$\psi_1 = \frac{2gH}{U_2^2} \quad (5.12)$$

e a forma

$$K_u = \frac{U_2}{\sqrt{2gH}} \quad (5.13)$$

Relações entre estes coeficientes de vazão e carga existem de forma semelhante, como visto nos anteriores. Em geral, para um grupo de máquinas geometricamente semelhantes, $\psi = f(\phi)$. As vantagens de se plotar os adimensionais ψ contra ϕ são as mesmas de C_H contra C_Q .

5.2.3 Considerações Sobre Semelhança

• Análise Dimensional e Semelhança

A teoria da análise dimensional permite concluir que um modelo só representará um protótipo se, dos grupos adimensionais obtidos de uma análise dimensional, todos, menos um, forem o mesmo no modelo e no protótipo. O modelo e o protótipo são ditos, então, completamente semelhantes. A isto muitas vezes chamamos de operação sob condições semelhantes.

• Semelhança em Máquinas de Fluxo

Da equação (5.5) despreza-se os efeitos da viscosidade e, aplicando a conclusão citada no parágrafo anterior, a semelhança completa entre modelos e protótipos em máquinas hidráulicas requer que o coeficiente de vazão C_Q seja o mesmo, e que a semelhança geométrica esteja presente. Consequentemente C_H , C_N , e η serão os mesmos.

Alternativamente na equação (5.5) é visto que a semelhança completa pode ser obtida pela semelhança geométrica e valores iguais de C_H , quando como uma consequência, os valores de C_Q , C_N , e η forem respectivamente os mesmos. A semelhança completa pode também ser obtida pela semelhança geométrica e valores iguais de C_N ou η . Como uma consequência, os valores dos parâmetros restantes serão respectivamente os mesmos para modelos e protótipos.

• Efeito do Número de Reynolds

O número de Reynolds para máquinas hidráulicas pode ser definido como

$$\text{Re} = \frac{\rho \times \pi n D \times D}{\mu} \quad (5.14)$$

A constante π é usualmente retirada e o número de Reynolds fica definido como sendo

$$\text{Re} = \frac{\rho n D^2}{\mu} \quad (5.15)$$

um grupo adimensional que envolve viscosidade, obtido através da análise dimensional.

Uma das condições para a semelhança completa é a que o Número de Reynolds seja o mesmo no modelo e no protótipo. Na prática, com baixos números de Reynolds (como ocorre com óleo ou líquido semelhantes) as leis de semelhança aplicadas ao modelo são de limitada precisão, até mesmo quando o número de Reynolds é mantido constante entre modelo e protótipo. Isto é devido a erros de fabricação, diferenças na rugosidade relativa, nas folgas e diferenças no perfil de velocidade na entrada, fazendo com que ocorra a transição do fluxo laminar para o turbulento em pontos diferentes no modelo e no protótipo. Neste caso, as leis de semelhança modificadas com base em dados experimentais devem ser utilizadas.

Com altos números de Reynolds (os quais ocorrem com a água e o ar), as leis de semelhança aplicadas ao modelo apresentam uma boa precisão, até mesmo quando o número de Reynolds não é mantido constante entre modelo e protótipo, contanto que o

número de Reynolds do protótipo seja mantido em um intervalo superior ao do modelo. Isto é, provavelmente devido ao fluxo ser completamente turbulento, regime no qual tem sido encontrado experimentalmente que os efeitos dependentes do número de Reynolds não variam muito com a mudança do mesmo acima de um certo valor. A precisão tende a melhorar com número de Reynolds do modelo aproximando-se ao do protótipo.

• Efeito da Rugosidade

Normalmente não é possível executar um modelo geometricamente semelhante a um protótipo. As principais diferenças ocorrem nas folgas e na rugosidade. A aplicação das leis de semelhança em um modelo resultará em uma ligeira diferença dos resultados de testes realizados em protótipos. Equações têm sido desenvolvidas para dar uma melhor precisão sob estas condições.

• Efeito do Atrito Mecânico

Na análise dimensional feita anteriormente, os efeitos do atrito mecânico foram desprezados. Esta omissão não afeta a relação de semelhança de carga e de vazão, desde que o fenômeno esteja baseado somente no fluido, mas isto afeta as relações de semelhança entre potência e vazão e entre rendimento e vazão. Na prática, os efeitos do atrito mecânico são muito pequenos, e os erros resultantes do uso da potência do eixo e o rendimento baseado nas relações de semelhança são correspondentemente pequenos.

5.2.4 Rotação Específica, Forma da Máquina e Rendimento

Tomando $C_H = cte$, $C_Q = cte$, e $\eta = cte$, e considerando duas máquinas geometricamente semelhantes, operando sob condições semelhantes, pode-se estabelecer a seguinte relação:

$$K_n = \frac{C_Q^{\frac{1}{2}}}{C_H^{\frac{3}{4}}} = \frac{nQ^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} = cte \quad (5.16)$$

denominada rotação específica.

Uma vez que as condições de semelhança são aquelas para o ponto de maior rendimento, então K_n é chamado de rotação específica adimensional, e será a mesma para ambas as máquinas.

A rotação específica é adimensional se um sistema de unidades for utilizado. Se não for utilizado, o valor numérico da rotação específica dependerá do conjunto de unidades utilizado. A rotação específica será ainda um adimensional a menos que as unidades usadas, cujas dimensões não sejam aquelas de energia por unidade de massa para H . Infelizmente, tal substituição, muitas vezes, é levada a utilizar energia por unidade de peso, onde H é dado em metros e o resultado da rotação específica não é um adimensional.

O símbolo n_s é usado para a rotação específica dimensional. O valor numérico de n_s é igual ao valor de K_n multiplicado por uma constante numérica cujo valor depende das unidades utilizadas no cálculo de n_s . A tabela 5.2 dá a relação entre os valores numéricos da rotação específica n_s para vários conjuntos de unidades.

Se o argumento acima para duas máquinas semelhantes for estendido para o caso geral, é claro que todas as máquinas geometricamente semelhantes terão o mesmo valor da rotação específica.

Para qualquer máquina, Q e H são tomadas no ponto de máximo rendimento para uma dada rotação n . A rotação não importa. Assim, os pontos de máximo rendimento correspondentes são pontos semelhantes, tendo conseqüentemente o mesmo valor de C_Q e C_H e assim a mesma rotação específica.

Tabela 5.2 - Fatores de conversão para rotação específica em função da vazão

Fator de Conversão para Rotação Específica em Bombas $K_n = \frac{nQ^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}}$

| Variáveis | Unidades | | | | | |
|--------------|----------|--------------------|-------------|----------|-------------------|-------------------|
| n | rev./min | rev./min | rev./min | rev./min | rev./min | rev./min |
| Q | gal/min | ft ³ /s | U.S.gal/min | l/s | m ³ /s | m ³ /h |
| H | Ft | ft | ft | M | m | m |
| Fator | 1,0 | 0,0517 | 1,096 | 0,671 | 0,0212 | 1,273 |
| | 19,34 | 1,0 | 21,19 | 12,98 | 0,410 | 24,63 |
| | 0,913 | 0,0472 | 1,0 | 0,612 | 0,0194 | 1,162 |
| | 1,490 | 0,0771 | 1,633 | 1,0 | 0,0316 | 1,898 |
| | 47,13 | 2,437 | 51,64 | 31,62 | 1,0 | 60,0 |
| | 0,786 | 0,0406 | 0,861 | 0,527 | 0,0167 | 1,0 |

Fonte: Norrie (1963)

A rotação específica é independente do tamanho físico e da velocidade de rotação, sendo dependente somente da forma. Assim, máquinas da mesma forma têm a mesma rotação específica. Porém, duas máquinas de mesma rotação específica não terão necessariamente a mesma forma. Isto pode ser demonstrado considerando somente operações no ponto de maior rendimento e supondo que a influência da viscosidade seja pequena para líquidos de baixa viscosidade. Assim demonstra-se que a rotação específica tem um mesmo valor para máquinas geometricamente semelhantes, onde são mantidas as suas formas. Para uma dada rotação específica, em geral, muitas formas geométricas podem satisfazer a equação da rotação específica, onde cada uma tem seu próprio valor de rendimento.

Na prática, a rotação específica é um número relacionado somente com a forma da máquina; para turbinas, a rotação específica usada é obtida pela eliminação do diâmetro das relações C_H e C_N , assim

$$K_{n,N} = \left(\frac{C_N^{\frac{1}{2}}}{C_H^{\frac{5}{4}}} \right) = \left(\frac{nN^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{5}{4}}} \times \frac{1}{\rho^{\frac{1}{2}}} \right) \quad (5.17)$$

é o valor para a condição de máximo rendimento, no qual ρ é uma constante que normalmente é levada ao lado esquerdo da equação e absorvida pela rotação específica, o que a torna dimensional. Utilizando um sistema de unidades tem-se:

$$n_{s,N} = \frac{nN^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{5}{4}}} \quad (5.18)$$

A relação entre os valores numéricos de $n_{s,N}$ para vários conjuntos de unidades são dados na tabela 5.3. Embora as dimensões de n_s e $n_{s,N}$ não sejam as de rotação, é habitual adicionar-se *RPM* após o valor numérico da rotação específica. A razão para isto está no desenvolvimento histórico do conceito de rotação específica. Originalmente, no campo das turbinas hidráulicas, a rotação específica era definida como a velocidade de rotação na qual uma máquina imaginária geometricamente semelhante iria rotacionar caso sua carga e potência fossem unitárias.

Conforme Nekrasov (1966), com as fórmulas de semelhança pode-se desenvolver a equação da rotação específica, um útil fator prático para calcular e projetar bombas centrífugas, que é comumente conhecido como rotação específica. Sendo a equação

$$\frac{(Q)_I}{(Q)_{II}} = \frac{(nD^3)_I}{(nD^3)_{II}}$$

elevando a um terço e depois ao quadrado chega-se em

$$\frac{H_I}{H_{II}} = \left(\frac{Q_I}{Q_{II}} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{n_I}{n_{II}} \right)^{\frac{4}{3}}$$

resolvendo para I e elevando a quatro terços chega-se a

$$\frac{n_I \cdot \sqrt[3]{Q_I}}{H_I^{\frac{4}{3}}} = \frac{n_{II} \cdot \sqrt[3]{Q_{II}}}{H_{II}^{\frac{4}{3}}} = \frac{n_{III} \cdot \sqrt[3]{Q_{III}}}{H_{III}^{\frac{4}{3}}} = cte$$

Expressão que é válida para qualquer número de bombas homólogas que operem sob condições semelhantes.

Tabela 5.3 - Fatores de conversão para rotação específica em função da potência

| Fator de Conversão para Rotação Específica em Bombas $k_s = \frac{nN^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{5}{4}}}$ ou $k_s^* = \frac{nN^{\frac{1}{2}}}{\rho^{\frac{1}{2}}H^{\frac{5}{4}}}$ | | | | |
|---|----------|--------------------------|-----------------------|----------------------|
| Variáveis | Unidades | | | |
| n | (*) | rev./s | rev./min | rev./min |
| N | | ft lbf/s | H.P. | CV |
| H | | ft lbf/slug | Ft | M |
| ρ | | slug/ft ² | slug/ft ² | slug/ft ² |
| Fator | | 1,0 | 197,5ρ ^{1/2} | 878ρ ^{1/2} |
| | | 0,00506ρ ^{-1/2} | 1,0 | 4,44 |
| | | 0,00114ρ ^{-1/2} | 0,225 | 1,0 |

Fonte: Norrie. 1963

Supondo que entre estas bombas homólogas exista uma bomba standard com uma carga $H_s = 1m$, e uma potência $N_s = 1HP$, com $\gamma = 1000 \frac{kg}{m^3}$ e usando a equação da potência determina-se a capacidade da bomba standard

$$Q_s = \frac{75 \cdot N_s}{H_s \cdot \gamma} = \frac{75 \cdot 1}{1 \cdot 1000} = 0.075 \frac{m^3}{s}$$

Agora relacionando-se os parâmetros Q_s , H_s , n_s , da bomba standard com os parâmetros correspondentes Q , H , n , de qualquer outra bomba homóloga sob condições operacionais semelhantes, tem-se:

$$\frac{n_s \cdot \sqrt[3]{Q_s}}{H_s^{\frac{3}{4}}} = \frac{n \cdot \sqrt[3]{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

onde substituindo os valores de Q_s , e H_s , nós podemos determinar a rotação específica de uma bomba padrão

$$n_s = \frac{1}{\sqrt[3]{0.075}} \frac{n \cdot \sqrt[3]{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} = 3.65 \frac{n \cdot \sqrt[3]{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

que é a expressão

$$n_s = 3.65 \frac{n \cdot \sqrt[3]{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (5.19)$$

denominada rotação específica.

Embora essas definições sejam raramente usadas hoje, a rotação específica é ainda expressa em *RPM*.

Muitas vezes os termos C_H e C_Q , como visto anteriormente, aparecem na literatura substituídos por ψ e ϕ . A rotação específica pode também ser expressa em termos de ψ e ϕ , e a forma resultante da equação dependerá das formas escolhidas para o coeficiente.

Desde que a rotação específica dependa somente da forma, ela é um parâmetro conveniente para indicar o tipo de bomba ou turbina a ser utilizado em um sistema hidráulico e também como base de comparação entre famílias de turbinas e famílias de bombas. Sendo o rendimento função da forma, a rotação específica pode ser correlacionada com o rendimento.

Para cada família de bombas existe um certo intervalo de rotação específica caracterizando o tipo de rotor. O intervalo de rotação específica de 600 a 1200 caracteriza turbinas-bombas, que apresentam altas cargas e baixas vazões; de 1200 a 10.000 caracteriza as bombas de fluxo misto, tendo valores médios de cargas e vazões; e o intervalo de 10.000 a 15.000 para bombas de fluxo axial, que apresentam baixas quedas e altas vazões. Deve-se notar que cada tipo de bomba cobre um intervalo particular de rotação específica com um rendimento maior que outra em algum ponto.

As curvas mostram a tendência no aumento do rendimento com o aumento das vazões e uma marcante queda do rendimento para baixas vazões. Isto é devido a perdas volumétricas através das folgas entre rotor e invólucro, sendo relativamente menor com o aumento do tamanho da bomba, como é ilustrado no gráfico da figura (5.1).

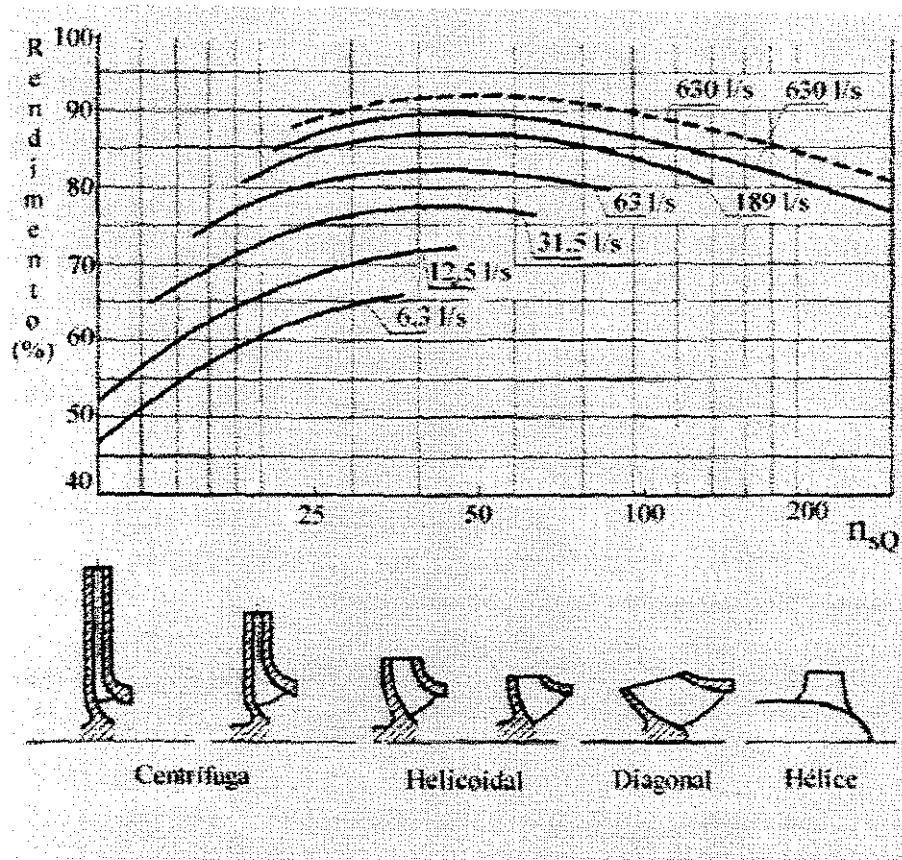


Figura 5.1 - Rendimento global da bomba em função da rotação específica
 Fonte: Lazarkiewicz (1965)

Segundo Nekrasov (1966), diferentes rotores com diferentes rotações específicas apresentam diferentes rendimentos. O grau de influência das variações dos rotores são diferentes para o rendimento hidráulico, volumétrico e mecânico.

Através de experimentos mostrou-se que o rendimento hidráulico varia muito pouco com a rotação específica e é muito mais dependente da rugosidade e do tamanho da bomba. Já os rendimentos volumétrico e mecânico são substancialmente afetados quando a rotação específica se aproxima do seu limite mais baixo. Com a rotação específica decrescendo, uma relativa perda de energia devido ao atrito com o rotor

aumenta notadamente, resultando em uma redução no rendimento mecânico da bomba. O fluxo interno através dos espaços também aumenta, e relativamente aumentam as perdas por vazamento e o rendimento volumétrico cai.

Os gráficos que relacionam o rendimento com a rotação específica podem ser utilizados para determinar a rotação específica mínima permissível e também para facilitar a estimativa do rendimento para diferentes valores da rotação específica. A figura 5.2 representa o gráfico que expressa a relação entre o rendimento volumétrico $\left(\frac{q}{Q}\right)$ e a rotação específica (n_s)

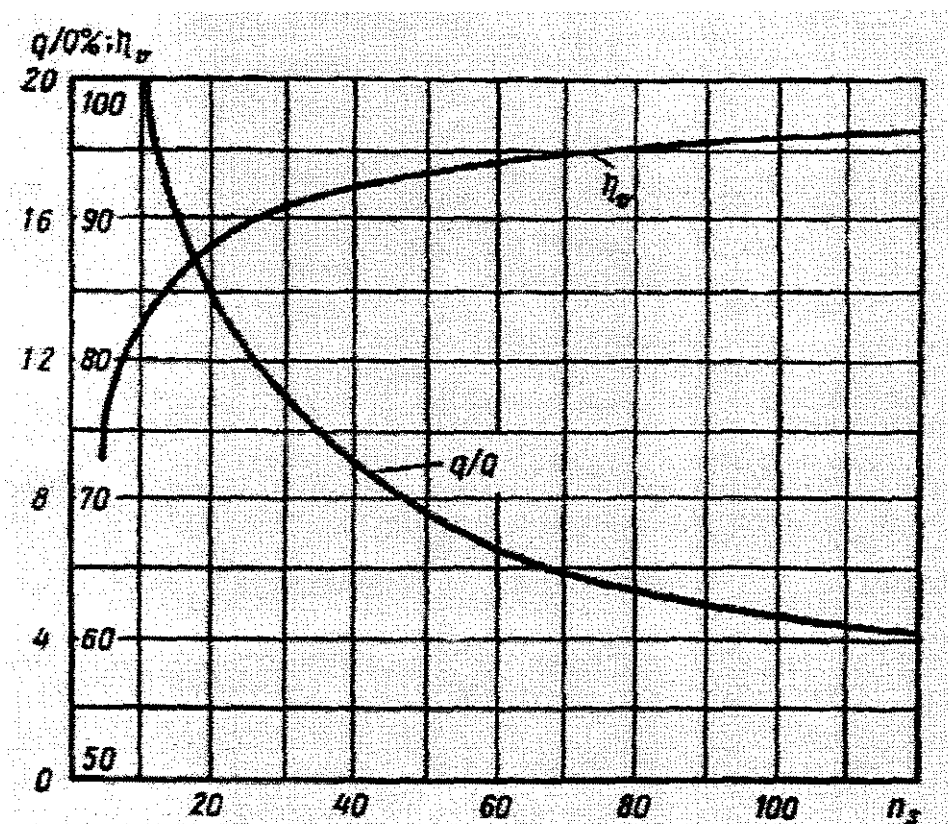


Fig. 5.2 - Rendimento volumétrico em função da rotação específica
Fonte: Nekrasov (1966)

A relativa perda de potência devido ao atrito entre o fluido e o rotor aumenta com a rotação específica diminuindo. A figura 5.3 representa o gráfico que relaciona a perda de potência relativa com a rotação específica.

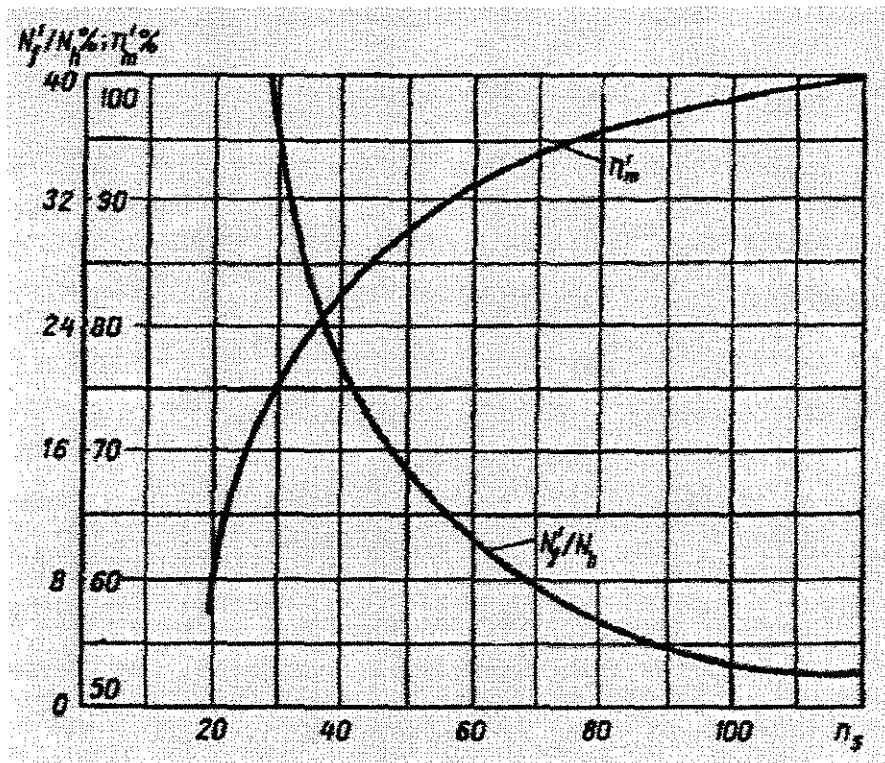


Fig. 5.3 - Rendimento mecânico em função da rotação específica
 Fonte: Nekrasov (1966)

As perdas de potência ocasionadas pelo atrito interno dos rolamentos (perdas mecânicas) podem ser estimadas em 5%. A potência total no eixo da bomba pode ser dada pela soma da perda de potência devido ao atrito entre rotor e o fluido, mais a perda de potência devido ao atrito interno dos rolamentos, mais a potência hidráulica, como mostra a equação

$$N_0 = N_h + N_m \quad (5.20)$$

onde $N_m = N_{mh} + N_{mm}$

Segundo Cherkassky, V. M. (1980), as perdas volumétricas na bomba centrífuga são devidas ao refluxo existente entre o rotor e a carcaça da bomba. Devido às relações freqüentemente encontradas em projetos, a seguinte expressão é utilizada para estimar o rendimento volumétrico

$$\eta_v = \frac{1}{1 + \alpha n_s^{-0.66}} \quad (5.21)$$

onde o coeficiente α dependente da relação entre o diâmetro de entrada e saída é de aproximadamente 0,68. Bombas modernas com rotores fabricados com alta tecnologia apresentam um rendimento volumétrico em torno de 0,96 a 0,98. Para bombas pequenas e médias o rendimento volumétrico fica na ordem de 0,85 a 0,95.

As perdas hidráulicas em bombas centrífugas são devidas ao atrito hidráulico, impactos e formação de vórtice na passagem do fluxo. Expansões, cortes e restrições impedem o rendimento elevado da bomba. Para bombas modernas com qualidade na fabricação de suas aletas, o rendimento hidráulico pode ser determinado pela seguinte fórmula:

$$\eta_h = 1 - \frac{0,42}{(\log D_{1adj} - 0,172)^2} \quad (5.22)$$

onde estatisticamente

$$D_{1adj} \approx 4,253 \sqrt{\frac{Q}{n}} \quad (5.23)$$

Para bombas modernas com bons processos de fabricação o rendimento hidráulico fica no intervalo de 0,85 a 0,96%. Pequenas bombas com superfícies internas inadequadas apresentam um rendimento hidráulico de 0,8 a 0,85%.

As perdas mecânicas ocasionadas pelos atritos com selos e rolamentos ficam em torno de 0,92 a 0,96%; o rendimento bruto para bombas com um bom padrão de qualidade fica em torno de 0,75 a 0,90%, ou muitas vezes em 0,92%.

5.2.5 Leis de Semelhança em Turbinas

De acordo com Krivchenko (1986), turbinas de um mesmo tipo têm o líquido escoando de forma semelhante. Duas turbinas do mesmo tipo com tamanhos diferentes sob as condições de:

- Ângulos correspondentes iguais nas duas máquinas
- Relações das dimensões correspondentes constantes

operam de maneira semelhante se a geometria dos triângulos de velocidade nos pontos homólogos na passagem do líquido apresentam semelhança; isto implica em dizer que todas as velocidades correspondentes devem ser semelhantes, que todos os ângulos correspondentes devem ser equivalentes e que a razão de velocidade em todos os pontos correspondentes devem ser constantes.

Fazendo uso das relações geométricas e cinemáticas, e preservando as condições de operação, obtêm-se a igualdade

$$\frac{Q_1}{n_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{n_2 D_2^3} \quad (5.24)$$

A partir do uso da equação da energia chega-se a relações que permitem determinar o funcionamento de turbinas sob quedas diferentes, considerando o rendimento hidráulico. Com o auxílio da equação de Euler e das Leis de semelhança, chega-se a uma expressão que permite calcular as relações de velocidade

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \sqrt{\frac{H_1}{H_2}} \sqrt{\frac{\eta_{h1}}{\eta_{h2}}} \quad (5.25)$$

com a equação (5.24) e a (5.25) obtém-se a relação de vazão

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \sqrt{\frac{H_1}{H_2}} \sqrt{\frac{\eta_{h1}}{\eta_{h2}}} \quad (5.26)$$

com (5.26) determina-se a relação de potência

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \left(\frac{H_1}{H_2} \right) \sqrt{\frac{H_1}{H_2}} \left(\frac{\eta_1}{\eta_2} \right) \sqrt{\frac{\eta_{h1}}{\eta_{h2}}}$$

6. EFEITO ESCALA

Os testes em bombas são executados no próprio protótipo ou em modelos em escala reduzida, tendo muitas vezes por objetivo a caracterização das propriedades hidrodinâmicas da máquina hidráulica. Não raro, estes testes são utilizados para uma análise quanto às modificações construtivas ou para a verificação das garantias asseguradas em contratos.

A utilização nos testes de modelos em escala reduzida culmina em uma redução de custo e tempo, além de muitas vezes, tornar possível a caracterização de uma máquina hidráulica já instalada, porém de maneira inadequada, para a realização de ensaios de campo.

Segundo Hutton e Fay (1974), normalmente os testes para o estudo do efeito escala em máquinas hidráulicas são feitos em dois passos. Primeiro os valores de Q , H , P , η_h , η_v e η do modelo são determinados, em seguida os do protótipo, utilizando-se relações obtidas através das dimensões lineares de ambas as bombas e também da semelhança dos triângulos de velocidade na saída das bombas. Estas relações são provenientes da semelhança mecânica, onde assume-se que o rendimento hidráulico, volumétrico e mecânico do protótipo são iguais ao do modelo. Utilizando-se a notação para protótipo (p) e modelo (m), as equações são dadas por

$$Q_p = Q_m \left(\frac{n_p}{n_m} \right) \left(\frac{D_p}{D_m} \right)^3 \quad (6.1)$$

$$H_p = H_m \left(\frac{n_p}{n_m} \right)^2 \left(\frac{D_p}{D_m} \right)^2 \quad (6.2)$$

$$P_p = P_m \left(\frac{n_p}{n_m} \right)^3 \left(\frac{D_p}{D_m} \right)^5 \quad (6.3)$$

Estas relações fornecem uma primeira aproximação para um determinado ponto de trabalho do protótipo. O efeito escala no rendimento é desconsiderado neste passo, e em uma primeira aproximação toma-se

$$\eta_p = \eta_m \quad (6.4)$$

O segundo passo é o acréscimo do efeito escala no rendimento através de uma fórmula, onde $\Delta\eta$ é o valor a ser acrescentado, resultando em uma segunda aproximação para o rendimento do protótipo, dado por

$$\eta_p = \eta_m + \Delta\eta \quad (6.5)$$

No anexo A são enfatizadas as condições de escoamento no modelo, hidraulicamente liso ou rugoso; são apresentadas formulações e comentários sobre algumas destas fórmulas para a determinação do efeito escala em bombas e turbinas.

6.1 Equação Geral do Rendimento

De acordo com Lazarkiewicz (1965), o coeficiente de resistência para o escoamento em condutos retos de seção transversal constante pode ser definido pela equação

$$f = CR^{\alpha}E^{\beta} \quad (6.6)$$

onde o número de Reynolds é dado pela equação

$$R = \frac{vD}{\nu} \quad (6.7)$$

o índice α na equação 6.6 é negativo e o coeficiente da rugosidade relativa é dado pela relação

$$E = \frac{e}{D} \quad (6.8)$$

A equação 6.6 pode ser escrita na seguinte forma

$$f = C_1 R^{-\alpha} D^{-\beta} \quad (6.9)$$

Com uma aproximação grosseira, a bomba pode ser comparada com um conduto reto de seção constante e pode ser assumido que o coeficiente de resistência seja proporcional às perdas hidráulicas que ocorrem durante o escoamento através da bomba.

$$f \propto \Delta h \quad (6.10)$$

A perda de carga na bomba pode ser estimada pela expressão

$$\Delta h \propto 1 - \eta_h \quad (6.11)$$

inserindo este valor na equação (6.9) tem-se

$$1 - \eta_h = CR^{-\alpha} D^{-\beta} \quad (6.12)$$

escrevendo novamente a equação (6.12) obtém-se a relação

$$\frac{1 - \eta_{hp}}{1 - \eta_{hm}} = \left(\frac{R_m}{R_p} \right)^\alpha \left(\frac{D_m}{D_p} \right)^\beta \quad (6.13)$$

que resulta na equação

$$\eta_{hp} = 1 - (1 - \eta_{hm}) \left(\frac{R_m}{R_p} \right)^\alpha \left(\frac{D_m}{D_p} \right)^\beta \quad (6.14)$$

A equação geral (6.14) define a relação entre o rendimento hidráulico de um modelo e um protótipo. O índice α é determinado experimentalmente em uma mesma bomba, variando-se somente a rotação no eixo. Desta forma a resistência por atrito do líquido constitui somente uma parte das perdas no escoamento, e os valores destes índices são muitas vezes menores que $\alpha = 0.25$, como acontece na fórmula de Blásius. Experimentalmente tem sido encontrado que $\alpha \approx 0.1$.

O expoente β depende da rugosidade interna das paredes do invólucro e da superfície das aletas no modelo e no protótipo. Se pudesse ser atingido o mesmo valor da rugosidade relativa $E_p = E_m$, em ambas bombas, o índice β seria zero; na prática o índice é tomado como sendo $\beta \approx 0.05$. Com uma aproximação grosseira pode-se tomar a equação (6.14) para a determinação do rendimento da bomba, então

$$\eta = (1 - \eta_{hm}) \left(\frac{R_m}{R_p} \right)^\alpha \left(\frac{D_m}{D_p} \right)^\beta \quad (6.15)$$

6.2 Influência do Número de Reynolds

De acordo com Lazarkiewicz (1965), a semelhança geométrica em modelos e protótipos quanto a carcaça, rotor e aletas pode ser obtida sem grandes dificuldades, porém não ocorrendo em relação à rugosidade relativa e às folgas existentes entre rotor e elementos estacionários da bomba, que influem no ponto de transição do escoamento laminar para turbulento.

Embora exista a facilidade de se formular as condições de semelhança cinemática, é impossível a verificação quanto à sua ocorrência devido a dificuldades de se medir as distribuições de velocidade no rotor. A condição que o número de Reynolds deve ter um mesmo valor em pontos correspondentes nos campos de velocidade no modelo e no protótipo é de natureza puramente abstrata, sendo que na prática o número de Reynolds é adotado como constante e igual no modelo e no protótipo. Se o número de Reynolds é pequeno, a influência do atrito é grande, a qual produz um leve declínio no rendimento hidráulico, mesmo quando é mantida a rotação específica para modelo e protótipo.

O número de Reynolds caracteriza o estado de desenvolvimento do escoamento turbulento, onde seu valor é alterado de seção para seção no rotor, tendo um valor na seção de entrada e outro na seção de saída. O critério para comparar o escoamento através do rotor da bomba é tomado como sendo o valor do número de Reynolds na seção de saída do rotor, sendo definido pela equação

$$R = \frac{nD^2}{\nu} \quad (6.16)$$

O valor da relação entre o número de Reynolds do modelo e do protótipo da bomba deve estar dentro do limite

$$\frac{1}{15} < \frac{R_m}{R_p} < 15 \quad (6.17)$$

Com números de Reynolds elevados, como ocorre com a água e o ar, as leis de semelhança aplicadas apresentam uma boa precisão, até mesmo quando o número de Reynolds não é mantido constante entre modelo e protótipo, contanto que o número de Reynolds do protótipo seja mantido em um intervalo superior ao do modelo. Isto é devido ao escoamento ser completamente turbulento, onde experimentalmente verifica-se que os efeitos dependentes do número de Reynolds não variam muito com a mudança do mesmo acima de um certo valor. A precisão tende a melhorar com número de Reynolds do modelo aproximando-se com o do protótipo.

O coeficiente de rendimento hidráulico η_h aumenta com o tamanho da bomba, tendendo a um valor máximo devido à influência da rugosidade relativa. A rugosidade relativa determina a magnitude das perdas por atrito do líquido; tais perdas decrescem rapidamente com o aumento do tamanho da bomba, diminuindo assim a influência da rugosidade das paredes.

O aumento no rendimento hidráulico η_h para escoamentos semelhantes em um protótipo e em um modelo ($R_p = R_m$) não depende somente da relação das dimensões existentes nas duas bombas que são comparadas, mas também de suas dimensões. Assim, a equação de transposição aplicada onde somente ocorrem as relações de Reynolds ($\frac{R_m}{R_p}$) e de diâmetros ($\frac{D_m}{D_p}$) levam a resultados precisos quando utilizadas dentro do pequeno intervalo no qual pesquisas experimentais foram feitas; por outro lado, não podem ser aplicadas a todos os tamanhos de bombas pertencentes a uma família.

Segundo Lazarkiewicz (1965), a deficiência da fórmula (6.15) não está nos coeficientes α e β , mas na analogia entre o escoamento em um tubo estacionário reto de seção transversal constante e o escoamento no interior de uma bomba. No tubo, o líquido escoava uniformemente, mas em uma bomba, a linha de fluxo entra no rotor sendo dividida em um número de pequenas linhas, escoando com um movimento complexo na passagem pelas curvas do rotor.

6.3 Efeito Escala em Turbinas

Segundo Arndt et al, (1984) as leis de semelhança são razoavelmente precisas para turbinas de grandes dimensões, operando em condições de não cavitação. Em particular, a rugosidade relativa e a relação entre folgas do rotor são as mesmas se as leis de semelhança são aplicadas para a mesma máquina. Grandes diferenças no tamanho de duas máquinas geometricamente semelhantes, como entre modelo e protótipo, rugosidade e folga podem não atender às escalas geométricas devido a limitações de fabricação. Certas fórmulas têm sido desenvolvidas para relacionar dados de modelos e protótipos, onde todas elas apresentam uma forte dose de empirismo, como a de Moody.

O rendimento global é dado por $\eta_m \eta_v \eta_h$, e mesmo se η_h e η_v são o mesmo no modelo e protótipo, η_m geralmente seria diferente por causa de diferenças em perdas de atrito como no caso de perdas mecânicas. Obviamente, se as perdas mecânicas são pequenas, mudanças no η_m também seriam pequenas.

Com as relações básicas obtidas da teoria de Euler aplicada a turbinas de reação, constatou-se que devido a algumas simplificações, é requerido em cálculos atuais o uso de coeficientes determinados experimentalmente, uma vez que partículas escoando em diferentes linhas de fluxo geralmente têm velocidades diferentes e, além disso, as distâncias radiais delas para o eixo de rotação na entrada ou na saída do rotor também são diferentes, devido às extremidades de entrada ou de saída das aletas não serem paralelas ao eixo de turbina. Apesar destes problemas, a teoria de Euler é muitas vezes útil, pois ela mostra a natureza da curva de rendimento de uma determinada máquina, e permite a identificação de cada fator em separado que afeta o rendimento, mostrando como deve ser alterado o projeto de uma máquina a fim de se modificar as características obtidas através de testes experimentais. Também esclarece a natureza das leis de semelhança e possíveis efeitos de escala.

Considerações semelhantes podem ser feitas em relação à teoria de impulso das rodas Pelton. Essencialmente, os mesmos resultados são obtidos quanto a relações de semelhança. Para rodas Pelton, porém, o rendimento é quase independente do tamanho e

a equação de Moody, ou equações semelhantes não se aplicam. À medida que o tamanho de uma roda Pelton aumenta, há uma deterioração na suavidade do jato antes de golpear as conchas, a qual invalida qualquer benefício de redução de perdas por atrito. Além disso, não há diferenças nas perdas por vazamento.

6.3.1 Base Teórica do Rendimento Hidráulico

Segundo Krivchenko, G. I. (1986), o coeficiente de perda total pode ser considerado como constituído de duas partes, uma referente às perdas localizadas, e a outra em relação à perda por atrito ao longo da superfície, dado pela equação

$$\zeta_T = \zeta_{loc} + \zeta_f \quad (6.18)$$

Para estimar a variação do coeficiente de atrito em relação às perdas distribuídas considera-se uma placa plana submetida a um escoamento, como mostra o gráfico da figura A1 no Anexo A. As forças de resistências causadas pelo atrito são determinadas pela equação

$$P_f = fF\rho\frac{v^2}{2} \quad (6.19)$$

O coeficiente de resistência f depende da rugosidade relativa E , dada pela equação

$$E = \frac{l}{\Delta} \quad (6.20)$$

e do número de Reynolds, dado pela equação

$$R = \frac{vl}{\nu} \quad (6.21)$$

A relação existente entre o número de Reynolds e o coeficiente de resistência para o caso de uma placa plana retangular de largura B , comprimento l é mostrado no gráfico representado pela figura A1 no Anexo A.

Pode ser observado no gráfico que no caso de uma superfície lisa, o coeficiente de atrito f decresce com o aumento no número de Reynolds. De acordo com a fórmula de von Karman, para uma placa submetida a um escoamento turbulento, o valor do coeficiente de atrito pode ser determinado pela equação

$$f = \frac{0.074}{R^{0.2}} \quad (6.22)$$

Os valores apresentados no gráfico tornam possível assumir que, a resistência causada pela mudança do atrito em turbinas é aproximadamente a mesma como a encontrada para superfícies lisas.

Considerando que as perdas por atrito são proporcionais ao fator de atrito, pode-se escrever uma relação entre modelo e protótipo

$$\frac{h_{fm}}{h_{fp}} = \frac{f_m v_m^2}{f_p v^2} \quad (6.23)$$

também das condições de semelhança obtém-se

$$\frac{v_m^2}{v^2} = \frac{H_m}{H} \quad (6.24)$$

consequentemente

$$h_{fp} = h_{fm} \frac{f_p}{f_m} \frac{H_p}{H_m} \quad (6.25)$$

que em vista da equação 6.22

$$\frac{h_{fp}}{H_p} = \frac{h_{fm}}{H_m} \left(\frac{R_m}{R} \right)^{0.2} \quad (6.26)$$

Tomando perdas por atrito como sendo uma parte da perda hidráulica total, as perdas relativas serão as seguintes:

a) Perdas por formação de vórtices

$$\frac{h_{locm}}{H_p} = (1 - \varepsilon) \frac{h_{hm}}{H_p} = (1 - \varepsilon)(1 - \eta_{hm}) \quad (6.27)$$

b) Perdas por atrito

$$\frac{h_{fm}}{H_p} = \varepsilon \frac{h_{hm}}{H_p} = \varepsilon(1 - \eta_{hm}) \quad (6.28)$$

Agora referindo-se às perdas hidráulicas no protótipo da turbina: estas perdas são também tomadas como sendo superiores às perdas localizadas e de atrito.

$$1 - \eta_h = \frac{h_{loc}}{H} + \frac{h_f}{H} \quad (6.29)$$

Para o protótipo de uma turbina, as perdas localizadas relativas são iguais às do modelo, enquanto que as perdas por atrito são representadas pela fórmula 6.27, consequentemente:

$$1 - \eta_h = (1 - \varepsilon)(1 - \eta_{hm}) \left(\frac{R_m}{R_p} \right)^{0.2} \quad (6.30)$$

Partindo da equação 6.21 e a das equações de semelhança pode-se apresentar a seguinte relação:

$$\frac{R_m}{R_p} = \frac{D_m v_p}{D_p v_m} \sqrt{\frac{H_m}{H_p}} \quad (6.31)$$

Quando os coeficientes de viscosidade cinemática do modelo e do protótipo são os mesmos (mesma temperatura), a equação para a conversão do rendimento hidráulico do modelo para o protótipo adquire a seguinte forma:

$$1 - \eta_h = (1 - \eta_{hm}) \left[1 - \varepsilon + \varepsilon \sqrt{\frac{D_m}{D_p}} \sqrt[10]{\frac{H_m}{H_p}} \right] \quad (6.32)$$

7. TEORIA DOS ERROS

De acordo com Coleman e Steele, (1989), métodos sofisticados para solução analítica amparados pelo crescente conhecimento das técnicas de soluções numéricas são utilizados em pesquisas. Mesmo assim ainda há a necessidade de trabalhos experimentais que não se limitam a tomada de dados, sendo muitas vezes necessárias informações experimentais em uma ou mais fases da pesquisa, a fim de se obter soluções, mesmo quando aproximações analíticas são utilizadas. A figura 7.1 ilustra os passos a fim de se determinar a solução para um problema físico.

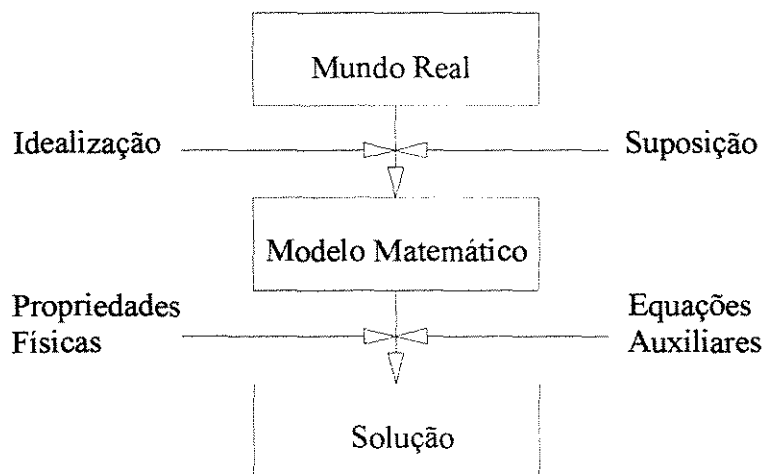


Figura 7.1 - Aproximação analítica para a solução de um problema.
Fonte: Coleman e Steele (1989)

As teorias utilizadas para a solução de problemas são testadas através de experimentos e são aceitas somente de modo que elas sejam consistentes em relação aos fatos observados. Em muitos sistemas e pesquisas de interesse em engenharia, a geometria, as condições de contorno e fenômenos físicos são tão complexas que estão além da capacidade técnica presente para formular satisfatoriamente modelos analíticos, numéricos ou aproximações.

A análise da incerteza em medidas experimentais e resultados é uma ferramenta poderosa, particularmente quando é usada no planejamento e projeto de experiências. Existem casos reais, nos quais todas as medidas em uma experiência foram feitas com 1% de incerteza, contudo a incerteza no resultado final do experimento foi maior que 50%. A análise da incerteza, quando utilizada na fase de planejamento inicial de uma experiência, pode identificar tais situações e salvar o experimentalista de um resultado indesejável. Com a ajuda de uma programação experimental, as complexidades aparentes podem ser reduzidas freqüentemente, e as chances de se alcançar um bom resultado aumentam.

Segundo o INMETRO (1998), a fim de que se possa avaliar a confiabilidade de resultados de medição de uma grandeza física, é obrigatório fornecer alguma indicação quantitativa da qualidade do resultado. Este ato possibilita que os resultados de medição possam ser comparados entre eles mesmos ou com valores de referência fornecidos em uma especificação ou norma. Logo, um procedimento deve ser adotado, a fim de que se possa avaliar e expressar a incerteza de uma medição.

É amplamente reconhecido que, mesmo quando todos os erros conhecidos ou suspeitos tenham sido avaliados e suas correções adequadas aplicadas, ainda permaneça uma incerteza sobre quão correto é o resultado declarado.

De acordo com Goldemberg (1968), as grandezas físicas são determinadas experimentalmente, por medidas ou combinações de medidas, e essas medidas têm uma incerteza intrínseca que vem das características dos aparelhos usados na sua determinação. Ao fazer-se a medida de uma grandeza física, determina-se um número que a caracteriza, devendo ser expressa a incerteza da medida e qual a confiança que esse valor representa a grandeza física.

Fox e MacDonald (1995), colocam o objetivo da análise da incerteza como sendo o de estimar o erro aleatório provável nos resultados experimentais.

De acordo com o INMETRO (1998), as palavras "mensurando" , "erro", "incerteza", e outras são freqüentemente mal interpretadas. Sendo assim, encontra-se no Anexo B uma discussão adicional sobre estes conceitos e as idéias básicas a elas associadas.

7.1 Fontes de Erros

De acordo com Bos, M. G. (1978), erros grosseiros invalidam a medida; tal erro não pode ser considerado com o objetivo de estimar a precisão global de uma medição, devendo esta medida ser desprezada; estes acontecem devido a enganos na contagem e erros nos cálculos, devido a arredondamentos.

Erros aleatórios são aqueles que afetam a reprodução da medida. É esperado que este erro seja diminuído quando o número de medidas aumentar. Isto também ocorre quando as medidas são dependentes do tempo e o período é aumentado.

Erros sistemáticos são erros que não podem ser reduzidos aumentando o número de medidas, mesmo com equipamentos e condições inalteradas. Segundo Goldemberg (1968), no caso de erros sistemáticos, estes podem ser ocasionados por erros na calibração do instrumento; erro do observador, como a paralaxe, que são leituras que dependem da posição do observador; e erros devido a influência de certos fatores que são desprezados, como um instrumento utilizado a uma temperatura diferente daquela em que foi feita a sua calibração.

Erros acidentais são devidos a erros de julgamento, como no caso da estimativa da fração da menor divisão de uma escala; erro devido a flutuações na grandeza a ser medida; erros devido à natureza da grandeza a ser medida, como variações no comprimento de um objeto devido à falta de polimento ou paralelismo das faces.

7.2 Rejeição de Medições Duvidosas

Segundo Paradine e Rivett (1974), quando em um conjunto de valores observado existir algum que difira notavelmente dos outros, e que seu desvio da média seja tão grande a ponto de ser altamente improvável que siga a lei normal, que é a lei tomada como sendo a lei de distribuição dos erros, é melhor rejeitar o valor, pois algum engano ou alguma coisa incomum ocorreu. Citam ainda que Wright e Hayford dão uma regra para pesquisadores, segundo a qual se o desvio excede 5 vezes o erro provável estimado, ele pode ser rejeitado. Recomendam também que, se observados grandes desvios na hora da observação, deve-se anotar quaisquer condições especiais. Este valor duvidoso deve ser utilizado no cálculo. Depois de retirado, novo cálculo deve ser efetuado, verificando-se novamente a ocorrência de um novo valor que deva ser rejeitado.

7.3 Avaliação das Componentes da Incerteza a Partir de Observações Repetidas

De acordo com o INMETRO (1998), as incertezas determinadas a partir de observações repetidas são freqüentemente contrastadas com aquelas avaliadas por outros meios, como sendo estatisticamente rigorosas. Erroneamente, isto parece permitir que elas sejam avaliadas meramente pela aplicação de fórmulas estatísticas às observações e que suas avaliações não requerem algum discernimento.

O ato de zerar um instrumento é parte do procedimento de medição. O instrumento deve ser novamente zerado como parte de cada repetição, mesmo se houver um desvio desprezível durante o período em que as observações são feitas, pois há, potencialmente, uma incerteza estatisticamente determinável, atribuível à operação de zerar.

Deve ser verificado se todas as influências, supostamente aleatórias, são de fato, aleatórias. Havendo um número suficiente de observações, as médias aritméticas dos

resultados da primeira e segunda metades do período e seus desvios padrão experimentais podem ser calculados, e as duas médias, comparadas uma com a outra, de forma a se julgar se a diferença entre elas é estatisticamente significativa e, assim, se há um efeito variando com o tempo.

Se o algarismo menos significativo de uma indicação digital varia continuamente durante uma observação devido a "ruído", é por vezes, difícil deixar de selecionar, sem saber, valores pessoalmente preferidos desse algarismo. É melhor arranjar algum meio de congelar a indicação num instante arbitrário e registrar o resultado congelado.

7.4 Avaliação das Componentes da Incerteza por Outros Meios

Devido à impossibilidade de se executar uma exaustiva investigação estatística de todas as causas concebíveis de incerteza, onde todos os componentes da incerteza seriam obtidos através de avaliações do Tipo A, muitos componentes da incerteza devem ser avaliados por quaisquer outros meios que sejam práticos.

• Distribuições Determinadas Matematicamente

A resolução do dispositivo indicador de um instrumento digital é uma fonte de incerteza, devido à faixa de sinais de entrada no instrumento, varrendo um intervalo conhecido, que daria a mesma indicação.

• Histerese

Certos tipos de histerese podem causar um tipo similar de incerteza. A indicação de um instrumento pode diferir por um valor fixado e conhecido, caso as leituras sucessivas sejam crescentes ou decrescentes. O operador prudente anota a direção das sucessivas leituras e faz a correção apropriada. Entretanto, a direção da histerese não é sempre observável, podem haver oscilações ocultas do instrumento, em torno do ponto

de equilíbrio, de modo que a indicação dependa da direção pela qual este ponto de equilíbrio é finalmente alcançado.

- **Valores de Entrada Importados**

Valor que não foi estimado no decorrer de uma dada medição, mas que foi obtido em outra parte como resultado de uma avaliação independente. Frequentemente tal valor é acompanhado de algum tipo de declaração de sua incerteza, que pode ser dada como um desvio padrão, um múltiplo de um desvio padrão, ou a semi-faixa de um intervalo, tendo um nível de confiança declarado.

Alguns laboratórios de calibração têm adotado a prática de expressar a "incerteza" na forma de limites de confiança superior e inferior que definem um intervalo, tendo um nível de confiança "mínimo", por exemplo, no mínimo 95%. Não pode ser convertida em incerteza padrão sem o conhecimento de como foi calculada.

Se nada é conhecido sobre a curva característica de erro do instrumento verificado, deve-se supor que há uma probabilidade igual de que o erro tenha qualquer valor dentro dos limites permitidos, isto é uma distribuição de probabilidade retangular.

7.5 Fases de um Pesquisa Experimental

De acordo com Coleman e Steele (1989) há numerosos modos em que um programa experimental pode ser dividido, onde um deles seria: planejamento, projeto, construção, depuramento, execução, análise de dados e informação dos resultados.

Na fase de planejamento avaliam-se as várias aproximações que podem ser usadas para se encontrar a resposta ao que se pesquisa. Muitas vezes esta fase é chamada de projeto preliminar.

Na fase de projeto, utilizam-se as informações determinadas na fase de planejamento para especificar a instrumentação necessária e os detalhes da configuração

do aparato experimental. Na fase de construção os componentes individuais são inseridos no aparato experimental global e calibrações necessárias são executadas.

Já na fase de depuramento, são realizados testes iniciais que utilizam o aparato, verificando problemas inesperados, que normalmente aparecem. Muitas vezes o resultado desta fase faz com que sejam executadas modificações no aparato experimental. Na fase de execução são adquiridos os dados, registrados e armazenados.

Durante a fase de análise dos dados, os mesmos são analisados para determinar a resposta para a pergunta original ou a solução para o problema que é investigado. Na fase de informações devem ser apresentados dados e conclusões de forma que maximizem a utilidade dos resultados experimentais.

7.6 A Distribuição Normal como Lei dos Erros

De acordo com Goldemberg, (1968), ao se realizar uma série de medidas, são cometidos erros acidentais que não são os mesmos cada vez que se repete a medida; sendo assim seria interessante saber, no caso de uma medida adicional a ser tomada, qual a probabilidade do desvio encontrado nesta medida ser menor que um dado valor; ou ainda no caso de uma dezena de medidas adicionais, que fração destas medidas terá desvio menor que um dado valor. Para isto é preciso saber de que maneira os erros se distribuem.

De acordo com Fox e McDonald (1995), a dispersão dos dados em uma distribuição gaussiana é caracterizada pelo desvio padrão σ . Assim o intervalo de incerteza para cada variável medida x_i , pode ser enunciado como $\pm n\sigma_i$, onde $n = 1, 2, 3$.

Para dados normalmente distribuídos, mais de 99% dos valores medidos de x_i situam-se dentro de $\pm 3\sigma_i$ do valor médio, 95% situam-se dentro de $\pm 2\sigma_i$, e 50% situam-se dentro de $\pm \sigma_i$ do valor médio do conjunto de dados.

Segundo Paradine e Rivett (1974), a distribuição normal é utilizada para tratamento de pequenas discrepâncias inevitáveis nos valores observados, de natureza

desconhecida, cuja ação seja de natureza casual. Um erro constante de mensuração afetaria o valor médio calculado, mas não afetaria os desvios da média e não estaria refletido no cálculo do erro provável. Os erros sistemáticos, não necessariamente constantes, podem ser descobertos se houver dados disponíveis, através de uma divergência da lei normal, quanto à inclinação da distribuição.

De acordo com Coleman e Steele (1989), normalmente assume-se que as distribuições de erros em medidas são normais, ou seja, gaussianas. Não é aconselhável assumir normalidade quando eventos de baixa probabilidade, que são os valores extremos das variáveis, são de interesse. Nestes casos, as extremidades da distribuição de erro são importantes, e a suposição de normalidade pode conduzir a resultados e conclusões errôneas. Testes que modelam casos onde o resultado pode vir a ter efeito sobre a vida humana não devem utilizar-se da distribuição normal.

Casos nos quais eventos de baixa probabilidade não são de interesse, não apresentam normalidade, e a suposição da normalidade é assumida, a incerteza no resultado é relativamente insensível a divergências da normalidade nas distribuições de erro das variáveis medidas. Com isto pode-se assumir a normalidade, exceto em situações nas quais os detalhes das extremidades da distribuição são importantes.

7.7 Propagação de Incertezas

Segundo Coleman e Steele (1989), muitas vezes não se mede diretamente o valor do resultado experimental. É necessário nestes casos medir os valores de várias variáveis e combinar estes dados em uma equação para obter o valor do resultado da incerteza. As medidas das variáveis têm incertezas associadas a elas.

Considerando um caso geral no qual um estudo experimental com resultado r é função de J variáveis x_i , este pode ser representado pela equação

$$r = r(x_1, x_2, \dots, x_J) \quad (7.1)$$

A equação (7.1) é usada para determinar o resultado r dos valores medidos das variáveis x_i . A diferencial desta função é dada por

$$dr = \frac{\partial r}{\partial x_1} dx_1 + \frac{\partial r}{\partial x_2} dx_2 + \dots + \frac{\partial r}{\partial x_J} dx_J$$

onde a incerteza é dada por

$$U_r = \left[\left(\frac{\partial r}{\partial x_1} Ux_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial r}{\partial x_2} Ux_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial r}{\partial x_J} Ux_J \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (7.2)$$

onde Ux_i são as incertezas nas variáveis medidas x_i .

É assumido que a equação (7.1) é contínua e tem derivadas contínuas no domínio de interesse, que as variáveis medidas x_i são independentes das outras, e que as incertezas nas variáveis de medida são independentes das outras.

Muitas vezes, ao aplicarmos a equação (7.2), obtemos equações muito complexas, mais que o necessário. Uma simplificação pode ser geralmente encontrada dividindo a equação pelo quadrado do resultado experimental resultando na equação:

$$\left(\frac{U_r}{r} \right)^2 = \left(\frac{1}{r} \frac{\partial r}{\partial x_1} Ux_1 \right)^2 + \left(\frac{1}{r} \frac{\partial r}{\partial x_2} Ux_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{1}{r} \frac{\partial r}{\partial x_J} Ux_J \right)^2$$

De acordo com Fox e McDonald (1995), o método das repetições é impraticável, sendo impossível muitas vezes obter dados suficientes para uma amostra estatisticamente significativa, contudo a distribuição normal sugere:

- a) Pequenos erros são mais prováveis do que os grandes.
- b) Os erros para mais e para menos são igualmente prováveis.
- c) Nenhum erro máximo finito pode ser especificado.

Situações típicas são experiências de "uma única amostra", na qual apenas uma medição é feita para cada ponto. Uma estimativa razoável da incerteza de medição devida ao erro aleatório numa experiência de uma só amostra é geralmente mais ou menos metade da menor divisão da escala do instrumento (contagem mínima). Como a incerteza decorre dos efeitos combinados dos intervalos de incerteza em todos os x_{is} , o intervalo de incerteza em cada variável tem uma faixa de valores, e é improvável que todos tenham valores adversos ao mesmo tempo.

8. METODOLOGIA

Neste capítulo faz-se uma descrição do Banco de Ensaio I montado e o procedimento utilizado para a análise dos dados obtidos. O Banco de Ensaio II foi estudado teoricamente quanto ao seu Campo de Aplicação, com base nos equipamentos já instalados pela CESP. O capítulo foi dividido em duas partes.

A primeira parte denominada Experimental está relacionada com a montagem do Banco I e os ensaios neles realizados, onde são descritos os equipamentos utilizados e os procedimentos para a obtenção dos dados.

A Segunda parte denominada Tratamento dos Dados é concernente à maneira pela qual foram utilizados os dados obtidos para atingir os objetivos propostos neste trabalho.

A identificação das bombas é feita através dos diâmetros de seus rotores.

8.1 Parte Experimental

8.1.1 A Microcentral Tatu

A CESP, Companhia Energética de São Paulo S/A, apoiando o PNPCH - Programa Nacional de Pequenas Centrais Hidrelétricas, elaborado pela Eletrobrás, decidiu contribuir para o desenvolvimento de pesquisas e estudos para o aperfeiçoamento de microcentrais hidrelétricas com turbinas tipo Michell-Banki e o

UNICAMP

BIBLIOTECA CENTRAL

SEÇÃO CIRCULANTE

aumento da oferta de energia elétrica à zona rural, às micro empresas e pequenos povoados localizados próximos a pequenos e médios aproveitamentos d'água. Com essa intenção, foi celebrado um convênio entre a CESP e a Unicamp, firmado em 1984, que visou à implantação de um campo de demonstração de irrigação, utilizando a energia elétrica da Microcentral Tatu, além de outros estudos e pesquisas nas áreas de hidrologia, hidráulica e saneamento.

A Microcentral Tatu está localizada na margem direita do Ribeirão do Pinhal, afluente do rio Jaguari, no Município de Limeira. A distância entre esse local e o Campus da Unicamp é de aproximadamente 35 km. O mapa na figura 8.1 mostra a localização da Usina Tatu.

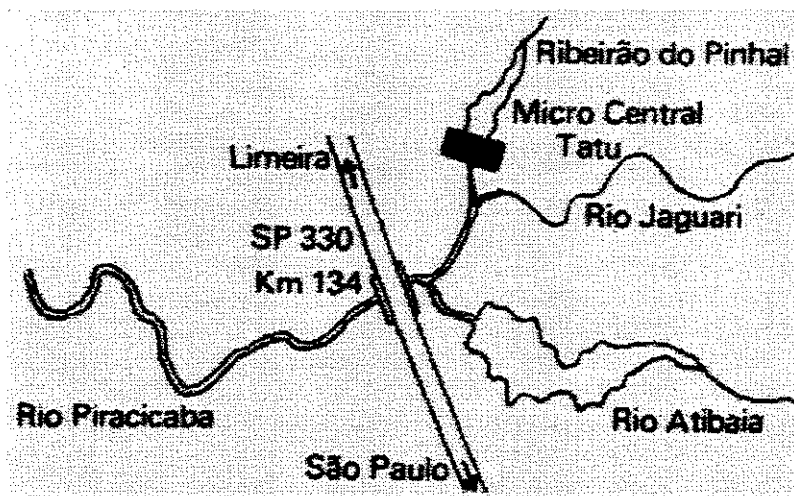


Figura 8.1 - Localização da Usina Tatu
Fonte: Catálogo da CESP

8.1.1.1 Equipamentos já Instalados pela CESP

As características técnicas dos equipamentos já instalados pela CESP são:

- **Turbina Michell-Banki**

Potência

68 CV

| | |
|---------------|-----------------------|
| Queda efetiva | 14 m |
| Engolimento | 0.5 m ³ /s |
| Rotação | 400 RPM |

- **Gerador**

| | |
|-------------------|-----------|
| Potência | 62,5 KVA |
| Fator de potência | 0,8 |
| Frequência | 60 HZ |
| Tensão | 440V/220V |

- **Conduto forçado (penstock)**

| | |
|-----------------|-------------|
| Diâmetro | 600 mm |
| Comprimento | 60 m |
| Dimensões | 2.2 X 2.2 m |
| Peso aproximado | 4.500 Kg |
| Material | aço |

- **Constam ainda os seguintes componentes**

- 1 Regulador de Velocidade
- 1 Válvula Borboleta
- 1 Vertedor Retangular

8.1.2 Instalação Experimental do Banco de Ensaio I

A instalação experimental do Banco de Ensaio I é composta por um sistema hidráulico, que tem início em uma tomada d'água em um canal de adução, indo até a casa de máquinas com uma tubulação de PVC ocre. Também fazem parte da instalação

experimental a turbina Michell-Banki, que se acopla à bomba centrífuga por meio de correias; o sistema hidráulico da bomba, onde consta um registro utilizado na parte de recalque para estrangulamento; um partidor de vazões, a caixa aferida, os medidores de pressão, o canal de fuga e o vertedor. O esquema de montagem experimental do banco de ensaio utilizado pode ser visualizado na figura 8.2 e 8.3. Estas figuras mostram o circuito completo do banco de ensaio.

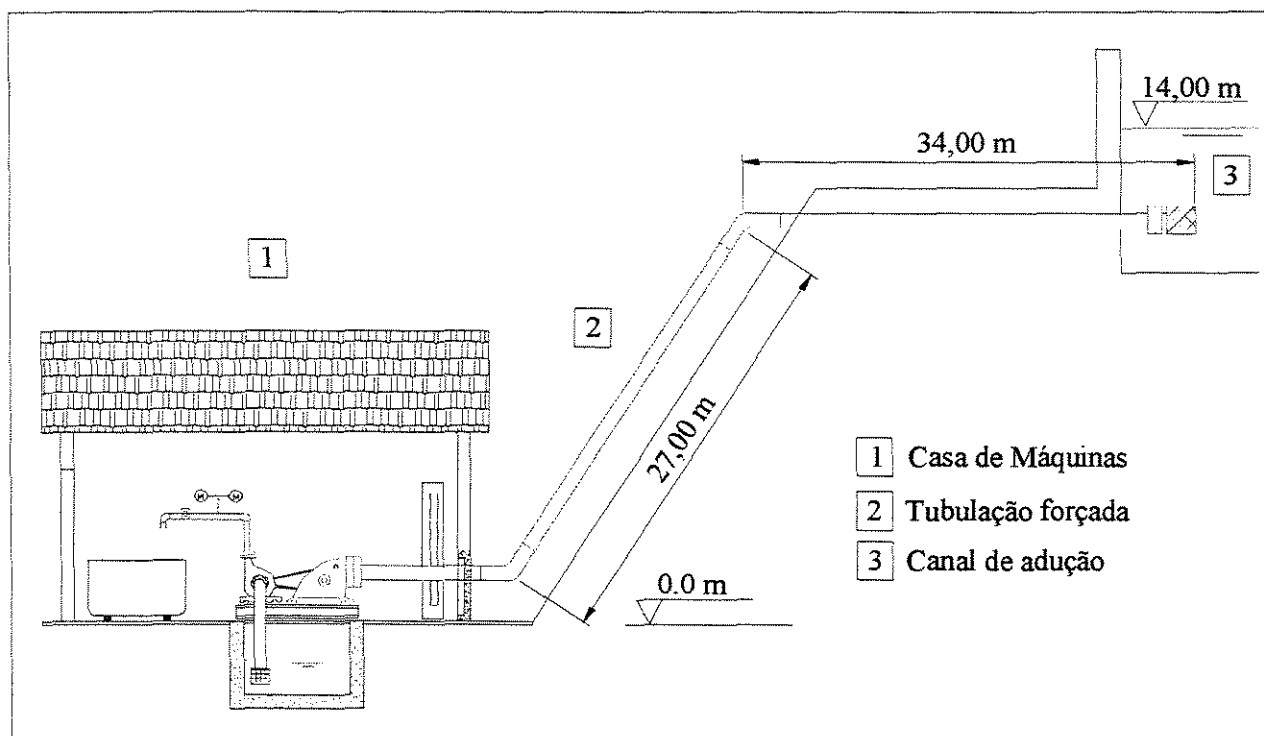


Figura 8.2 - Esquema do Banco de Ensaio I

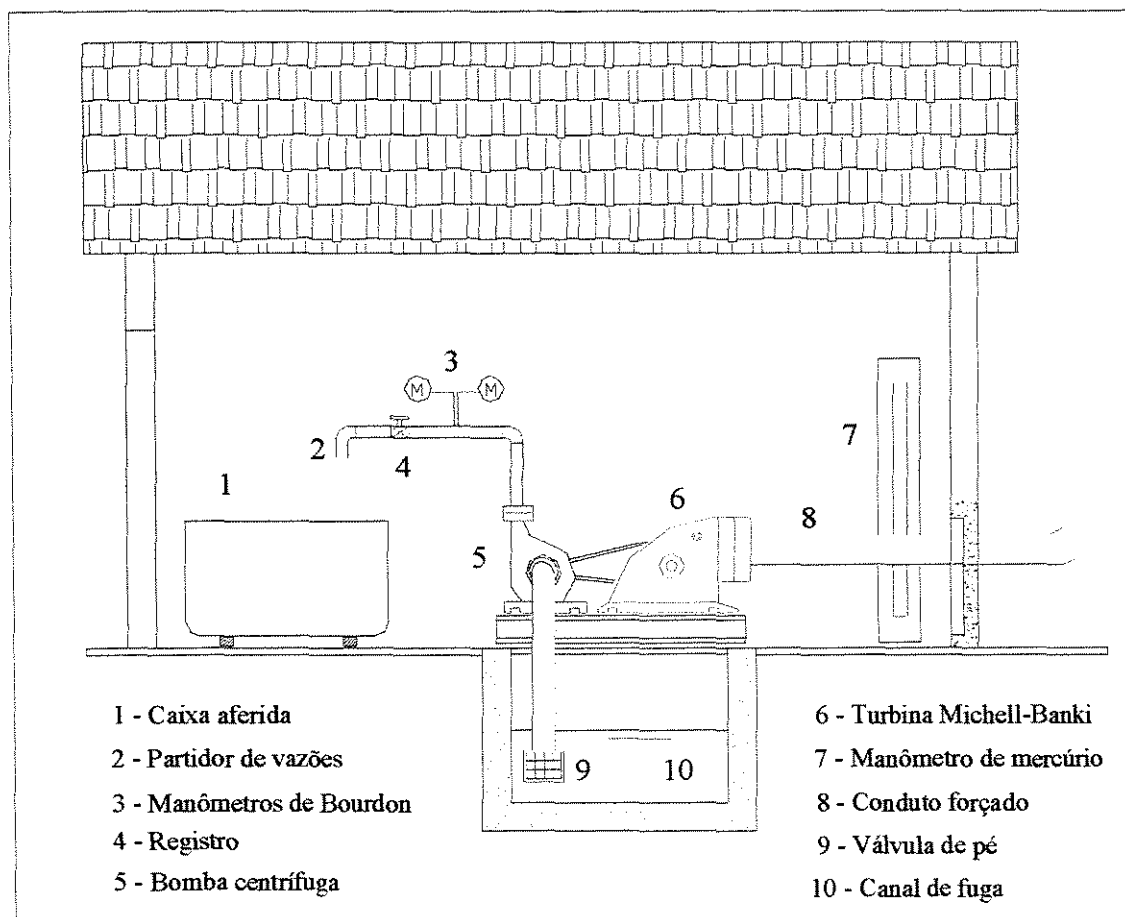


Figura 8.3 - Detalhes do Banco de Ensaio I

8.1.3 Características do Banco de Ensaio I

Os equipamentos utilizados para a montagem do banco de ensaio foram em parte adquiridos pela FEC, e em parte os que haviam disponíveis no Laboratório de Hidráulica do Departamento de Recursos Hídricos. A turbina Michell-Banki foi doada e as bombas centrífugas obtidas através de empréstimos, onde bombas e turbinas são provenientes da indústria nacional, exceto no caso da bomba com rotor de 242 mm, cujo projeto é de

uma indústria multinacional. As outras duas bombas são do mesmo fabricante nacional, com um rotor de 195 mm e 180 mm. A figura 8.4 apresenta a turbina Michell-Banki acoplada à primeira bomba ensaiada (195 mm) e a figura 8.5 a terceira bomba ensaiada (242 mm) .

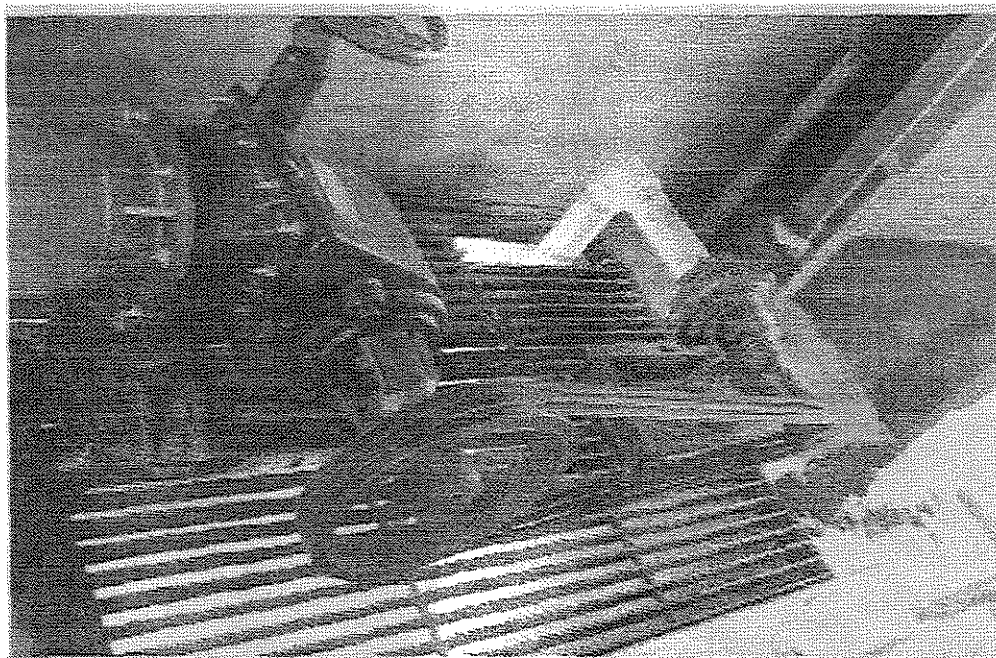


Figura 8.4 - Turbina Michell-Banki e bomba centrífuga (rotor 195 mm).

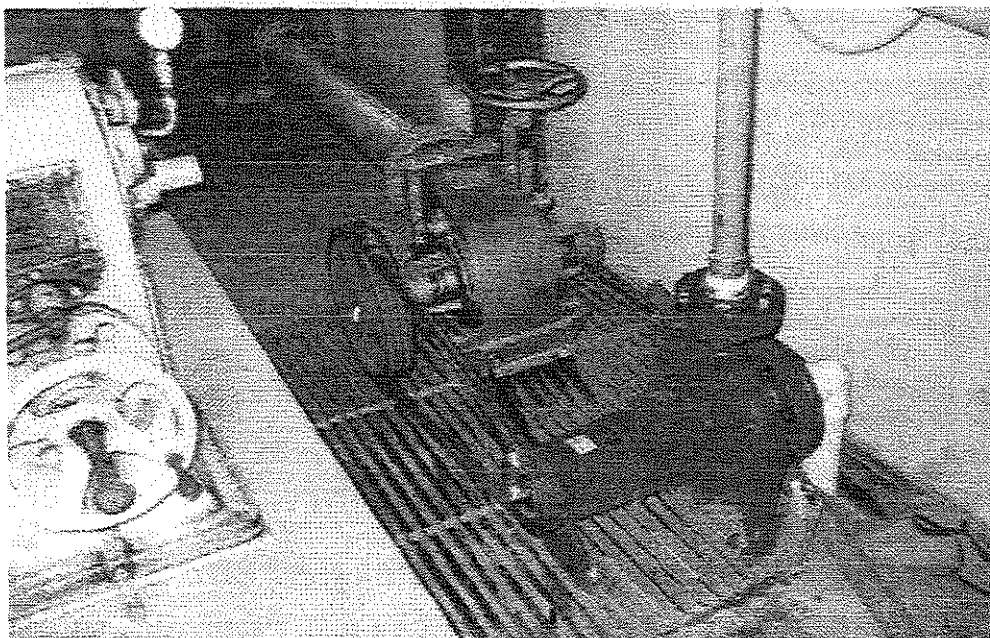


Figura 8.5 - Turbina Michell-Banki e bomba centrífuga (rotor 242 mm).

A seguir são descritos os elementos que foram utilizados para a montagem do Banco I

- **Turbina Michell-Banki do Banco I**

A turbina Michell-Banki utilizada como máquina motora neste banco de ensaio apresenta as seguintes características nominais:

- Queda líquida: 13.8 m
- Vazão Máxima Turbinada 115 l/s
- Rotação Nominal 600 RPM
- Potência no Eixo da Turbina 9 CV

- **Rotor 195 mm**

- Potência: 10 CV
- Rotação Nominal: 3500 RPM
- Diâmetro de sucção 3"
- Diâmetro de Recalque 2 1/2"

- **Rotor 180 mm**

- Potência: 10 CV
- Rotação Nominal: 3500 RPM
- Diâmetro de sucção: 3"
- Diâmetro de Recalque: 2 1/2"

- **Rotor 242 mm**

- Potência: 25 CV
- Rotação Nominal: 1750
- Diâmetro de sucção: 3"
- Diâmetro de Recalque: 2 1/2"

- **Conduto Forçado do Banco I**

- Diâmetro: 200 mm
- Comprimento: 60 m
- Material: PVC ocre
- Espessura nominal da Parede: 4 mm

8.1.4 Equipamentos e Estruturas Utilizadas para Medições

- **Vertedor**

O vertedor utilizado para as medições de vazão na turbina já se encontrava instalado no canal de fuga e possui contrações laterais. Na figura 8.6 pode ser visto o vertedor instalado na Usina Tatu e na figura 8.7 suas dimensões.

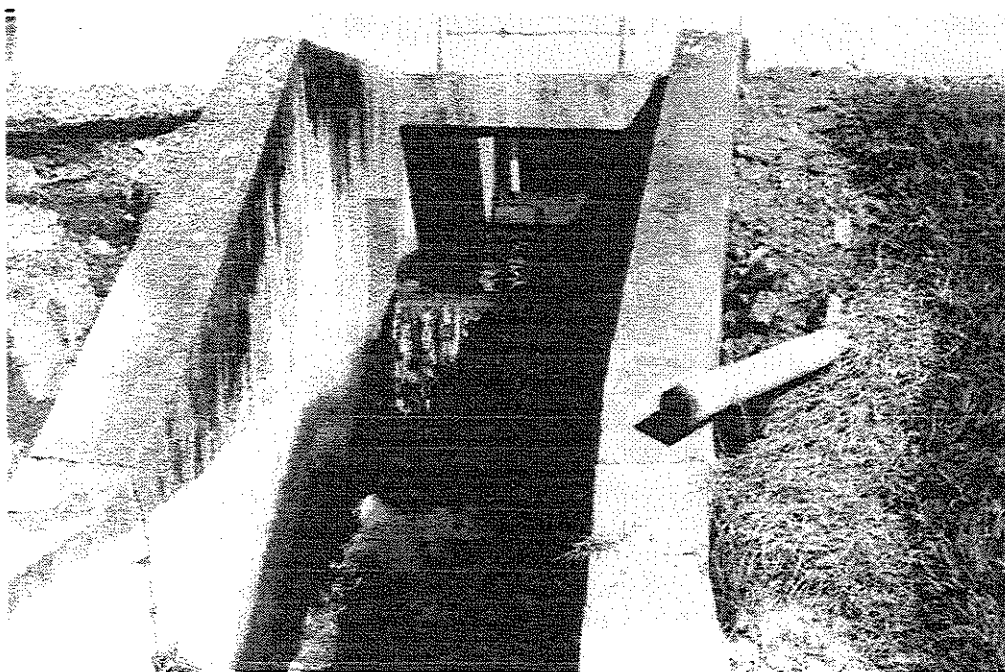


Figura 8.6 - Vertedor na Usina Tatu

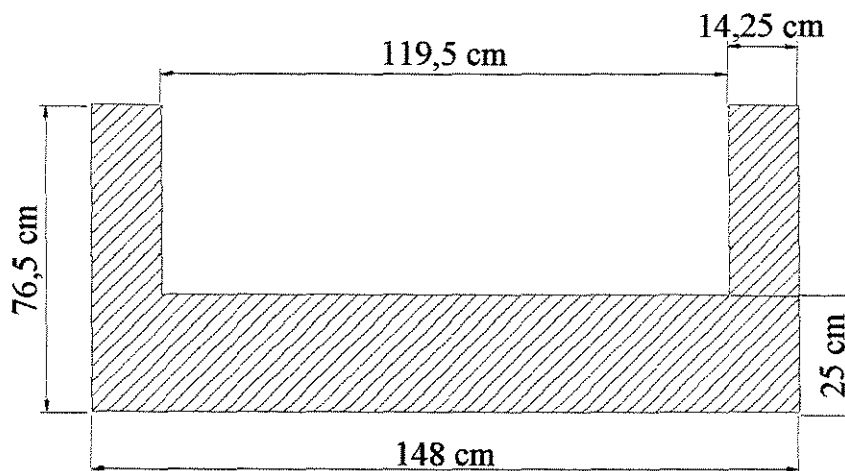


Figura 8.7 - Dimensões do vertedor

A equação de Hégly (Neves, E. T., 1989) foi a utilizada para o cálculo da vazão através do vertedor, sendo escolhida entre outras utilizadas para vertedores com contração lateral. A formulação de Hégly é dada pela equação 8.1.

$$Q = \left[0,405 + \frac{2,7}{1000H} - 0,03 \left(1 - \frac{l}{L} \right) \right] \cdot \left[1 + 0,55 \frac{l^2}{L^2} \left(\frac{H}{H+P} \right)^2 \right] l \sqrt{2g} H^{\frac{3}{2}} \quad (8.1)$$

Esta equação é válida para $0,05 < H < 0,60$; foi adotada esta fórmula por ser aquela que coincidiu com as medidas realizadas com o medidor Ultra-som, uma vez que outras fórmulas apresentaram diferenças entre elas e também com o vertedor. As curvas do gráfico da figura 8.8 ilustram as curvas para algumas fórmulas, como a de Francis, com contração lateral, a proposta pela Sociedade dos Engenheiros e Arquitetos Suíços, e a obtida por meio do Ultra-som.

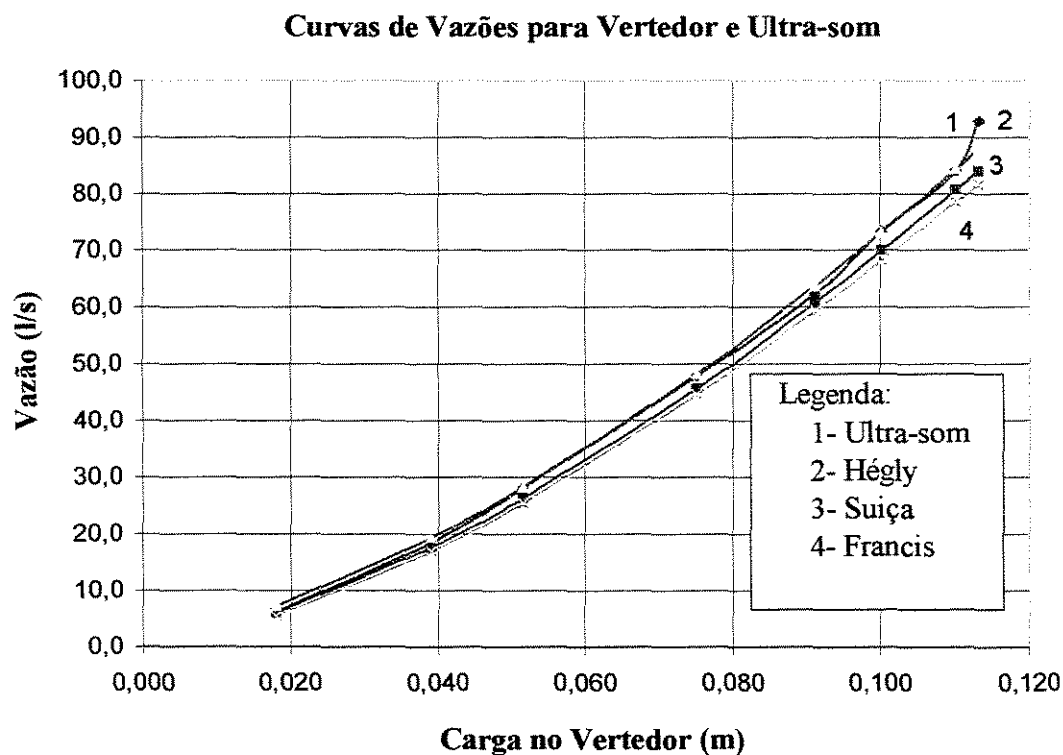


Figura 8.8 - Curvas de vazões para o vertedor e o medidor Ultra-som

• Medidor de Vazão do Tipo Ultra-som

O medidor Ultra-som utilizado é o Modelo System 990 Uniflow, com leitura digital e uma precisão de 1 a 3%.

• Medidor Volumétrico

Para a medida de volume bombeado foi utilizada uma caixa aferida, com volume nominal de 1000 litros. Esta foi aferida com um recipiente de 20,68 litros, no próprio local, que por sua vez foi aferido por pesagem. Por apresentar um perfil com um trecho parabólico e um linear, foi necessária uma regressão para cada trecho, a fim de se

estabelecer o volume em função da altura h . Também foi feita uma regressão tomando-se a caixa como se tivesse o perfil totalmente linear, que resultou em um coeficiente de correlação de 0,979. A escala utilizada foi fixada na parte externa da caixa e foi feita com o emprego de papel milimetrado e um tubo transparente. Os gráficos, com as respectivas equações e correlações para o trecho linear, parabólico e quando todo o perfil é considerado como sendo uma curva exponencial, podem ser vistos na figura 8.9, 8.10, e 8.11. A figura 8.12 e 8.13 ilustram, respectivamente, a caixa aferida, os medidores de pressão e o registro utilizado para o estrangulamento da bomba.

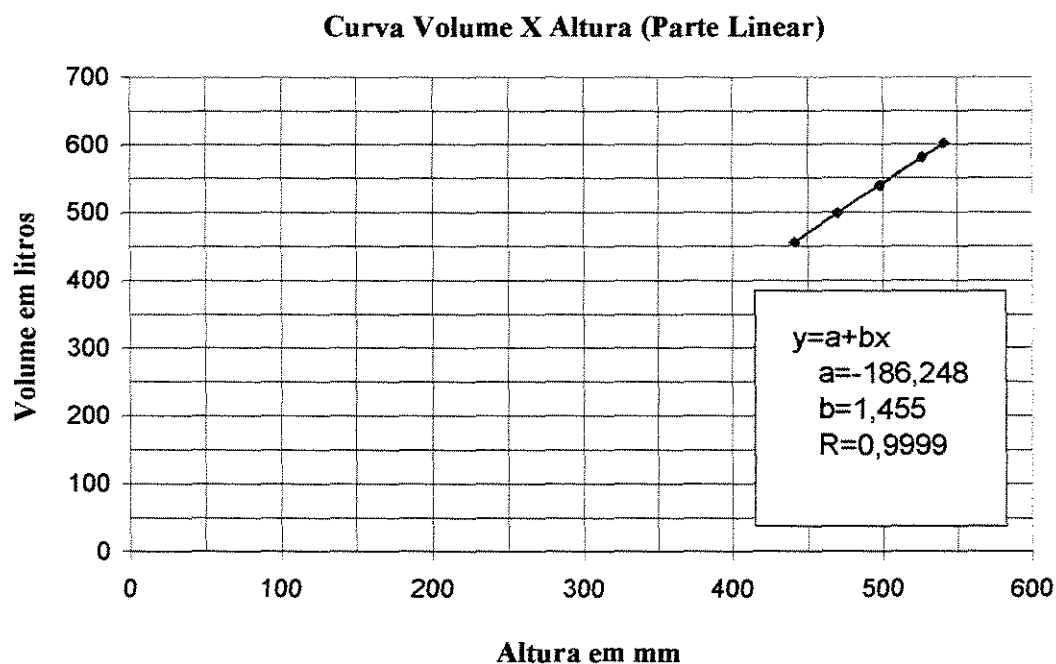


Figura 8.9 - Curva do volume em função da altura (parte linear do perfil da caixa)

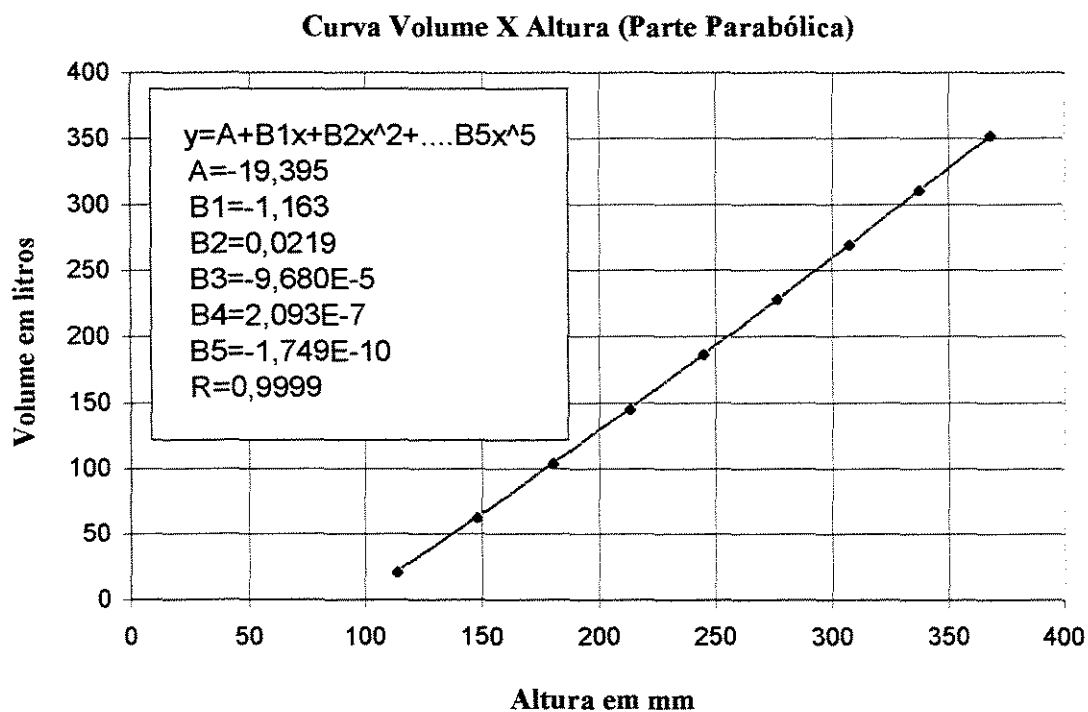


Figura 8.10 - Curva do volume em função da altura (parte parabólica do perfil da caixa)

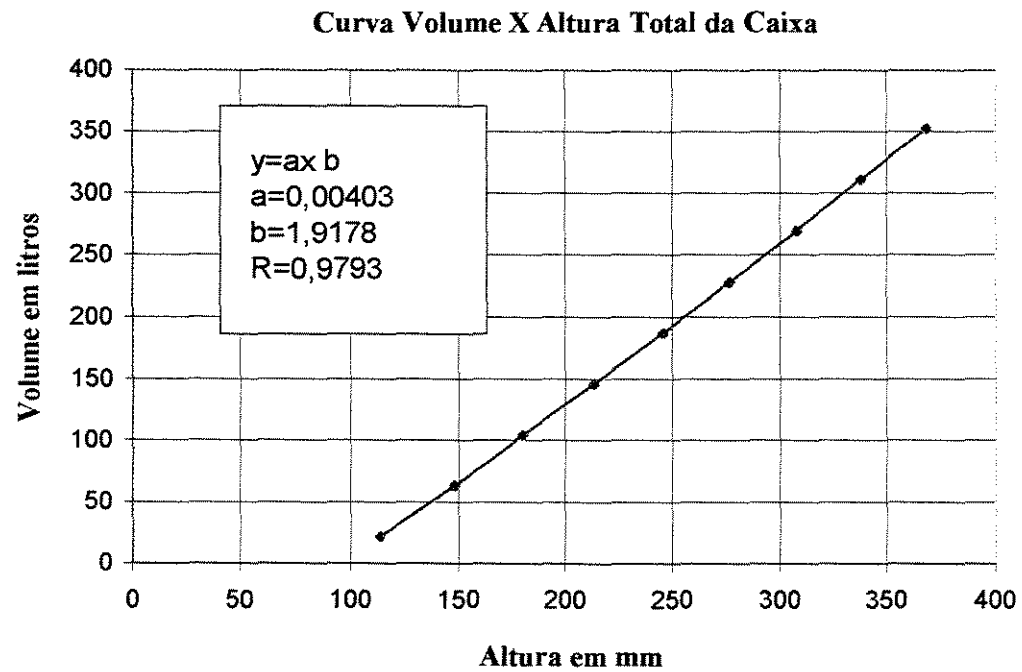


Figura 8.11 - Curva do volume em função da altura (perfil total da caixa)

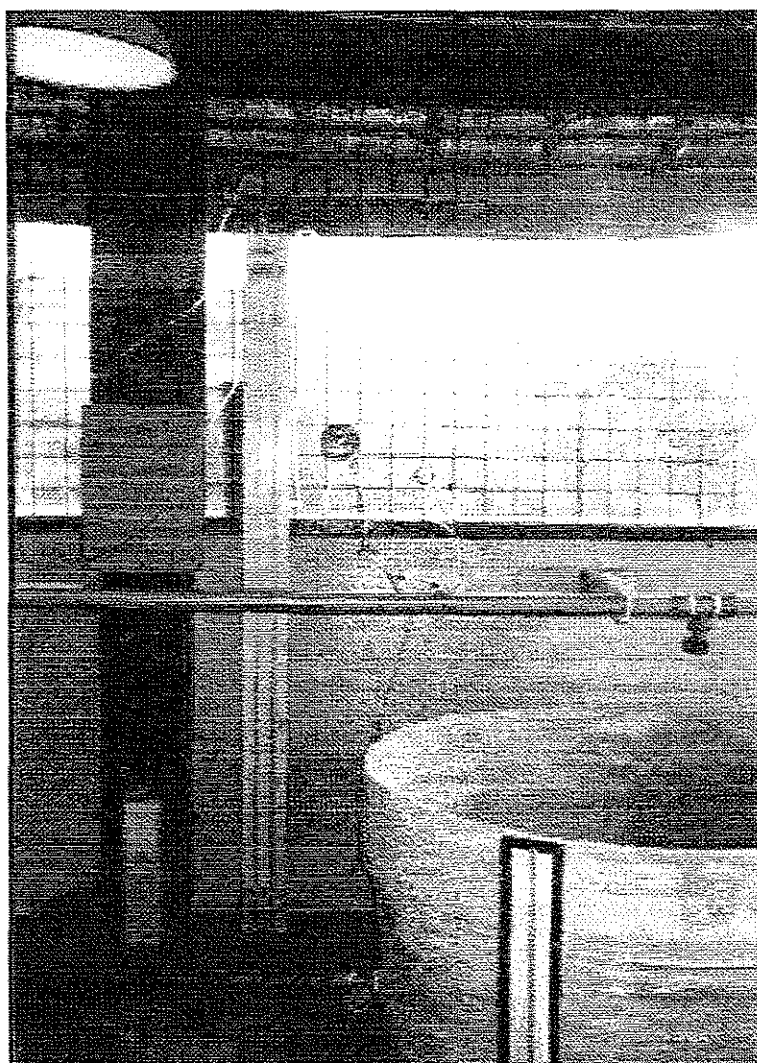


Figura 8.12 - Caixa aferida e manômetros utilizados nas medições de carga e vazão.

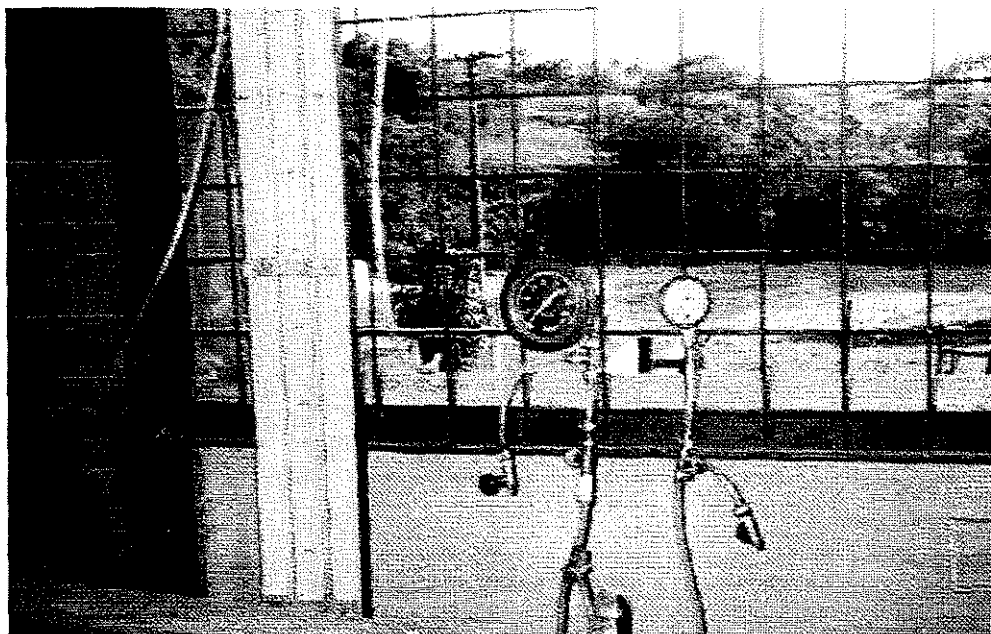


Figura 8.13 - Manômetro de mercúrio e de Bourdon utilizados nas medições de carga.

- **Medidores de Pressão**

A medida de carga na turbina foi realizada utilizando-se um manômetro de mercúrio, conforme mostra a figura 8.12 e 8.13; os detalhes das tomadas de pressão na tubulação da turbina podem ser vistos na figura 8.14.

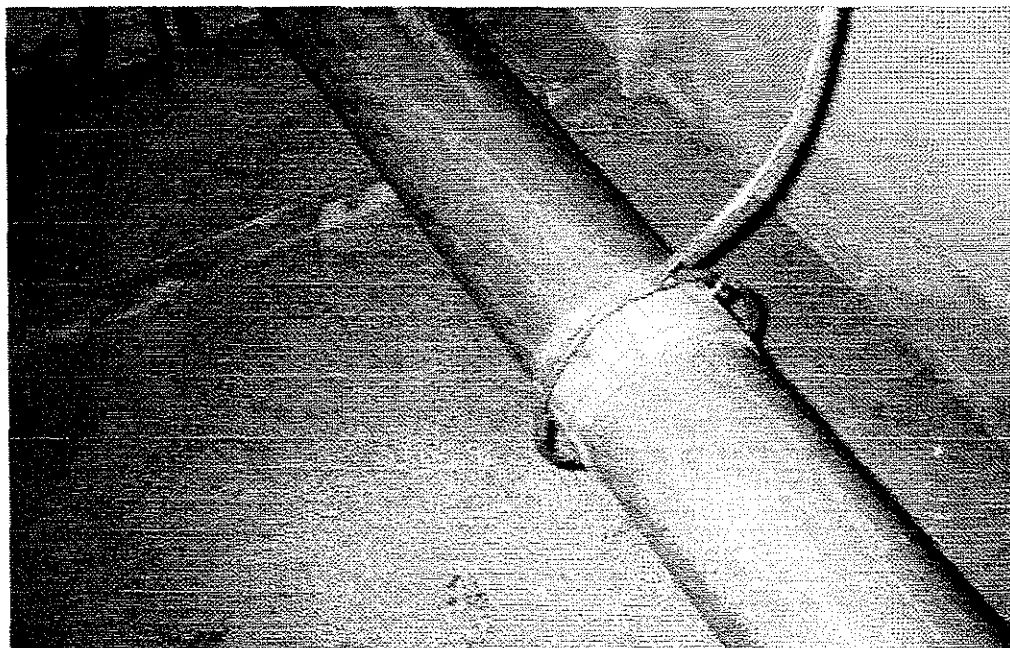


Figura 8.14 - Tomadas de pressão na tubulação de alimentação da turbina.

No caso das bombas, as medidas de pressão foram tomadas utilizando-se dois manômetros de Bourdon ligados em paralelo, conforme ilustra a figura esquemática 8.3 e estes podem ser vistos na figura 8.13. Um dos manômetros de Bourdon foi parcialmente aferido com o manômetro de mercúrio, em aproximadamente 50% da escala. A curva de aferição é apresentada no gráfico da figura 8.15.

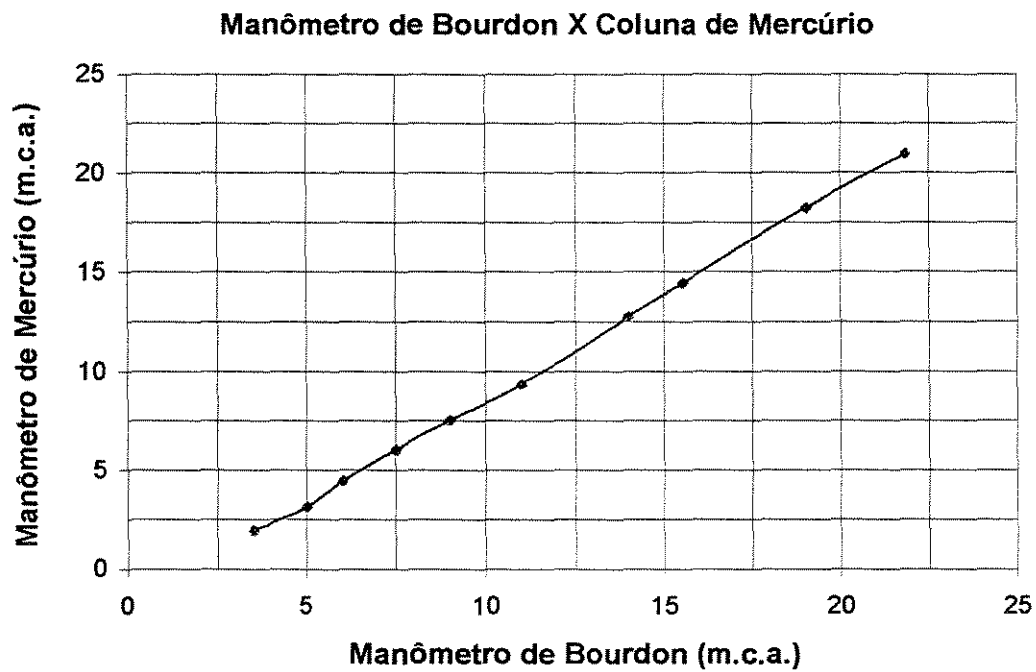


Figura 8.15 - Curva de aferição do manômetro de Bourdon com o de mercúrio

- **Tacômetro**

As medidas foram tomadas através de leituras ópticas, sendo que o aparelho fornece leitura digital.

8.1.5 Procedimento Para Execução dos Ensaios

Foram realizados 17 testes completos, alguns foram repetidos com o conjunto sob as mesmas condições de operação, a fim de se verificar alguma histerese ou outros erros nos ensaios.

Antes de se colocar o banco de ensaio em funcionamento, teve-se que aferir a cota da crista do vertedor. Para isto, ambas turbinas tiveram que ter os seus respectivos sistemas hidráulicos esgotados, evitando, assim, a ocorrência de erro na aferição da cota da crista do vertedor. Feito isto, coloca-se então o sistema hidráulico do Banco I em funcionamento. Ao final do ensaio, nova aferição da cota da crista deve ser efetuada.

O banco de ensaio foi facilmente posto em operação, através da abertura da comporta do canal de alimentação. Este canal foi construído para atender à turbina Michell-Banki já instalada pela CESP, que no passado era utilizada para geração de energia elétrica. Ao se abrir a comporta, o nível d'água se eleva, atingindo a tomada d'água do sistema hidráulico do Banco I.

A pá diretriz da turbina neste instante é totalmente aberta, a fim de se evitar ondas de sobrepressão, o que poderia causar rompimento da tubulação. Como descrito anteriormente, a tubulação é de PVC ocre.

Aguarda-se, então, o estabelecimento do regime permanente no sistema hidráulico, e em seguida verifica-se os medidores de pressão, efetuando a retirada do ar presente nestes medidores. A tomada da temperatura da água também é efetuada.

Para o levantamento dos dados necessários, como carga, vazão e rotação, utilizou-se o registro instalado no sistema hidráulico da bomba, de forma que, ao ser operado, o conjunto apresentou diferentes vazões para a bomba e turbina dentro do seu intervalo de funcionamento. Com isto foi possível obter os seguintes dados: vazão, rotação, carga na bomba e carga na turbina.

8.2 Tratamento dos Dados

8.2.1 Estimativa das Incertezas

A estimativa das incertezas buscou verificar se os resultados experimentais estariam dentro de limites aceitáveis para o desenvolvimento da pesquisa e também para orientar pesquisas futuras. Para se fazer uma indicação quantitativa da qualidade dos resultados obtidos, algumas considerações foram feitas e vêm a seguir: as condições não permitiram utilizar o método das repetições para uma análise estatística, e uma única medida foi realizada para cada ponto; como visto na seção 7.6, os erros são considerados seguindo uma distribuição normal; o erro aleatório foi estimado no caso de "uma única amostra" como mais ou menos a metade da menor divisão da escala do instrumento; também foi considerado ser improvável que todas as medidas tenham valores adversos ao mesmo tempo.

A estimativa da incerteza foi feita com base na equação (7.2), onde esta assume que as variáveis medidas são independentes e que as incertezas nas variáveis medidas são independentes umas das outras.

As escalas utilizadas para o manômetro de mercúrio, para a medida da carga no vertedor e nível da água da caixa aferida foram feitas com papel milimetrado comum, cujo erro devido à variação de umidade e fabricação foi tomado como sendo de 1 mm.

Para o caso do tacômetro óptico, o caso mais crítico foram as medidas relacionadas à bomba, não havendo nenhuma leitura na casa decimal, sendo desprezada a incerteza do aparelho.

A incerteza no caso da vazão no vertedor levou em consideração duas tomadas de medidas: uma para a determinação da carga para uma dada vazão e outra para o "zero do vertedor".

No caso dos manômetros de Bourdon utilizado para as bombas, tomou-se como base o de maior escala, que possui possibilidade de leitura de 1 m.c.a.

A incerteza na vazão da bomba levou em consideração as duas leituras de nível, e a influência do tempo, pois a incerteza neste caso é função da variação do tempo e do volume; foi descartado o erro do cronômetro. Durante os ensaios, o tempo adotado ficou entre 30 e 40 segundos.

A estimativa da incerteza foi levantada para os dados utilizados nos gráficos apresentados nas figuras 9.14 e 9.15 na seção 9.3, onde as curvas fornecidas pelo fabricante são comparadas com as curvas das bombas obtidas por meio dos ensaios.

8.2.2 Estimativa Teórica dos Campos de Aplicação dos Bancos de Ensaio

Neste item é apresentado o procedimento adotado para a estimativa dos Campos de Aplicação dos Bancos I e II determinados teoricamente. Além da possibilidade de ensaios com rotação normal, foi considerada a de se efetuar ensaios com rotação reduzida.

Segundo Lazarkiewicz (1965) e Warring (1984) as relações obtidas através das leis de semelhança admitem como sendo constante o valor do rendimento η e as curvas características da máquina hidráulica representadas por meio destas relações somente representarão o estado real de funcionamento quando a rotação não diferir da rotação em $\pm 25\%$.

De acordo com as normas do Hydraulic Institute (1969), quando as instalações não permitem testes com a rotação nominal da máquina hidráulica, o teste com rotação reduzida pode ser adotado e, através deste, representar as características da máquina para a rotação de projeto. Em testes com rotação reduzida, há um aumento na perda de potência fornecida ao eixo da bomba devido a perdas por atrito, um efeito que pode ser apreciável em pequenas bombas que apresentem baixa rotação específica. O Hydraulic Institute (1969) não propõe quanto poderia ser reduzida a rotação, entretanto, em um exemplo da norma é tomada a redução em torno de 17%. A norma da ASME (1965)

permite a variação de $\pm 3\%$ na rotação para ensaios considerados como de rotação constante, sendo que o ajuste destas curvas é feito através das leis de semelhança.

Os bancos de ensaios, cujo campo de aplicação se quer estimar, possuem como máquina motora turbinas Michell-Banki e estas devem ter potência suficiente para acionar pequenas bombas centrífugas a fim de serem ensaiadas. A potência fornecida ao eixo da bomba pela turbina é o fator que limita os campos de aplicação destes bancos. Para estimar os rendimentos das turbinas que compõem os dois bancos de ensaios foram feitas algumas considerações que são descritas a seguir.

O rendimento aproximado das duas turbinas que compõem os bancos de ensaios foram determinados a partir da curva de rendimento dada em função da relação de vazão

$\frac{Q}{Q_{\max}}$ representada na figura 3.1.

Estimou-se assim a potência líquida a ser transmitida ao eixo da bomba considerando inclusive as perdas na transmissão por correias, que foi tomada na ordem de 2% (Niemann, G. 1967). A carga e vazão foram determinadas teoricamente para o Banco I e II. As tabelas 8.1 e 8.2 mostram os valores estimados para as turbinas quanto ao intervalo de vazão turbinada, carga líquida, rendimento e potência líquida fornecida ao eixo da bomba.

Tabela 8.1 - Valores estimados da potência do Banco de Ensaio I.

| Q (m³/s) | H (m) | Q/Q_{Máx} | η (%) | Potência (CV) |
|--------------------------------|------------------|--------------------------|------------------|--------------------------|
| 0,05 | 12,4 | 0,5 | 60 | 4,8 |
| 0,06 | 11,4 | 0,6 | 64 | 5,7 |
| 0,07 | 10,2 | 0,7 | 66 | 6,1 |
| 0,08 | 8,9 | 0,8 | 68 | 6,3 |
| 0,09 | 7,4 | 0,9 | 66 | 5,7 |
| 0,1 | 5,8 | 1 | 62 | 4,7 |

Os limites de aplicação dos bancos quanto a ensaios de bombas estão relacionados com a potência requerida pela mesma, podendo ser expandido quando o ensaio for realizado com rotação reduzida. Uma redução da ordem de 25% na rotação confere um aumento no limite em 2,3 vezes, como mostra a equação 8.2. Com a mesma potência oferecida pela turbina é possível ensaiar uma bomba de potência até 2,3 vezes maior se operando em rotação reduzida.

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \quad (8.2)$$

Os dois bancos devem atender a ensaios de pequenas bombas, as quais, segundo o Hydraulic Institute (1969), devem apresentar vazões inferiores a 190 l/s para serem consideradas como pequenas. Em consulta a um catálogo de um fabricante de bombas verifica-se que as vazões de suas bombas centrífugas não ultrapassam o limite de 50 l/s e, quanto à altura manométrica, são poucos os modelos que ultrapassam os 70 m.c.a. chegando aos 100 m.c.a.

Tabela 8.2 - Valores estimados da potência do Banco de Ensaio II.

| Q (m³/s) | H (m) | Q/Q_{Máx} | η (%) | Potência (CV) |
|--------------------------------------|------------------------|--------------------------|------------------------|--------------------------------|
| 0,10 | 13,97 | 0,20 | 35 | 6,4 |
| 0,20 | 13,90 | 0,30 | 50 | 18,2 |
| 0,30 | 13,78 | 0,50 | 60 | 32,4 |
| 0,40 | 13,61 | 0,70 | 66 | 47,0 |
| 0,50 | 13,40 | 0,80 | 68 | 59,5 |
| 0,60 | 13,14 | 1,00 | 62 | 63,9 |

Com base no limite de vazão de 190 l/s e o limite de carga de 100 m.c.a. foram elaborados gráficos com as curvas de potências necessárias para ensaios de pequenas bombas. Nestes gráficos foram então delimitadas as regiões de atuação de cada banco de ensaio, com rotação normal ou reduzida.

Normalmente bombas centrífugas sob testes são acionadas por motores elétricos de corrente contínua cujas características permitem variar sua rotação nos ensaios. No caso da turbina Michell-Banki, a variação de rotação se faz possível através da utilização de um conjunto de polias adequado, uma vez que a transmissão de potência é feita através de correias e polias. Outra possibilidade é a redução de potência da turbina através da redução de vazão. Baseado na equação 8.3 (Niemann, 1967), foi elaborada uma tabela com as possíveis combinações de polias, onde partiu-se considerando as rotações de 3500 RPM e 1750 RPM como as de projeto para bombas.

$$\phi_{turbina} = \frac{RPM_{bomba} \times \phi_{bomba}}{RPM_{turbina}} \quad (8.3)$$

8.2.3 Curva de Rendimento do Conjunto

A curva de rendimento do conjunto Turbina-Bomba foi determinado em função da potência fornecida à turbina (vazão e carga) e da potência transmitida ao líquido pela bomba (vazão e carga). O cálculo do rendimento do conjunto para cada ponto ensaiado foi determinado através da equação.

$$\eta_c = \frac{N_B}{N_T} \quad (8.4)$$

O gráfico do rendimento foi traçado em função da vazão e carga da bomba, uma vez que a vazão e carga na turbina variaram muito pouco.

Também foi construída a curva do rendimento máximo obtido para diferentes condições de operação da turbina, assim como a curva da carga pela vazão da turbina.

Foi possível construir essas curvas devido aos ensaios realizados com diferentes cargas e vazões na turbina para cada bomba.

8.2.4 Estimativa Teórica do Rendimento Volumétrico, Hidráulico e Mecânico e Carga Ideal da Bomba

O rendimento volumétrico e hidráulico foram estimados em função da rotação específica para as três bombas ensaiadas e o rendimento mecânico foi adotado como sendo o valor médio encontrado na literatura vista na seção 5.2.4. Já o rendimento global da bomba foi estimado a partir do gráfico da figura 5.1 e da equação (5.16). Os valores de vazões e cargas para o cálculo da rotação específica foram extraídos dos gráficos fornecidos pelo fabricante.

A Teoria de Euler foi aplicada sendo determinadas as cargas teóricas para os dois rotores. Para a estimativa do rendimento volumétrico utilizou-se a equação (5.19), (5.21) e o gráfico da figura 5.2. O rendimento hidráulico foi estimado a partir da equação (5.22). As características dos rotores ensaiados são descritas a seguir, as figuras 8.16 e 8.17 representam o rotor de 195 mm e a figura 8.18 o rotor de 242 mm.

Rotor com diâmetro externo de 195 mm

- Vazão: $0,00611 \text{ m}^3/\text{s}$
- Carga: 64 m.c.a.
- Rotação: 3500 RPM
- Diâmetro interno do rotor: 37,5 mm
- Largura do rotor na entrada: 16,5 mm
- Largura do rotor na saída: 4,5 mm
- Ângulo β_1 : $40,5^\circ$
- Ângulo β_2 : $33,7^\circ$
- Número de aletas: 8

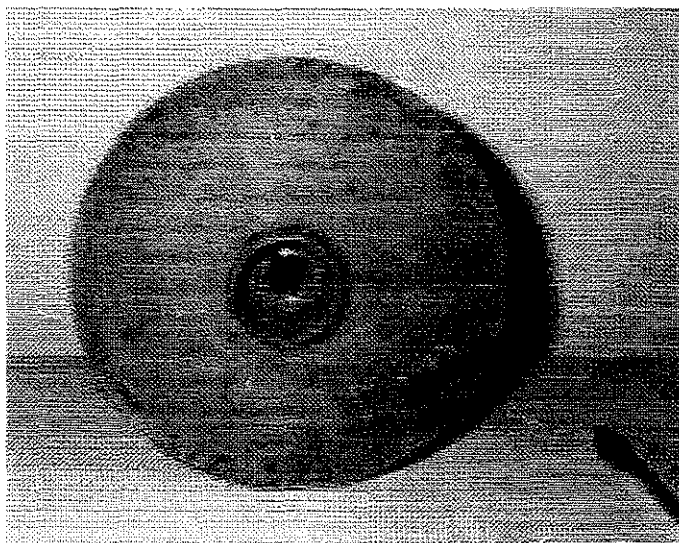


Figura 8.16 - Rotor ensaiado - 195 mm

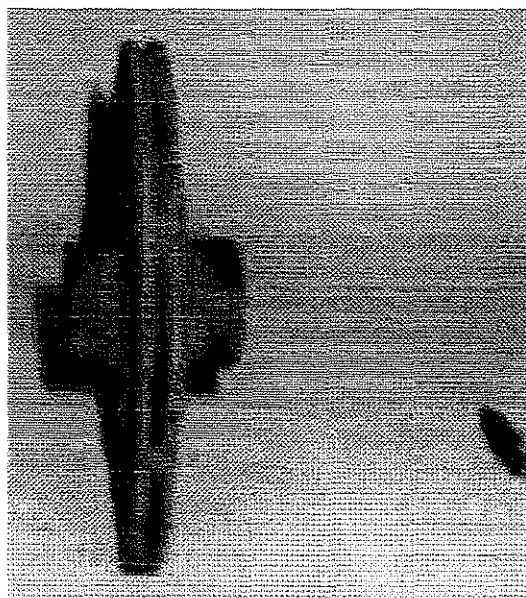


Figura 8.17 - Rotor ensaiado em perfil - 195 mm.

Rotor com diâmetro externo de 180 mm

- Vazão: $0,00611 \text{ m}^3/\text{s}$
- Carga: 57 m.c.a.
- Rotação: 3500 RPM
- Diâmetro interno do rotor: 37,5 mm
- Largura do rotor na entrada: 16,5 mm
- Largura do rotor na saída: 4,5 mm
- Ângulo β_1 : $40,5^\circ$
- Ângulo β_2 : 21°
- Número de aletas: 8

Rotor com diâmetro externo de 242 mm

- Vazão: $0,03194 \text{ m}^3/\text{s}$
- Carga: 29 m.c.a.
- Rotação: 1750 RPM
- Diâmetro interno do rotor: 117 mm
- Largura do rotor na entrada: 50 mm
- Largura do rotor na saída: 21 mm
- Ângulo β_1 : $31,5^\circ$
- Ângulo β_2 : $31,5^\circ$
- Número de aletas: 6

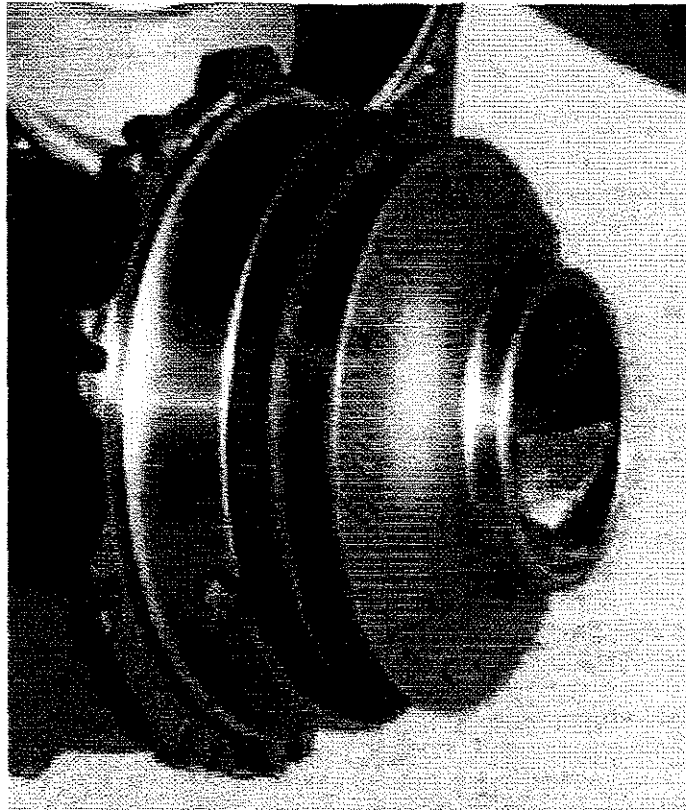


Figura 8.18 - Rotor ensaiado - 242 mm

8.2.5 Influência da Variação de Rotação Durante os Ensaios

No decorrer dos ensaios efetuados com as três bombas foi verificada a variação da rotação, tanto na turbina como na bomba, em função do estrangulamento do sistema hidráulico no qual a bomba estava conectada.

Os dados obtidos nestes ensaios na Usina de Tatu não representam de imediato a curva característica da bomba ensaiada, mas sim pontos de várias curvas, onde estes

foram obtidos com rotações próximas ou afastadas da rotação de projeto da bomba. A fim de se construir a curva da bomba para sua rotação de projeto, foram utilizadas leis de semelhança, partindo de todos os pontos obtidos nos ensaios que apresentaram rotações diferentes daquela utilizada no projeto da bomba.

Em alguns ensaios, a turbina do conjunto foi operada com vazões parciais, visando verificar o comportamento do conjunto quando submetido a condições diferentes daquela para a qual foi projetado. Portanto, com uma potência menor, foram obtidos pontos de curvas características com rotações menores do que aquelas obtidas quando sob condições normais de operação.

Uma vez tendo para o mesmo sistema hidráulico (bomba e turbina) vários ensaios sob condições diferentes de carga e vazão, onde todos apresentaram variação de rotação, porém variando próximos a alguns valores característicos para cada ensaio, pode-se verificar a existência ou não da influência da variação da rotação nos resultados dos ensaios, ao se utilizar das leis de semelhança para a determinação da curva característica na rotação de projeto.

Foi calculada a rotação média para cada ensaio e todos os seus pontos transpostos para a maior rotação média obtida entre os ensaios efetuados em um mesmo rotor. Com isto pode-se verificar através das construções dos gráficos, se existe e o quanto influiria nos resultados a transposição de curvas características através das leis de semelhança para diferentes rotações. Paralelamente foi calculado para todos os pontos o número de Reynolds através da equação (6.16). Os dados utilizados para a construção dos gráficos e a diferença percentual entre a rotação medida em cada ponto e a rotação média máxima para a qual foram transpostos os pontos, encontram-se nas tabelas (8.3), (8.4), (8.5), (8.6), (8.7), e (8.8). A tabela (8.9) apresenta os dados obtidos com o rotor de 242 mm, com a rotação média de 1584 e o número de Reynolds para cada ponto ensaiado.

Tabela 8.3 - Dados do ensaio com rotação média de 3364 RPM transpostos para a rotação de 3364 RPM - Rotor de 180 mm

| Q_{medida} (l/s) | H_{medida} (m.c.a.) | n_{medida} (RPM) | % de 3364 RPM | Q_{3364} (l/s) | H_{3364} (m.c.a.) | Rey $\times 10^6$ |
|-----------------------|--------------------------|-----------------------|------------------|---------------------|------------------------|----------------------|
| 0 | 68,4 | 4062 | +17,2 | 0 | 46,9 | 2,186 |
| 4,17 | 48,9 | 3379 | +0,4 | 4,16 | 48,5 | 1,819 |
| 6,39 | 37,5 | 3145 | -6,5 | 6,83 | 42,9 | 1,693 |
| 7,15 | 24,3 | 3076 | -8,6 | 7,82 | 29,1 | 1,656 |
| 7,45 | 14,3 | 3160 | -6,0 | 7,93 | 16,2 | 1,701 |

Tabela 8.4 - Dados do ensaio com rotação média de 3121 RPM transpostos para a rotação de 3364 RPM - Rotor de 180 mm

| Q_{medida} (l/s) | H_{medida} (m.c.a.) | n_{medida} (RPM) | % de 3364 RPM | Q_{3364} (l/s) | H_{3364} (m.c.a.) | Rey $\times 10^6$ |
|-----------------------|--------------------------|-----------------------|------------------|---------------------|------------------------|----------------------|
| 0 | 57,8 | 3629 | +7,3 | 0 | 49,7 | 1,953 |
| 3,95 | 41,5 | 3160 | -6,0 | 4,20 | 47,0 | 1,701 |
| 6,05 | 34,8 | 3008 | -10,6 | 6,77 | 43,5 | 1,619 |
| 7,13 | 21,2 | 2932 | -12,8 | 8,18 | 27,9 | 1,578 |
| 7,35 | 11,2 | 2979 | -11,5 | 8,30 | 14,3 | 1,603 |
| 7,49 | 6,5 | 3021 | -10,2 | 8,35 | 8,1 | 1,626 |

Tabela 8.5 - Dados do ensaio com rotação média de 2266 RPM transpostos para a rotação de 3364 RPM - Rotor de 180 mm

| Q_{medida} (l/s) | H_{medida} (m.c.a.) | n_{medida} (RPM) | % de 3364 RPM | Q_{3364} (l/s) | H_{3364} (m.c.a.) | Rey $\times 10^6$ |
|-----------------------|--------------------------|-----------------------|------------------|---------------------|------------------------|------------------------|
| 0 | 34,6 | 2737 | -18,6 | 0 | 52,3 | 1,473 |
| 2,96 | 23,3 | 2330 | -30,7 | 4,27 | 48,6 | 1,254 |
| 4,51 | 15,9 | 2165 | -35,6 | 7,01 | 38,4 | 1,165 |
| 5,62 | 10,12 | 2074 | -38,4 | 9,12 | 26,6 | 1,116 |
| 6,57 | 5,9 | 2025 | -39,8 | 10,91 | 16,3 | 1,090 |

Tabela 8.6 - Dados do ensaio com rotação média de 3131 RPM transpostos para a rotação de 3131 RPM - Rotor de 195 mm

| Q_{medida} (l/s) | H_{medida} (m.c.a.) | n_{medida} (RPM) | % de 3131 RPM | Q_{3131} (l/s) | H_{3131} (m.c.a.) | Rey $\times 10^6$ |
|-----------------------|--------------------------|-----------------------|------------------|---------------------|------------------------|------------------------|
| 0 | 80 | 3727 | +15,9 | 0 | 56,5 | 2,235 |
| 0,5 | 75 | 3587 | +12,7 | 0,4 | 57,1 | 2,151 |
| 2,1 | 58 | 3181 | +1,6 | 2,1 | 56,2 | 1,908 |
| 5,7 | 42 | 2953 | -5,6 | 6,0 | 47,2 | 1,771 |
| 6,5 | 35,9 | 2881 | -7,9 | 7,1 | 42,4 | 1,728 |
| 6,9 | 27,5 | 2843 | -9,2 | 7,6 | 33,4 | 1,705 |
| 7,4 | 15,9 | 2927 | 6,5 | 7,9 | 18,2 | 1,755 |
| 7,6 | 9 | 3021 | -3,5 | 7,9 | 9,7 | 1,812 |
| 7,7 | 3 | 3064 | -2,1 | 7,9 | 3,1 | 1,837 |

UNICAMP

BIBLIOTECA CENTRAL

SEÇÃO CIRCULANTE

Tabela 8.7 - Dados do ensaio com rotação média de 2962 RPM transpostos para a rotação 3131 RPM - Rotor de 195 mm

| Q_{medida} (l/s) | H_{medida} (m.c.a.) | n_{medida} (RPM) | % de 3131 RPM | Q_{3131} (l/s) | H_{3131} (m.c.a.) | Rey $\times 10^6$ |
|-----------------------|--------------------------|-----------------------|------------------|---------------------|------------------------|----------------------|
| 0 | 69,4 | 3551 | +11,8 | 0 | 53,9 | 2,130 |
| 2,7 | 54,9 | 3110 | -0,7 | 2,7 | 55,6 | 1,865 |
| 5,8 | 34,8 | 2754 | -12,0 | 6,6 | 45 | 1,652 |
| 7,1 | 19,6 | 2646 | -15,5 | 8,4 | 27,4 | 1,587 |
| 7,4 | 8,5 | 2749 | -12,2 | 8,5 | 11 | 1,649 |

Tabela 8.8 - Dados do ensaio com rotação média de 2369 RPM transpostos para a rotação 3131 RPM - Rotor de 195 mm

| Q_{medida} (l/s) | H_{medida} (m.c.a.) | n_{medida} (RPM) | % de 3131 RPM | Q_{3131} (l/s) | H_{3131} (m.c.a.) | Rey $\times 10^6$ |
|-----------------------|--------------------------|-----------------------|------------------|---------------------|------------------------|----------------------|
| 0 | 43,3 | 2849 | -9,0 | 0 | 52,3 | 1,709 |
| 1,23 | 38,0 | 2584 | -17,5 | 1,5 | 55,8 | 1,550 |
| 2,48 | 30,1 | 2353 | -24,8 | 3,3 | 53,3 | 1,411 |
| 3,89 | 21,1 | 2130 | -31,9 | 5,7 | 45,7 | 1,277 |
| 6,12 | 8,5 | 1930 | -38,3 | 9,9 | 22,4 | 1,157 |

**Tabela 8.9 - Dados do ensaio com rotação
média de 1584 RPM - Rotor de 242 mm**

| Q_{medida} (l/s) | H_{medida} (m.c.a.) | n_{medida} (RPM) | Rey ×10⁶ |
|---|--|---|--------------------------------------|
| 0 | 26,4 | 1792 | 1,65 |
| 3,3 | 16,9 | 1719 | 1,58 |
| 5,94 | 15,4 | 1577 | 1,46 |
| 9,57 | 10,6 | 1453 | 1,34 |
| 11,6 | 6,9 | 1383 | 1,27 |

9. RESULTADOS OBTIDOS

9.1 Campos de Aplicação dos Bancos de Ensaio

Os gráficos representados nas figuras 9.1 e 9.2 representam os limites teóricos de aplicação do Banco I e do Banco II, que são função da vazão turbinada, da carga líquida disponível e da variação de rotação. São apresentados dois limites: um para ensaio com rotação normal e outro com redução da rotação em 25%. O Banco de Ensaio I foi o utilizado para os ensaios, o Banco de Ensaio II corresponde aos equipamentos já instalados pela CESP no local.

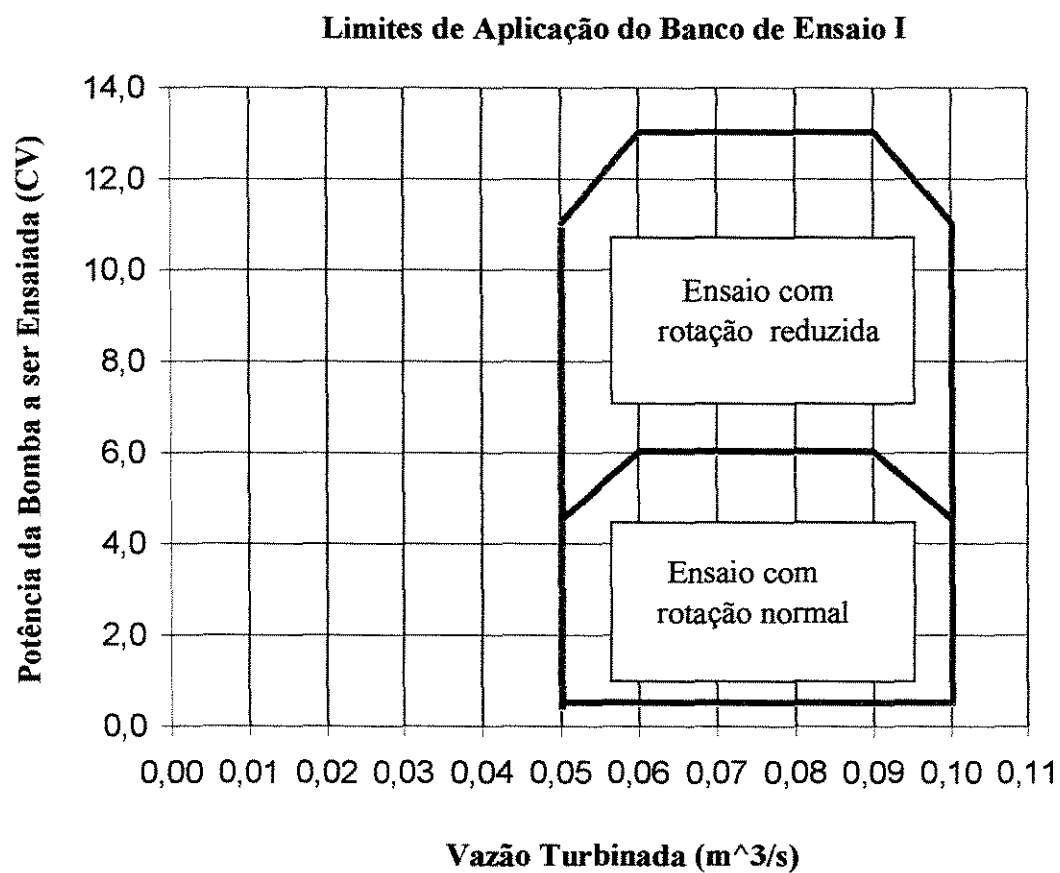


Figura 9.1 - Limites de aplicação do Banco de Ensaio I

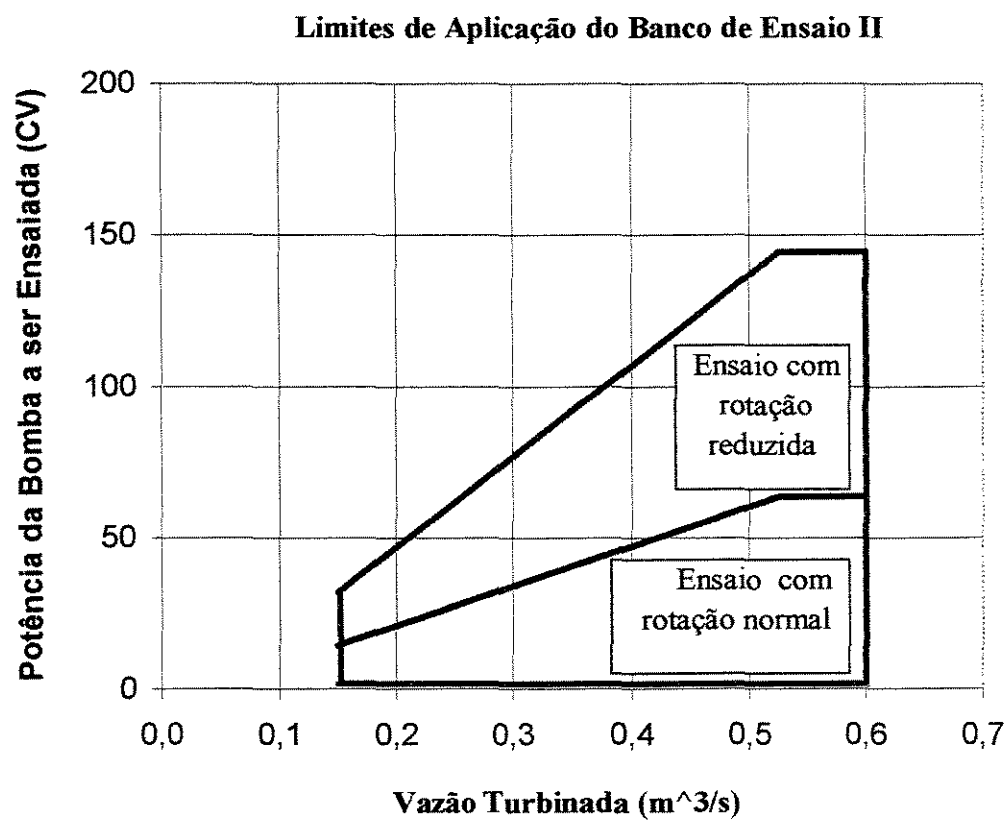


Figura 9.2 - Limites de aplicação do Banco de Ensaio II

Os Campos de Aplicações dos Bancos de Ensaio mostrando as relações entre H e Q da bomba são apresentados nos gráficos das figuras 9.3 e 9.4.

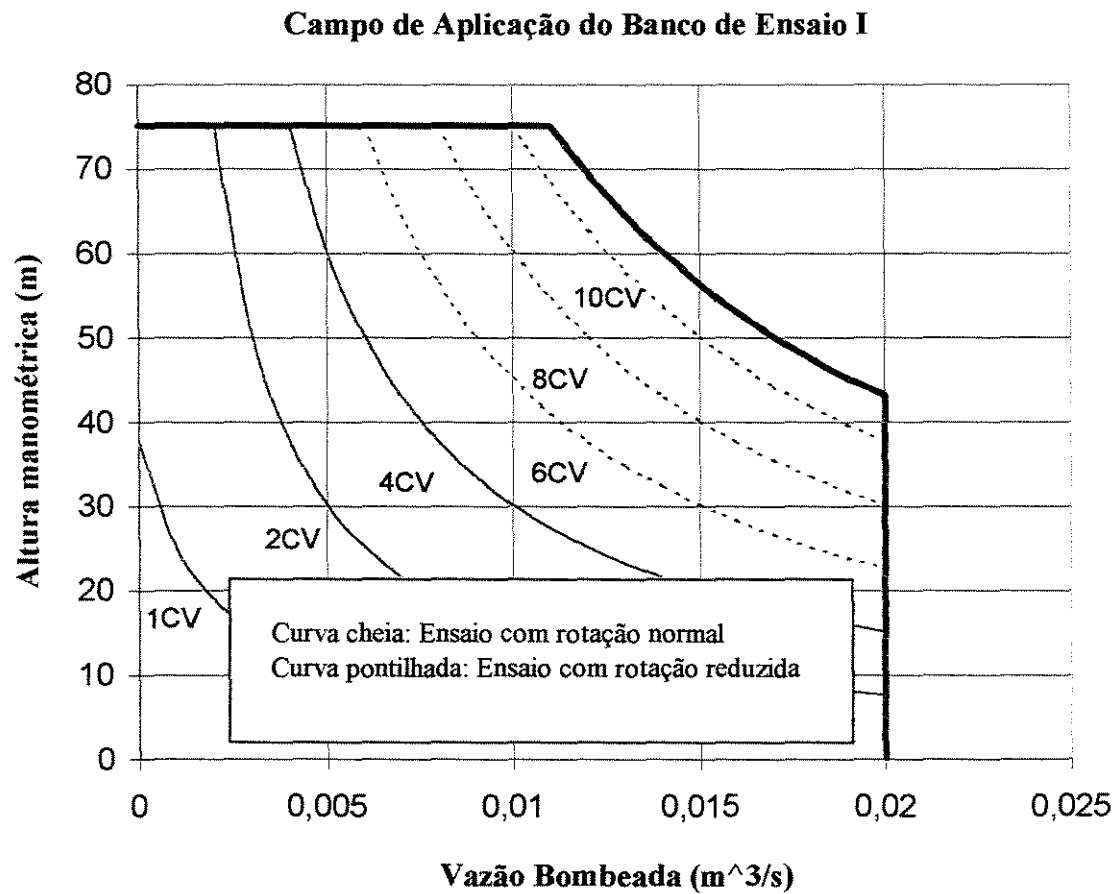


Figura 9.3 - Campo de aplicação do Banco de Ensaio I

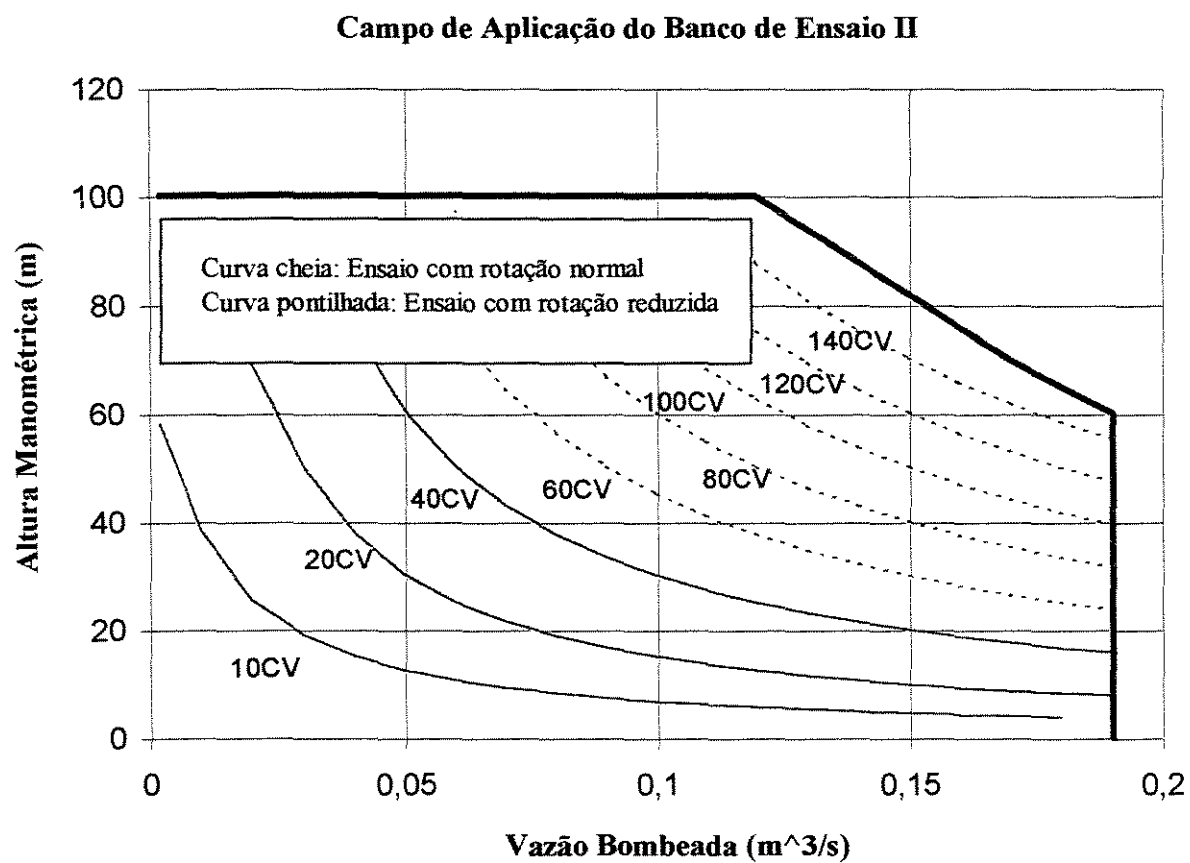


Figura 9.4 - Campo de aplicação do Banco de Ensaio II

A tabela 9.1 apresenta algumas combinações possíveis de polias para realizar a variação de rotação, onde as rotações tomadas como de projeto são 3500 e 1750 RPM.

Tabela 9.1 - Diâmetro de polias para ensaio com rotação reduzida no Banco de Ensaio I e II

| Rotação da Bomba (RPM) | % de Redução na Rotação | Diâmetro da Polia na Bomba (mm) | | Diâmetro da Polia na Turbina (mm) | |
|------------------------|-------------------------|---------------------------------|----------|-----------------------------------|------------|
| | | Banco I | Banco II | Banco I | Banco II |
| 3500 | 0 | 77 | 86 | 420 | 750 |
| 3300 | 5.7 | 82 | 91 | | |
| 3065 | 12.4 | 88 | 98 | | |
| 2825 | 19.2 | 96 | 106 | | |
| 2625 | 25 | 103 | 114 | | |
| 1750 | 0 | 154 | 171 | | |
| 1525 | 12.8 | 177 | 197 | | |
| 1312 | 25 | 206 | 229 | | |

9.2 Curvas de Rendimento do Conjunto

A seguir são apresentados os gráficos com a curva de rendimento do conjunto em função da vazão e carga da bomba com diferentes rotações para diferentes condições de operação. Os dois últimos gráficos nesta seção (figura 9.12 e 9.13), apresentam as curvas de variação do máximo rendimento dos conjuntos para diferentes condições de operação da turbina.

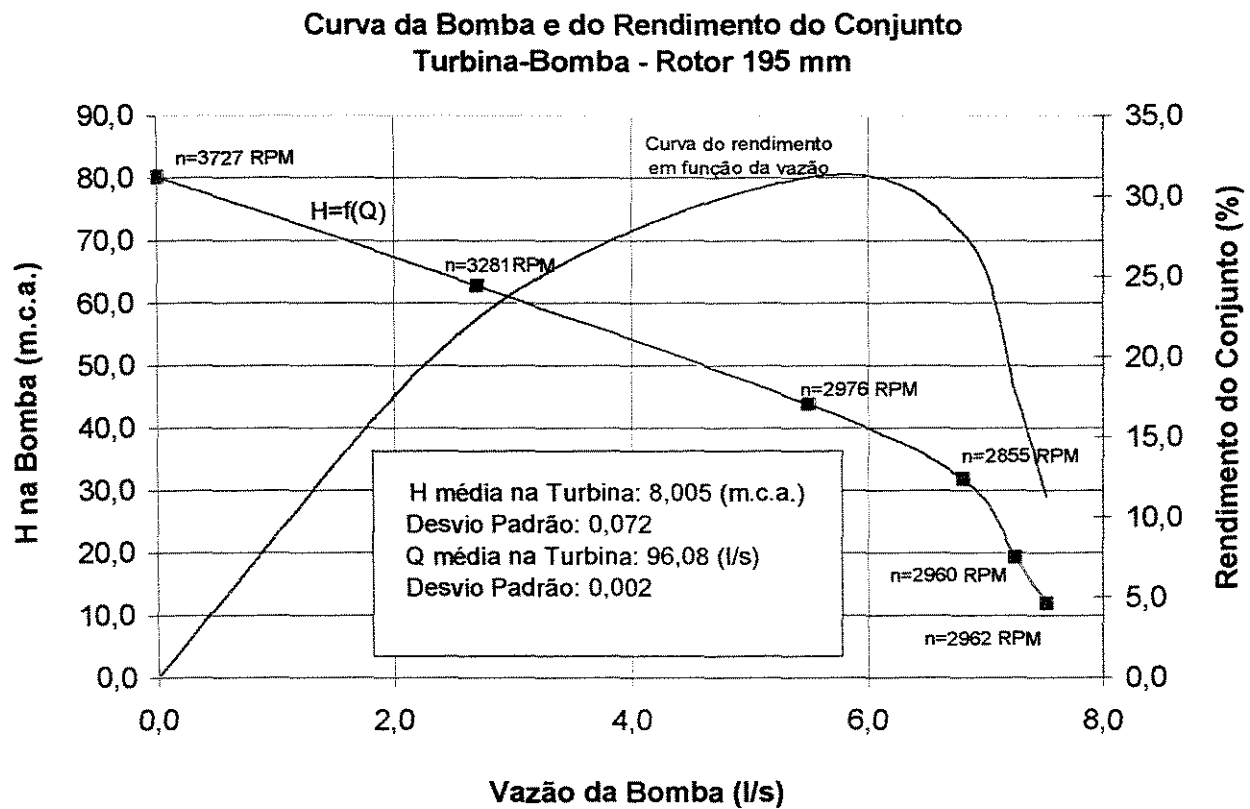


Figura 9.5 - Curva da bomba com diferentes rotações e rendimento do conjunto Turbina-Bomba - Rotor 195 mm - $H_T = 8,005$ m.c.a.

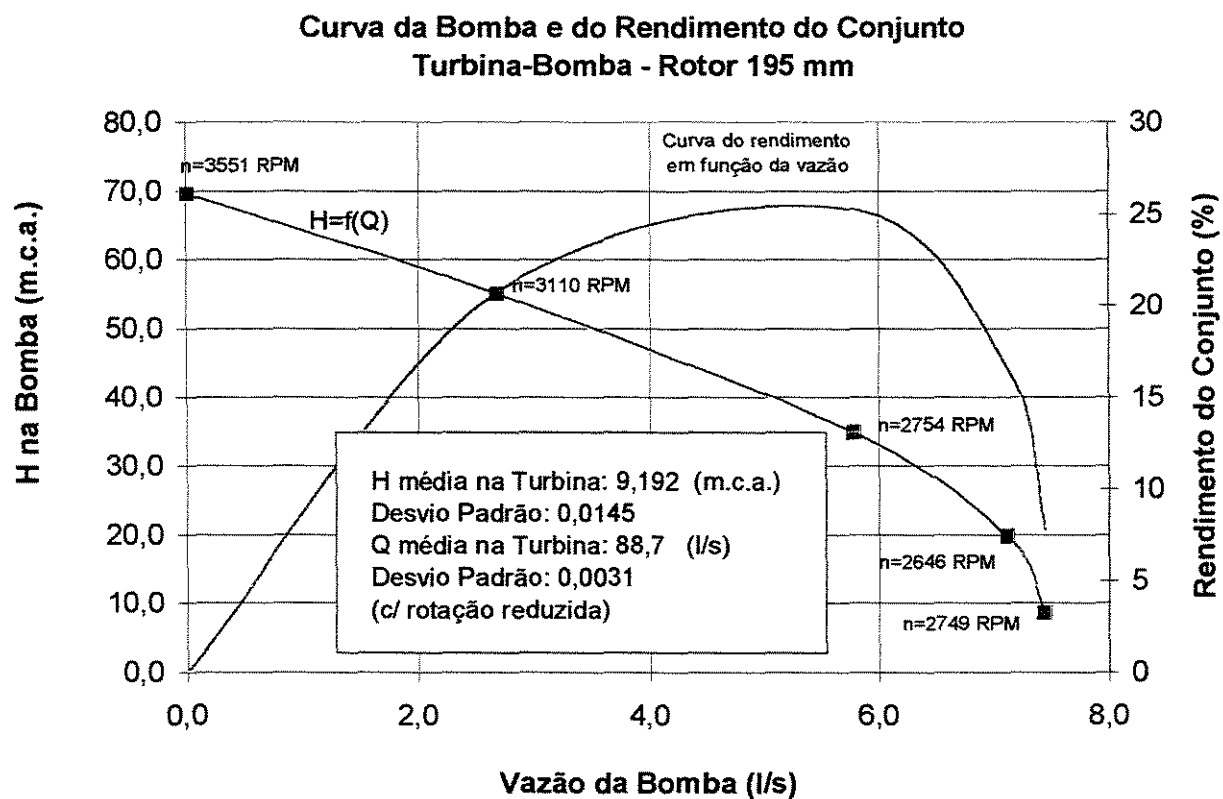


Figura 9.6 - Curva da bomba com diferentes rotações e rendimento do conjunto Turbina-Bomba - Rotor 195 mm - $H_T = 9,192$ m.c.a.

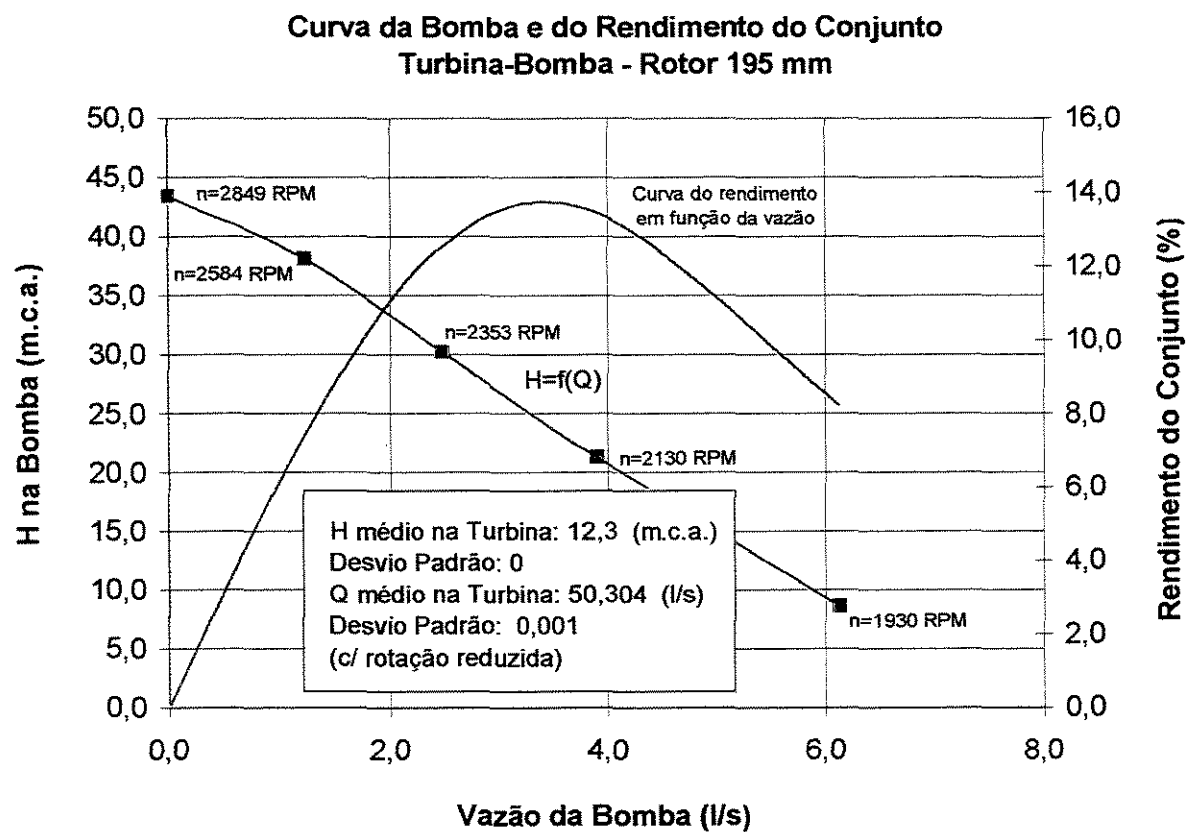


Figura 9.7 - Curva da bomba com diferentes rotações e rendimento do conjunto Turbina-Bomba - Rotor 195 mm - $H_T = 12,3$ - m.c.a.

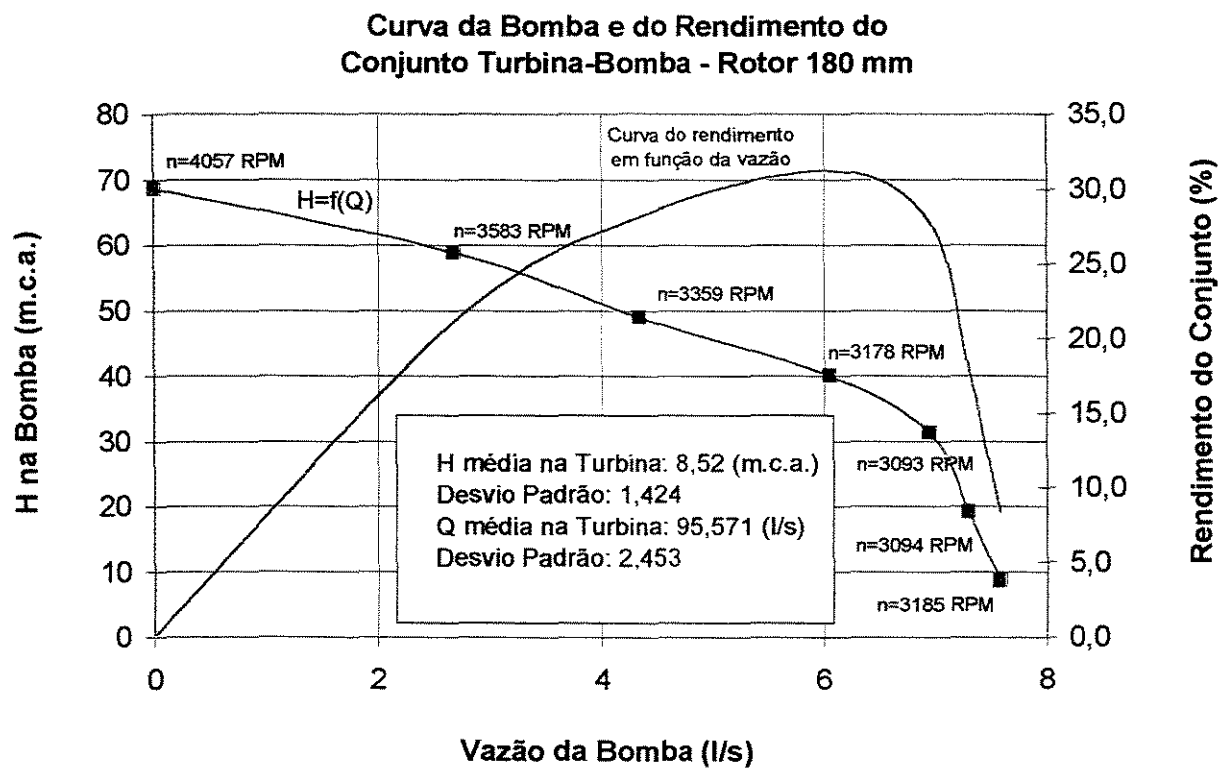


Figura 9.8 - Curva da bomba com diferentes rotações e rendimento do conjunto Turbina-Bomba - Rotor 180 mm - $H_T = 8,52$ - m.c.a.

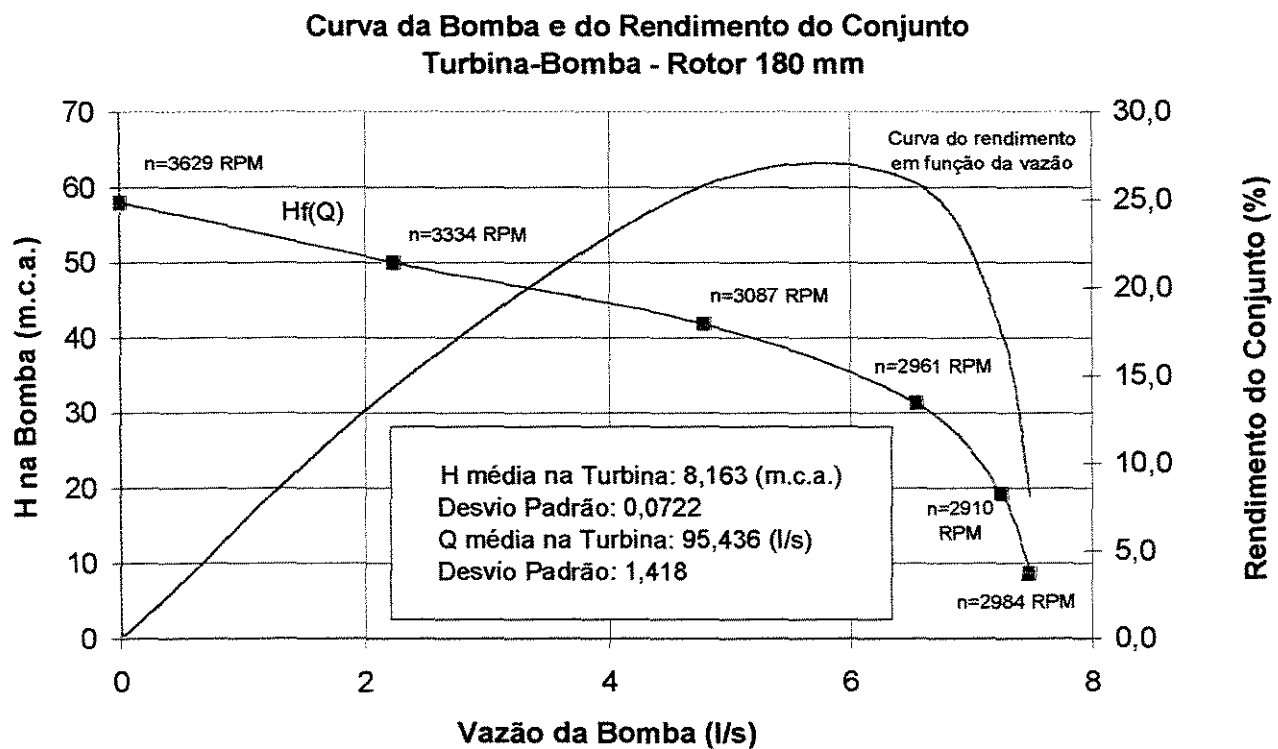


Figura 9.9 - Curva da bomba com diferentes rotações e rendimento do conjunto Turbina-Bomba - Rotor 180 mm - $H_T = 8,163$ - m.c.a.

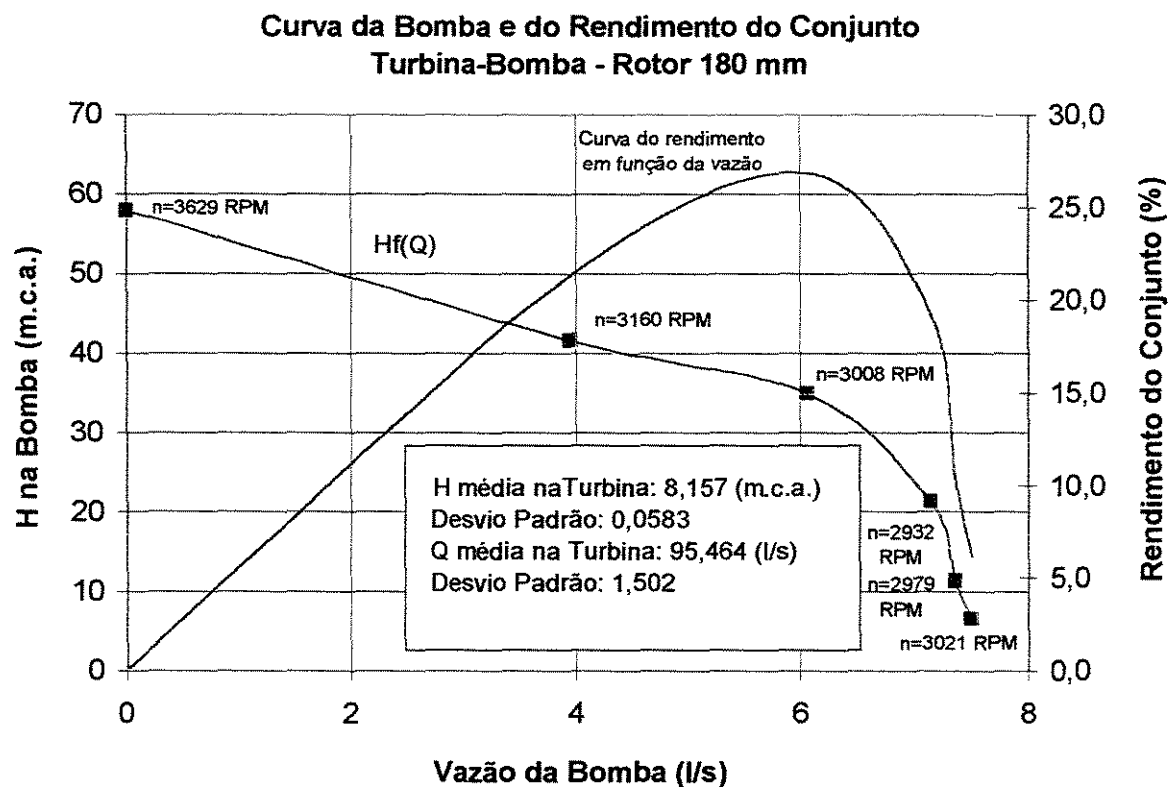


Figura 9.10 - Curva da bomba com diferentes rotações e rendimento do conjunto Turbina-Bomba - Rotor 180 mm - $H_T = 8,157$ - m.c.a.

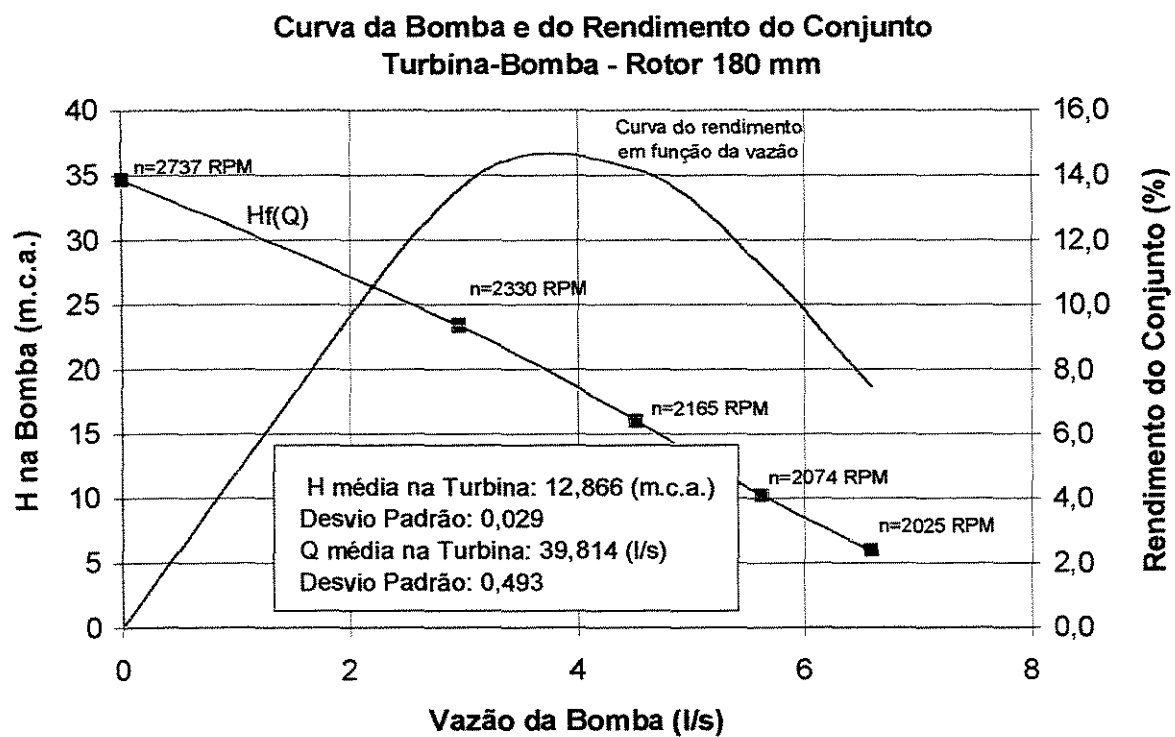


Figura 9.11 - Curva da bomba com diferentes rotações e rendimento do conjunto Turbina-Bomba - Rotor 180 mm - $H_T = 12,866$ m.c.a.

A variação do rendimento máximo do conjunto em função da variação da carga e vazão na turbina para as duas bombas com rotores de 195 e 180 mm são apresentadas a seguir nas figuras 9.12 e 9.13.

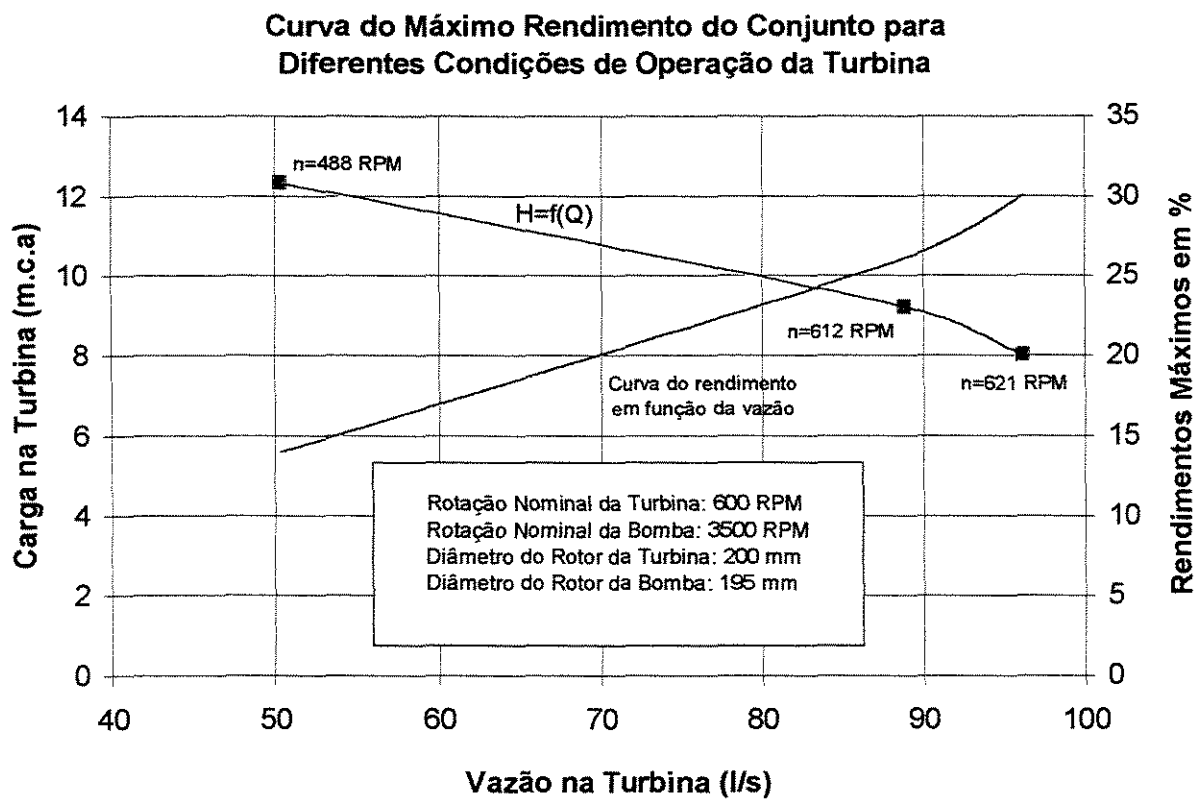


Figura 9.12 - Rendimentos máximos do conjunto para diferentes condições de operação - Rotor 195 mm.

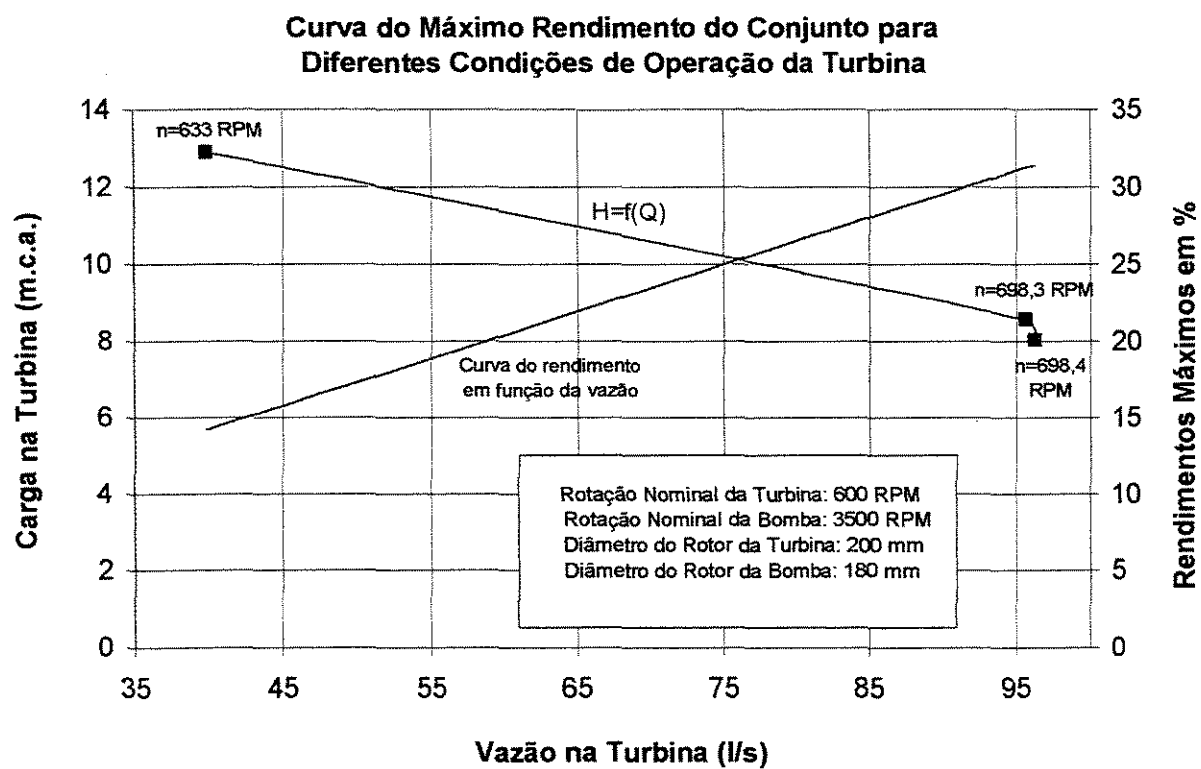


Figura 9.13 - Rendimentos máximos do conjunto para diferentes condições de operação - Rotor 180 mm.

9.3 Rendimentos Teóricos, Volumétrico, Hidráulico e Mecânico e Carga Ideal da Bomba.

Os rendimentos teóricos, volumétricos, hidráulicos, mecânicos e globais estimados, mais o rendimento fornecido pelo fabricante para as três bombas estão apresentados na tabela 9.2, 9.3 e 9.4. O rendimento volumétrico foi estimado a partir da equação (5.19), (5.21) e o gráfico da figura 5.2; o rendimento hidráulico foi estimado com a equação 5.22; já o rendimento global a partir do gráfico da figura 5.1 e equação (5.16); o rendimento mecânico adotado foi o valor médio encontrado na literatura apresentada na seção 5.2.4.

Tabela 9.2 - Valores do rendimento para o rotor de 195 mm

| Rotor 195 mm | |
|---|------|
| Rendimento Volumétrico (η_v) | 0,93 |
| Rendimento Hidráulico (η_h) | 0,80 |
| Rendimento Mecânico (η_m) | 0,82 |
| Rendimento Total ($\eta_v \times \eta_h \times \eta_m$) | 0,61 |
| Rendimento Global | 0,57 |
| Rendimento fornecido pelo fabricante | 0,79 |

Tabela 9.3 - Valores do rendimento para o rotor de 180 mm

| Rotor 180 mm | |
|---|------|
| Rendimento Volumétrico (η_v) | 0,94 |
| Rendimento Hidráulico (η_h) | 0,80 |
| Rendimento Mecânico (η_m) | 0,82 |
| Rendimento Total ($\eta_v \times \eta_h \times \eta_m$) | 0,62 |
| Rendimento Global | 0,57 |
| Rendimento fornecido pelo fabricante | 0,68 |

Tabela 9.4 - Valores do rendimento para o rotor de 242 mm

| Rotor 242 mm | |
|---|------|
| Rendimento Volumétrico (η_v) | 0,97 |
| Rendimento Hidráulico (η_h) | 0,67 |
| Rendimento Mecânico (η_m) | 0,82 |
| Rendimento Total ($\eta_v \times \eta_h \times \eta_m$) | 0,53 |
| Rendimento Global | 0,76 |
| Rendimento fornecido pelo fabricante | 0,71 |

Os gráficos das figuras 9.14 e 9.15 apresentam a carga teórica ideal para um número infinito (H_{∞}) e finito de aletas (H_z), a curva fornecida pelo fabricante e a obtida através dos ensaios para os rotores de 195 e 180 mm. Os dados utilizados para construir os gráficos e as incertezas dos pontos obtidos nos ensaios estão apresentados nas tabelas 9.5 e 9.6. A carga teórica ideal para um número infinito e finito de aletas e a curva do fabricante para o rotor de 242 mm são apresentadas na figura 9.16. A curva do fabricante para o rotor de 242 mm e a obtida através dos ensaios estão na figura 9.17. Os dados referentes aos rotores estão apresentados na seção 8.2.4.

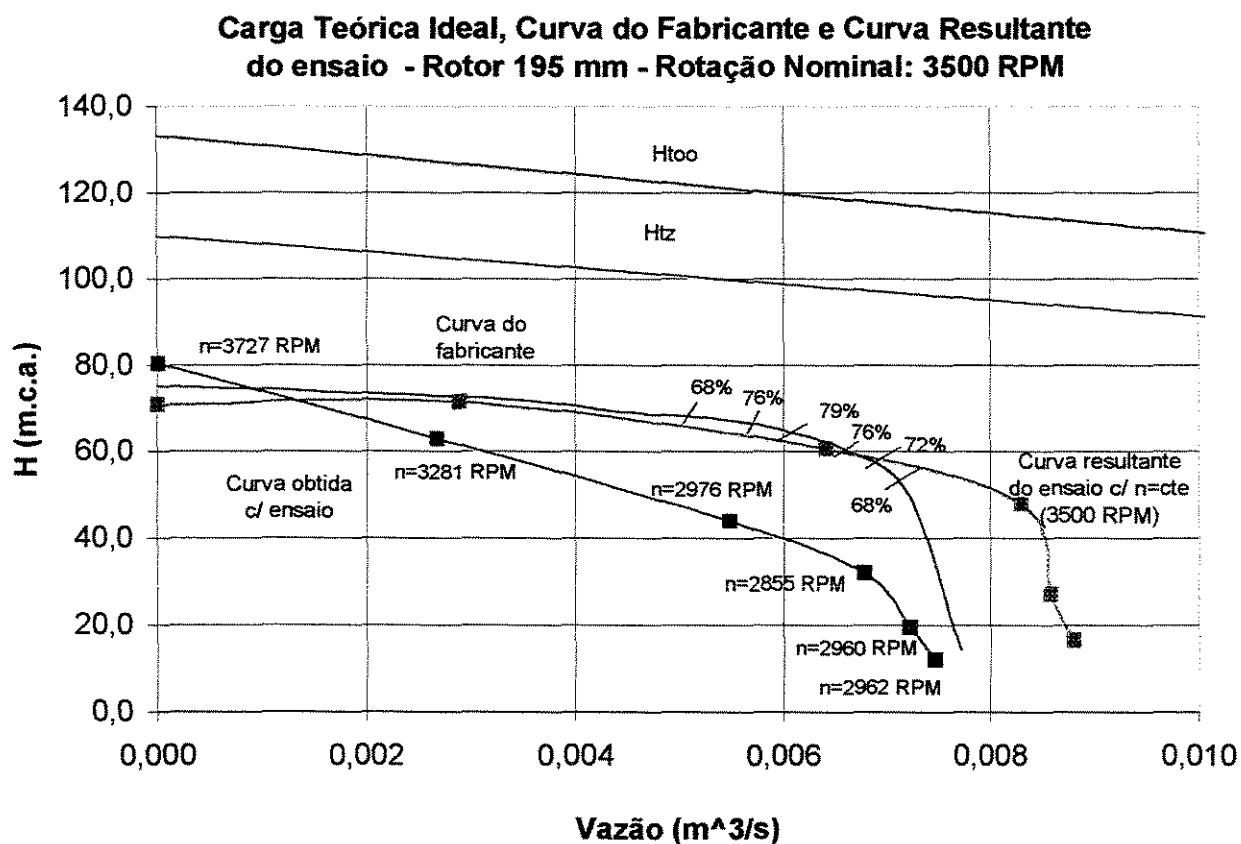


Figura 9.14 - Carga teórica ideal, curva do fabricante e a obtida através de ensaio - rotor de 195 mm.

Tabela 9.5 - Incerteza dos pontos obtidos no ensaio - Rotor de 195 mm

| n (RPM) | Q (m³/s) | UQ (m³/s) | UQ (%) | H (m.c.a.) | UH (m.c.a.) | UH (%) |
|--------------------|--------------------------------|---------------------------------|-------------------|-----------------------|------------------------|-------------------|
| 3727 | 0 | 0 | 0 | 80 | 0,5 | 0,63 |
| 3281 | 0,002692 | 0,000090 | 3,37 | 62,6 | | 0,80 |
| 2976 | 0,00548 | 0,000168 | 3,07 | 43,65 | | 1,15 |
| 2855 | 0,00678 | 0,000232 | 3,42 | 31,7 | | 1,58 |
| 2960 | 0,007224 | 0,000265 | 3,68 | 19,1 | | 2,62 |
| 2962 | 0,007452 | 0,000281 | 3,77 | 11,7 | | 4,27 |

Tabela 9.6 - Incerteza dos pontos obtidos no ensaio - Rotor de 180 mm

| n (RPM) | Q (m³/s) | UQ (m³/s) | UQ (%) | H (m.c.a.) | UH (m.c.a.) | UH (%) |
|--------------------|--------------------------------|---------------------------------|-------------------|-----------------------|------------------------|-------------------|
| 4062 | 0 | 0 | 0 | 68,4 | 0,5 | 0,73 |
| 3379 | 0,004174 | 0,000137 | 3,30 | 48,9 | | 1,02 |
| 3145 | 0,006393 | 0,000243 | 3,81 | 37,5 | | 1,33 |
| 3076 | 0,007152 | 0,000306 | 4,29 | 24,3 | | 2,06 |
| 3160 | 0,007458 | 0,000290 | 3,90 | 14,3 | | 3,50 |

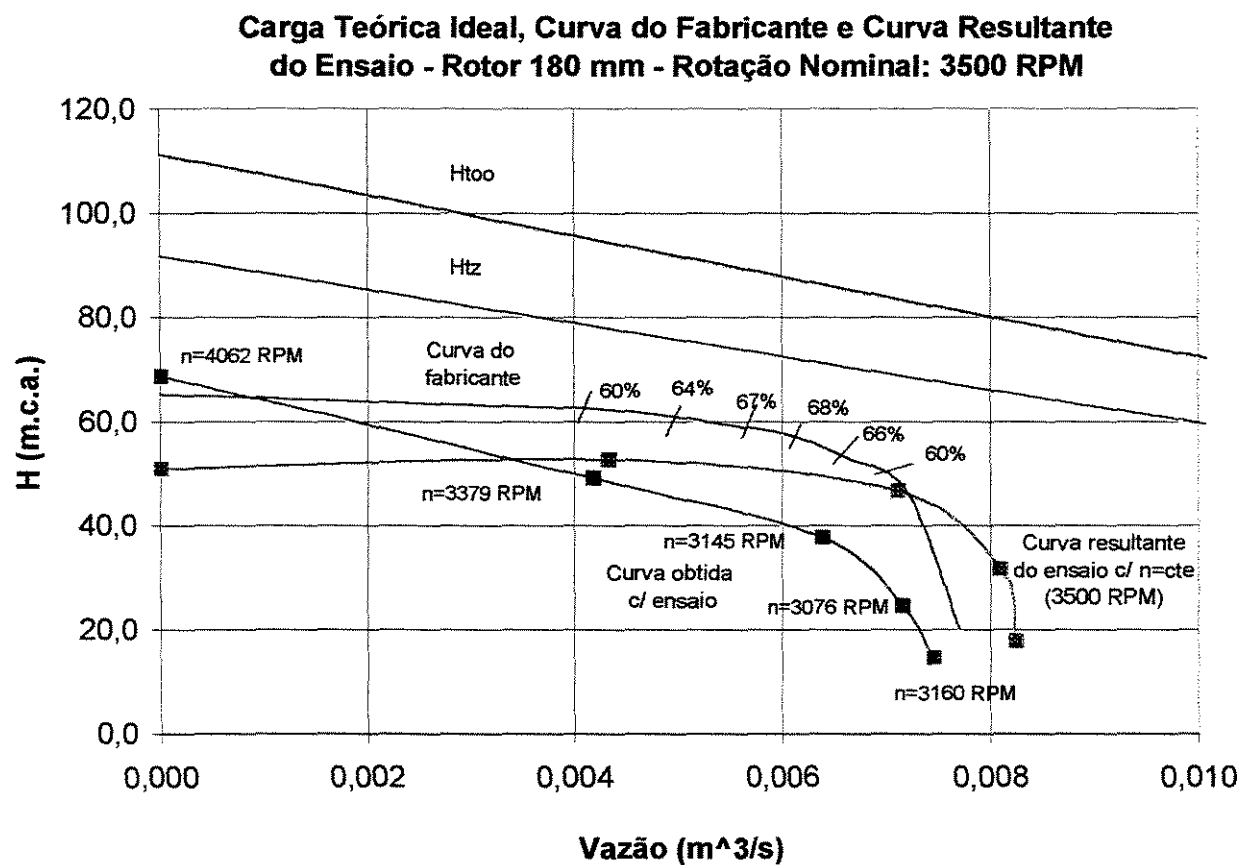


Figura 9.15 - Carga teórica ideal, curva do fabricante e a obtida através de ensaio - rotor de 180 mm.

Carga Teórica Ideal e Curva do Fabricante
Rotor 242 mm - Rotação Nominal: 1750 RPM

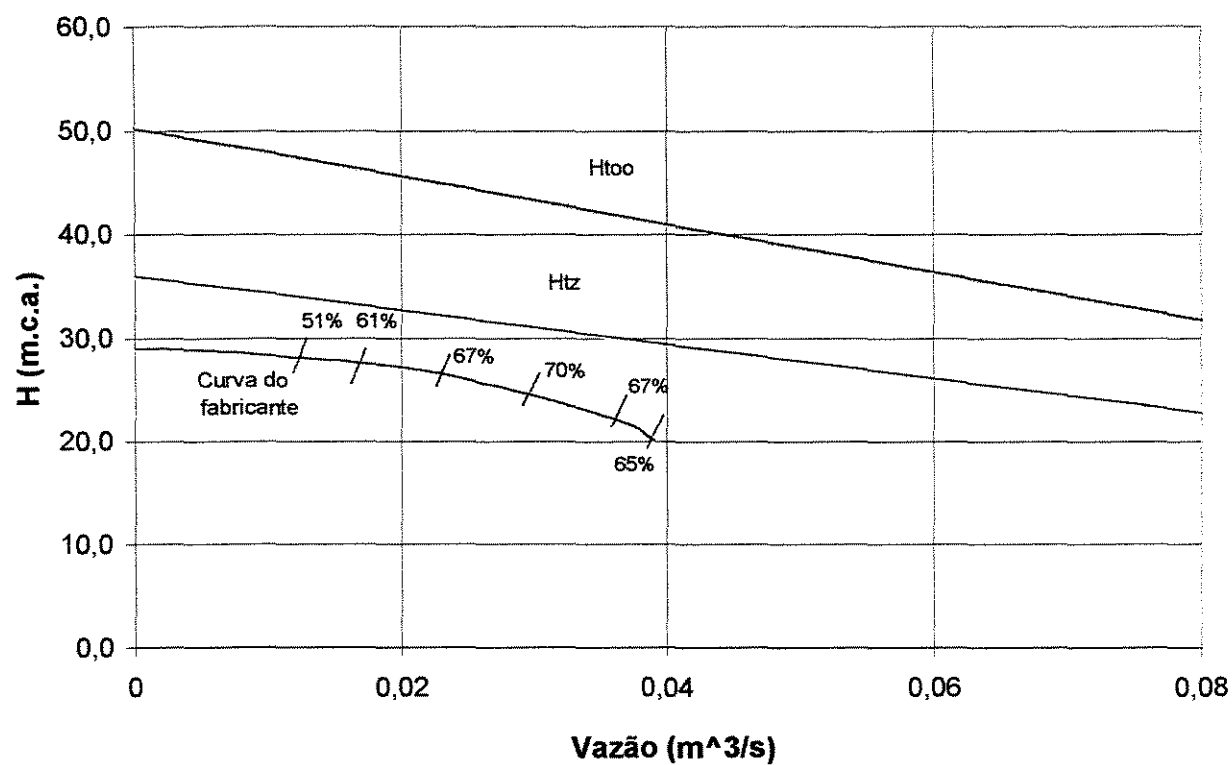


Figura 9.16 - Carga teórica ideal e curva do fabricante - rotor de 242 mm.

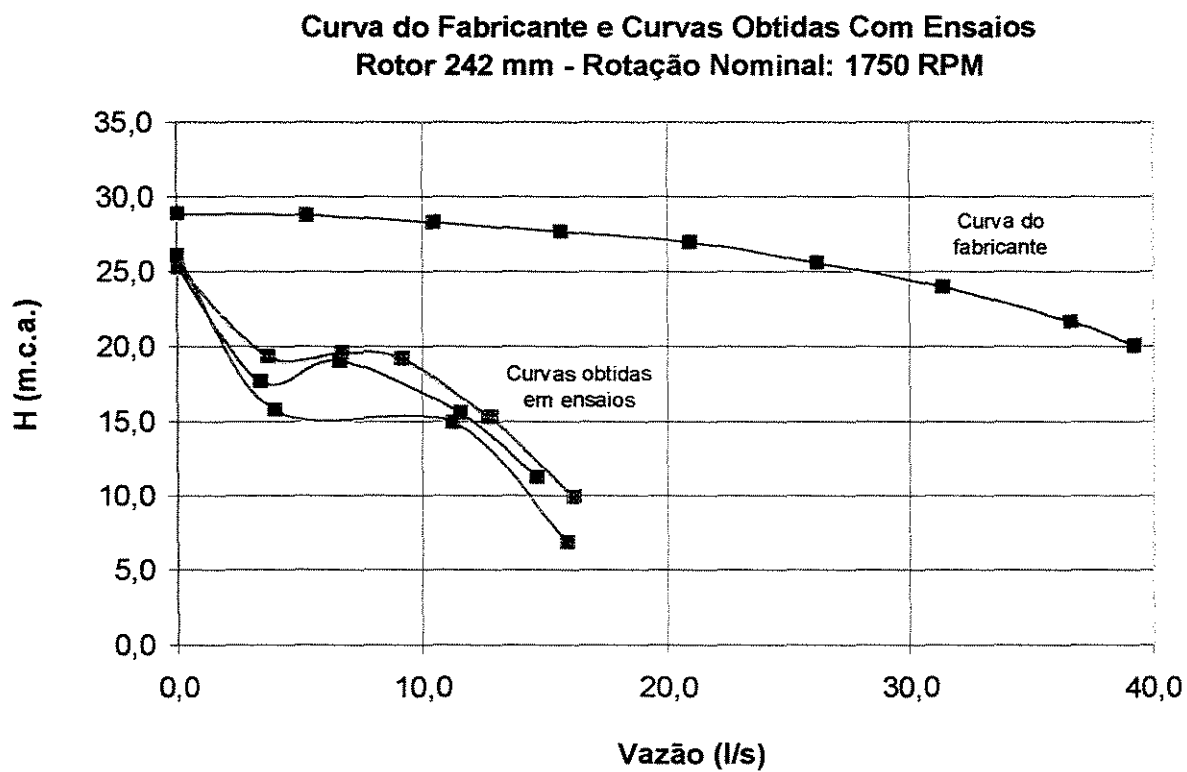


Figura 9.17 - Curva do fabricante e curvas obtidas através de ensaios - rotor de 242 mm.

9.4 Curvas Características Ajustadas pelas Leis de Semelhança

São apresentadas nas figuras 9.18 e 9.19 as curvas características ajustadas pelas leis de semelhança a partir dos dados obtidos em ensaios apresentados na seção 8.2.5.

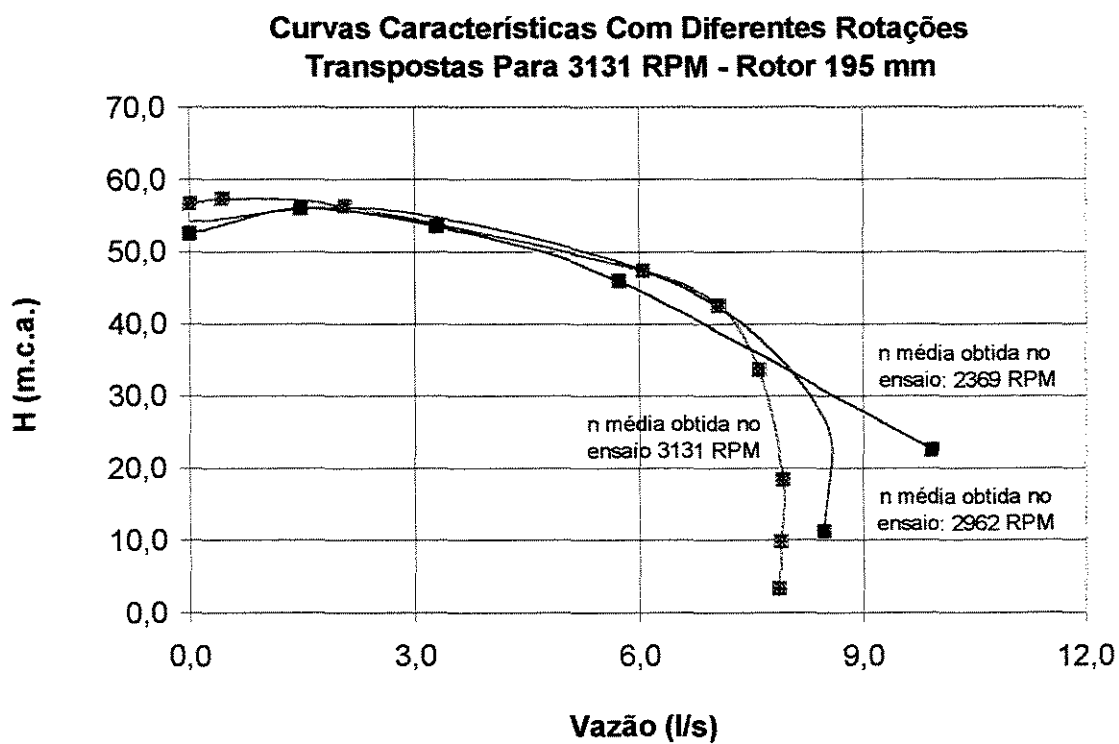


Figura 9.18 - Curvas características transpostas para 3131 RPM - rotor 195 mm.

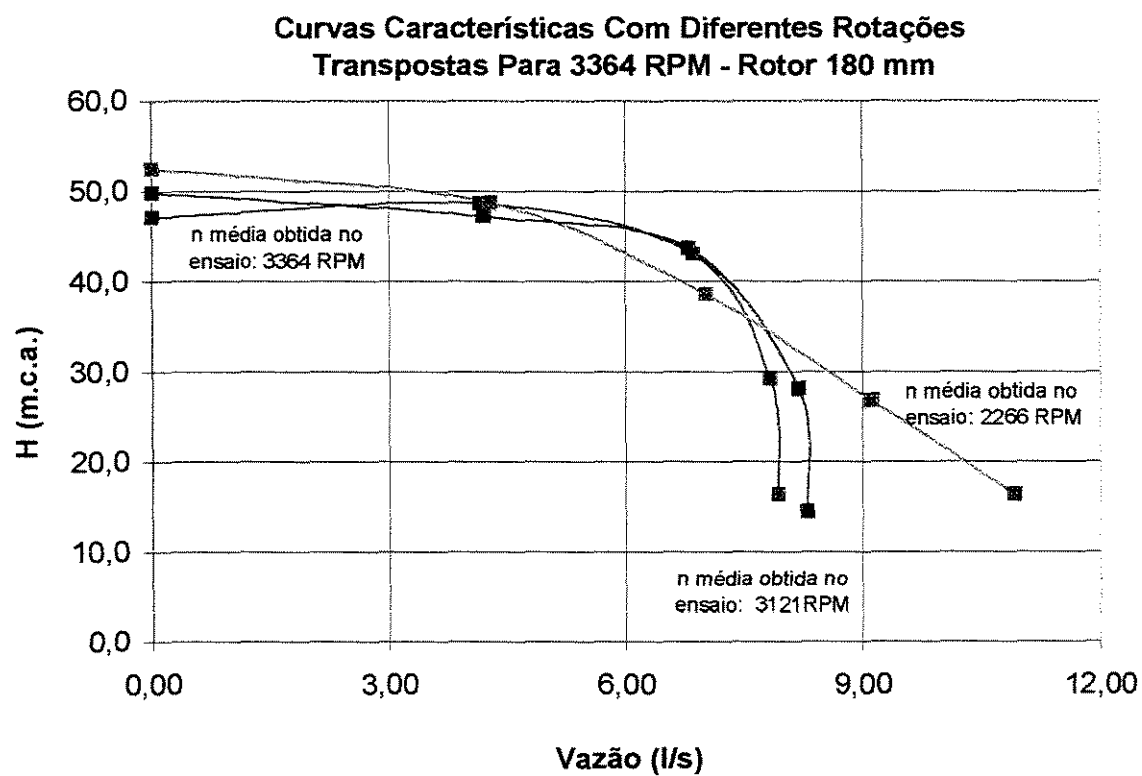


Figura 9.19 - Curvas características transpostas para 3364 RPM - rotor 180 mm.

10. ANÁLISE DOS RESULTADOS

10.1 Quanto aos Campos de Aplicação dos Bancos de Ensaio

Os limites e os campos de aplicação obtidos teoricamente para os dois bancos de ensaios mostram a capacidade dos bancos e os intervalos de potência em que se deve executar testes com rotação normal ou reduzida. De acordo com os gráficos apresentados nas figuras 9.1 e 9.2, o Banco II apresenta uma capacidade aproximadamente 10 vezes maior que o Banco I, mostrando ainda que não há necessidade de um banco de ensaio intermediário.

Os dois bancos de ensaios são suficientes para ensaiar a maioria das pequenas bombas, uma vez que a maior parte delas está compreendida no intervalo de 50 l/s e carga de 70 m.c.a., o que exigiria neste caso extremo uma potência de aproximadamente 47 CV, que, como visto, é perfeitamente realizável. Vale lembrar que o Banco de Ensaio II começa a valer-se de ensaios com rotação reduzida a partir de 60 CV.

Para o Banco I, os valores estimados de carga e vazão, teoricamente, ficaram bem próximos dos medidos. Isto pode ser visto confrontando-se os valores da tabela 8.1 com os apresentados nos quadros dos gráficos 9.5 a 9.11.

10.2 Quanto às Curvas de Rendimento do Conjunto

As curvas das bombas obtidas nos ensaios que foram traçadas no mesmo gráfico, com as respectivas curvas de rendimento do conjunto apresentadas na seção 9.2 (figuras 9.5 a 9.11) são constituídas por pontos com diferentes rotações, pois a rotação do conjunto variou de acordo com o estrangulamento do sistema da bomba. Portanto, a curva $H = f(Q)$ nestes gráficos, não representa a curva de projeto da bomba nem possui rotação constante.

Pode-se observar que a curva da bomba apresentou um trecho quase linear operando no conjunto com diferentes rotações e é coincidente com o trecho quase linear da curva de rendimento que foi traçada em função da vazão e carga da bomba. A linearidade de parte da curva do rendimento é devida a dois fatores: a potência fornecida pela turbina variou muito pouco dentro de cada ensaio, podendo ser admitida como constante; o resultado do produto QH na curva da bomba confere a esta uma linearidade que é explicada pelo fato da rotação não ser constante.

Pode-se observar que a inclinação do trecho linear da curva de rendimento está relacionada com a inclinação da curva da bomba. Quanto mais variar a carga em função da vazão na bomba (quanto maior for sua inclinação), mais variará o rendimento com a variação da vazão. Isto significa que mais facilmente o conjunto se afasta do seu ponto de trabalho. Portanto, para o conjunto, é preferível utilizar-se de bombas que apresentem curvas o mais horizontais possíveis, pois esta opera com diferentes rotações.

O rotor de 180 mm fez com que o conjunto apresentasse um melhor rendimento, e mais importante ainda, uma curva de rendimento menos inclinada, o que permite variações de vazões alterando menos o rendimento do conjunto, o que não ocorreu com o rotor de 195 mm. Como visto na seção 6.2 através da equação 6.16, o número de Reynolds diminui quando o rotor de 195 mm é reduzido para 180 mm considerando uma mesma rotação, o que implica em um aumento na perda de carga diminuindo o rendimento hidráulico. Porém, são outros os motivos que explicam o pequeno aumento de rendimento do conjunto quando na utilização do rotor de 180 mm. O primeiro deles

está relacionado com a menor potência exigida da turbina, o que levou a bomba a trabalhar mais próxima de sua rotação de projeto, melhorando assim o rendimento do conjunto. A característica da curva do rotor de 180 mm, que foi originário do rotor de 195 mm, teve um corte de 15 mm implicando em uma redução no ângulo de saída β_2 de $33,7^\circ$ no rotor de 195 mm para 21° no rotor de 180 mm. O ganho em rendimento com a bomba trabalhando com a rotação próxima do seu ponto de projeto é superior à perda de rendimento devido às perdas hidráulicas no rotor. Isto pode ser constatado através das rotações médias obtidas para cada ensaio. As tabelas 8.3 e 8.6 mostram o aumento da rotação média para o rotor de 180 mm.

Como a carga foi reduzida no rotor de 180 mm, fica claro que a rotação específica teve um acréscimo, e com isto há um ganho de energia devido à redução na perda de carga no interior da bomba (aumento do rendimento hidráulico). Também é reduzido o fluxo interno entre as folgas, o que faz com que sejam reduzidas as perdas volumétricas (aumento do rendimento volumétrico). Tudo isto leva a um aumento no rendimento da bomba, consequentemente do conjunto.

As vazões normais para os dois rotores, que devem ser bem próximas, podem ser estimadas observando-se os gráficos de rendimento do conjunto. Nestes gráficos a vazão e carga da turbina variaram muito pouco dentro de seus respectivos ensaios, permitem assim dizer que em um dado ensaio o rendimento da turbina pode ser considerado como constante, independente de qual seja seu valor.

Ao se fazer o estrangulamento da bomba obtém-se a curva de rendimento do conjunto, e, considerando que o rendimento da turbina não varia em um mesmo ensaio, a variação de rendimento que foi apresentada é a da bomba. O ponto de maior rendimento da curva corresponde à vazão normal da bomba para aquela rotação. Isto foi verificado com as respectivas curvas fornecidas pelo fabricante, onde a vazão no ponto de maior rendimento no gráfico do conjunto Turbina-Bomba aproxima-se da vazão no ponto de maior rendimento da curva do fabricante.

Em virtude das curvas características obtidas para o rotor de 242 mm apresentadas na figura 9.17 não foi possível determinar a curva de rendimento do

conjunto. As três curvas apresentadas estão muito longe da curva fornecida pelo fabricante.

Para tentar determinar as causas deste problema, o sistema hidráulico da bomba foi desmontado juntamente com a bomba, com a finalidade de se verificar a presença de corpos estranhos. Também foi retirada a válvula de pé, e o ensaio foi repetido mais uma vez, resultando em uma nova curva muito semelhante às três anteriores.

Existem algumas possibilidades para explicar o fenômeno e, entre as principais, destaca-se a possibilidade de um corte excessivo ter sido efetuado no rotor. A princípio, na desmontagem da bomba verificou-se que o mesmo não foi concebido para receber cortes, pois as paredes do rotor não são paralelas. Ao contrário, o rotor de 195 mm já é feito para receber este tipo de corte, pois possui paredes paralelas na sua região periférica, o que permite ser reduzido mantendo-se constante a largura do rotor por aproximadamente 20 mm. Apesar da baixa definição das fotografias, a geometria dos rotores podem ser vistas nas figuras 8.16, 8.17 e 8.18. Como o corte foi feito paralelo ao eixo da bomba e as paredes do rotor não são paralelas nem perpendiculares ao eixo, o fluxo agora é direcionado à lateral da voluta, reduzindo assim a carga e vazão. O rotor de 242 mm possuía um diâmetro inicial de 266 mm.

De acordo com Macintyre (1982), o corte em rotores somente é viável quando as bombas são centrífugas radiais puras, onde as faces laterais do rotor são praticamente paralelas, e mesmo assim a redução não pode ser excessiva a fim de não comprometer o ângulo de saída da aleta.

Outras possibilidades para explicar o fenômeno são o pequeno trecho linear antes da entrada da bomba, insuficiente para o perfeito direcionamento do fluxo, não permitindo assim a bomba trabalhar no seu ponto ótimo. Também pode estar influenciando as reduções na entrada e na saída da bomba, que não são as indicadas pelo fabricante.

Enfim são todas suposições e as verdadeiras causas somente poderão ser esclarecidas através de pesquisas e testes fora do escopo desta fase.

10.3 Quanto aos Rendimentos Teóricos, Volumétrico, Hidráulico e Mecânico e Carga Ideal da Bomba

O rendimento global calculado para as bombas de 180 e 195 mm ficou abaixo do fornecido pelo fabricante e próximo aos rendimentos totais estimados. A diferença entre o rendimento do fabricante e o rendimento global ficou em 16% para o rotor de 180 mm e 27,8% para o rotor de 195 mm. Já no caso do rotor de 242 mm, o rendimento global ficou acima do rendimento fornecido pelo fabricante, com uma diferença de 6,5%. Os valores estimados podem ser vistos nas tabelas 9.2, 9.3 e 9.4.

A influência da carga no rendimento volumétrico pode ser observada nos três rotores ensaiados. Partindo do rotor de 195 mm, o rendimento volumétrico aumenta quando o mesmo é levado a 180 mm. Com a carga menor as pressões internas ficam mais equilibradas, diminuindo o refluxo. Isto pode ser visto ainda com o rotor de 242 mm que apresenta um rendimento volumétrico ainda maior, pois sua carga é bem menor que os outros dois rotores, o de 180 e 195 mm.

O rendimento hidráulico calculado não se altera para os dois rotores (180 e 195 mm), e é menor para o rotor de 242 mm. Isto se deve ao fato de que as perdas hidráulicas nos dois primeiros rotores são menores. Estas perdas são função do número de Reynolds: quanto menor for este, maior as perdas de carga. O Reynolds para o rotor de 242 mm é menor que o dos outros dois rotores, se forem considerados trabalhando nas suas respectivas rotações de projeto.

10.4 Quanto às Curvas Características Ajustadas pelas Leis de Semelhança

Os gráficos apresentados nas figuras 9.18 e 9.19 ilustram as curvas ajustadas pelas leis de semelhança a uma mesma rotação. A rotação adotada foi a maior rotação média obtida entre os ensaios para um determinado rotor. A diferença existente entre as

curvas é função da amplitude entre as rotações obtidas em cada ponto nos ensaios e a que foi escolhida para o ajuste da curva.

É fácil observar que as maiores diferenças entre as curvas nos gráficos ocorrem para valores pequenos de vazões, aproximadamente os 25 % iniciais da vazão da bomba e, para grandes vazões, no intervalo de 25% abaixo da vazão máxima. Isto é explicado pelo fato da turbina ser menos solicitada dentro destes dois intervalos, tendo então sua rotação elevada. O intervalo entre esses dois extremos de vazões apresentam curvas muito próximas.

Deve-se observar que a diferença entre as rotações médias para o rotor de 195 mm ficou em 24% (2369 RPM) e 5,4% (2962 RPM) em relação à curva de 3131 RPM, como pode ser visto nas tabelas 8.6 a 8.8, porém são valores médios de rotações. Na verdade, alguns pontos podem chegar a ter diferenças de 15,9% dentro do mesmo ensaio. Entretanto, se analisarmos os pontos cuja curva de rotação média é de 2369 RPM (que difere em 24% da rotação de ajuste), esta apresenta pontos com 38% de variação em relação à rotação de ajuste, como pode ser visto na tabela 8.8. Isto explica as diferenças existentes nas duas extremidades das curvas dos gráficos das figuras 9.18 e 9.19, pois são os pontos que apresentam maiores amplitudes de rotação em relação à rotação média.

Para o rotor de 180 mm, a diferença entre as rotações médias ficou em 7% (3121 RPM) e 32,6 % (2266 RPM), onde existem diferenças de rotações dentro do mesmo ensaio que chegam a 39%.

Analisando o intervalo de vazão de 2 a 6 l/s nos gráficos das figuras 9.18 e 9.19 pode-se verificar que os valores obtidos estão muito próximos, mesmo existindo diferenças grandes na rotação média dos ensaios como descrito nos dois parágrafos anteriores. Contudo, deve-se observar que os ensaios realizados com a maior rotação média (tabela 8.3 e 8.6), que deveria ser a rotação de projeto da bomba, teve um desvio máximo positivo de +17,2% e negativo de -6% (rotor 180 mm) e de + 15,9% e -2,1% (rotor 195 mm) em relação à rotação média do ensaio.

Portanto, pode-se considerar esta variação de rotação no decorrer dos ensaios como aceitável, sendo que cobre com folga os desvios em torno da rotação média da

bomba, o que não interfere nos resultados. Estes desvios positivos podem ser reduzidos diminuindo-se a potência da turbina, ocorrendo uma redução na rotação, o que aumentaria a precisão dos resultados.

Uma outra maneira de analisarmos a influência da variação de rotação nos resultados é tomarmos estas bombas como modelos a serem ensaiados, onde, através destes ensaios, determina-se as características do protótipo.

O modelo seria a bomba a ser ensaiada onde os pontos de H e Q obtidos para diferentes rotações. O protótipo seria a mesma bomba, porém funcionando em sua rotação de projeto.

Na prática, nos casos de ensaios utilizando modelos, é muito difícil encontrar a semelhança completa, pois a semelhança geométrica entre um modelo e um protótipo deveria ter, além das dimensões, a rugosidade também proporcional. Como as superfícies envolvidas não são tomadas como geometricamente semelhantes, após a transposição dos resultados para o protótipo são utilizadas fórmulas para a correção do rendimento.

Para o caso em questão, o protótipo e modelo são os mesmos, isto implica em que a semelhança geométrica quanto à rugosidade, carcaça, rotor, espessura de aletas e elementos estacionários das bombas sejam idênticos.

Na prática, no caso de modelos e protótipos, procura-se tomar o número de Reynolds como constante e igual no modelo e no protótipo. Quando o número de Reynolds é reduzido, a influência do atrito aumenta, o que faz com que o rendimento hidráulico diminua. São propostos na literatura, intervalos aceitáveis de variação para a relação entre o Reynolds do modelo e do protótipo, conforme a expressão (6.17) vista na seção 6.2. No caso em estudo, em consequência das considerações que foram feitas, a variação da rotação nos ensaios significa, de acordo com a equação (6.16), a variação do número de Reynolds. De acordo com as tabelas 8.3 a 8.8, verifica-se que a variação do número de Reynolds em um ensaio fica dentro dos limites propostos na literatura, para o caso de ensaios em modelos. Mais importante que o número de Reynolds é a relação entre eles, para a rotação reduzida e a para a rotação de projeto.

Considerando que cada ponto obtido nos ensaios possui uma dada rotação, e que os valores de carga e vazão a eles relacionados serão transpostos para a rotação de projeto da bomba, a relação entre estas rotações não deve ser maior que as relações propostas para garantir a validade de ensaios utilizando modelos. Ainda como fator de segurança existe a verdadeira semelhança geométrica e cinemática, pois trata-se do mesmo rotor. Uma ressalva deve ser feita, pois de acordo com o Hydraulic Institute (1969), para ser considerado como modelo, o rotor da bomba deve ter no mínimo 300 mm de diâmetro. Para uma bomba girando a 1750 RPM com esse diâmetro o número de Reynolds ficaria em torno de $2,6 \times 10^6$, valor que é superior à maioria dos obtidos nos ensaios.

11. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Como consequência deste trabalho pode-se resumir as principais conclusões e recomendações que foram divididas em duas partes, uma relativa ao Banco de Ensaio I e a outra em relação ao Conjunto Turbina-Bomba.

11.1 Em relação ao Banco de Ensaio I

Verificou-se experimentalmente ser perfeitamente possível a implantação de um Laboratório de Máquinas Hidráulicas na Usina Tatu, tendo como característica principal a realização de testes de bombas utilizando uma turbina Michell-Banki como máquina motora. O Banco de Ensaio I mostrou-se eficiente revelando potencial para realizar ensaios mais acurados. A variação de rotação durante os ensaios não chega a ser um fator limitante e, como provado, pode ficar dentro de limites aceitáveis. A utilização de ensaios com rotação reduzida também pode vir a ser utilizada, tal como prevista na norma do Hydraulic Institute (1969). Como consequência deste trabalho, abrem-se perspectivas quanto à implementação de um Laboratório de Máquinas Hidráulicas com sua utilização voltada para a prestação de serviços a pequenas indústrias; também pode ser utilizado na formação de pessoal, pesquisas acadêmicas e como laboratório didático. Há de se dizer que o local na Usina Tatu é amplo e as instalações lá existentes estão em ótimas condições, o que permite o estudo de várias possibilidades quanto à instalação de bancos para ensaios de máquinas e equipamentos.

Fazem-se necessárias algumas alterações para a melhoria das condições que ora existem para a realização dos ensaios com procedimento convencional.

Como recomendação quanto a novas pesquisas, sugere-se que estudos sejam desenvolvidos no sentido de colocar o futuro Laboratório de Máquinas Hidráulicas apto a realizar ensaios utilizando-se de equipamentos modernos de aquisição de dados via microcomputador.

11.2 Em relação ao Conjunto Turbina-Bomba

Este conjunto mostra-se como mais uma opção para o recalque de água. Apesar do relativo baixo rendimento em decorrência da reunião de duas máquinas, ele destaca-se pelo intervalo de vazões em que pode atuar. Esta faixa de vazões é muito maior que a dos outros dispositivos, como a Roda D'água e o Carneiro Hidráulico, que também utilizam a energia hidráulica para realizarem o recalque; vale lembrar que este conjunto é um dos menores fabricados pela indústria nacional, portanto conjuntos maiores apresentariam melhor rendimento. Pode ser mais conveniente a escolha de uma bomba com maior capacidade para ser acoplada à turbina, devendo ser efetuado o corte em seu rotor, obtendo-se cargas menores mantendo-se a vazão. O correto dimensionamento da bomba para ser acoplada à turbina também é um fator importante, pois no caso destes ensaios, na maior parte das vezes, a bomba não trabalhou no seu ponto de projeto, o que implica em um baixo rendimento para a bomba e conseqüentemente para o conjunto.

O conjunto Turbina-Bomba merece maiores estudos no sentido de otimizá-lo. O rotor da bomba centrífuga deve ser pesquisado, buscando curvas características adequadas para o conjunto. Pequenas variações da altura manométrica, ao se variar a vazão, são características desejáveis. Deve-se lembrar que a bomba trabalha com diferentes rotações.

ANEXOS

Anexo A - Condições de Escoamento no Modelo e Fórmulas Para o Efeito Escala em Bombas e Turbinas.

A fórmula de Hutton (A.5) é baseada na suposição de um modelo hidraulicamente liso, enquanto que a fórmula de Moody (A.19) assume o escoamento completamente rugoso no modelo. Isto importa dentro do fato de que o comportamento do escoamento está associado com a superfície lisa ou rugosa. Este é um simples critério da aplicabilidade de várias fórmulas de efeito escala.

Sutton, citado por Hutton e Fay (1974), realizou uma análise de resultados experimentais, mostrando que as perdas nas máquinas hidráulicas são semelhantes a aquelas em tubos ou em placas planas, também apontado por outros autores. O esboço do gráfico de atrito de uma placa plana é mostrado na figura (A.1). Observa-se que na zona de transição os valores de f vêm abaixo do seu valor constante para o regime turbulento rugoso. A questão passa a ser: "qual seria o número de Reynolds crítico que separaria o regime de escoamento laminar e turbulento para uma bomba de uma dada rugosidade e ". Minuciosas medidas utilizando várias bombas semelhantes foram reportadas por Nixon e Cairney, citados por Hutton e Fay (1974), que também analisaram alguns resultados de testes. Eles concluíram que para bombas centrífugas

$$R_{cr} = C_1 \frac{l}{e} \quad (A.1)$$

onde $20 < C_1 < 30$.

Como

$$R = \frac{hw}{\nu} \quad (\text{A.2})$$

isto significa que a rugosidade crítica é

$$e_{cr} = \frac{C_1 \nu}{w} \quad (\text{A.3})$$

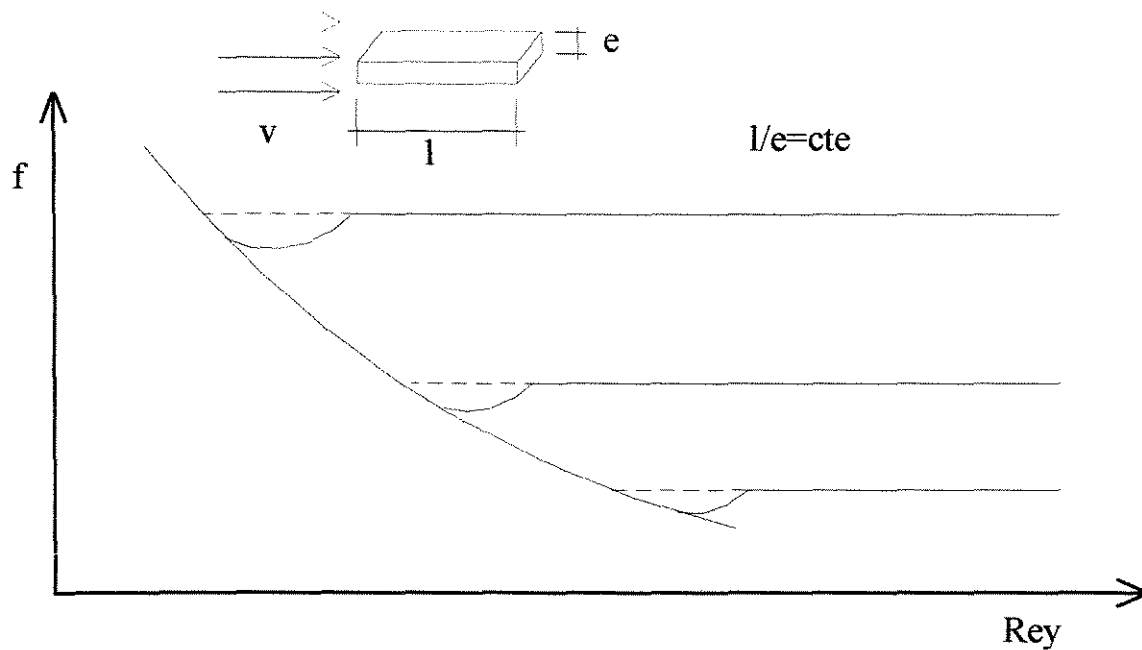


Figura A.1 - Esboço do gráfico de atrito de uma placa plana
Fonte: Hutton e Fay (1974)

Comparando resultados de testes de modelos, o protótipo pode ser assumido como sendo hidraulicamente liso, sendo até mesmo impossível reproduzi-lo na prática, de forma que o escoamento completamente rugoso pode ser assumido com alguma ou nenhuma rugosidade.

Semelhantemente pode ser mostrado que algumas fórmulas tem uma aproximação à fórmula original de Hutton, e estas podem ser consideradas como formas equivalentes à de Hutton.

$$\frac{\delta_p}{\delta_m} = 0.4 + 0.6 \left(\frac{R_m}{R_p} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (\text{A.4})$$

$$\frac{\delta_p}{\delta_m} = 0.3 + 0.7 \left(\frac{R_m}{R_p} \right)^{\frac{1}{5}} \quad (\text{A.5})$$

$$\frac{\delta_p}{\delta_m} = 0.2 + 0.8 \left(\frac{R_m}{R_p} \right)^{\frac{1}{6}} \quad (\text{A.6})$$

$$\frac{\delta_p}{\delta_m} = 0.1 + 0.9 \left(\frac{R_m}{R_p} \right)^{\frac{1}{7}} \quad (\text{A.7})$$

$$\frac{\delta_p}{\delta_m} = \left(\frac{R_m}{R_p} \right)^{\frac{1}{8}} \quad (\text{A.8})$$

Em geral a forma da equação para estas considerações é

$$\frac{\delta_p}{\delta_m} = 1 - V + V \left(\frac{R_m}{R_p} \right)^{\frac{1}{\alpha}} \quad (\text{A.9})$$

Para propósitos práticos, porém, é racional escolher a fórmula mais facilmente utilizável das formas equivalentes

$$\frac{\delta_p}{\delta_m} = \left(\frac{R_m}{R_p} \right)^{\frac{1}{\beta}} \quad (\text{A.10})$$

Calculando o efeito de escala na forma da equação (A.10) os expoentes mostrados na tabela (A.1) podem ser utilizados.

Tabela A.1 - Expoentes β para o cálculo do efeito escala determinados em testes de modelos.

| Autor | Diâmetro (mm) | Rotação Específica (unidades inglesas) | Valor de β |
|--------------|--------------------------|---|--|
| Worster | 152.4 | 1200 | 6.10 |
| Ippen | 152.4 | 2600 | 5.10 |
| Tetlow | 203.2 | 1600 | 4.73 |
| Ippen | 50.8 | 1050 | 4.30 |
| | 50.8 | 1050 | 4.18 |
| Rotzoll | 101.6 | 1100 | 3.52 |
| Itaja | 76.2 | 1000 | 4.54 |
| Stepanoff | 152.4 | 1800 | 4.76 |
| | 101.6 | 1800 | 4.76 |
| | 127 | 1400 | 5.11 |
| | 101.6 | 760 | 5.6 |
| Valor Médio | | | 4.79 |

Fonte: Hutton e Fay (1974)

Observou-se que neste ponto não existe nenhuma tendência com a variação da rotação específica, uma média simples é calculada com os valores da tabela (A.1) que arredondando este valor numericamente, confere às análises de Sutton o valor do coeficiente para o rendimento global de pequenas bombas operando no regime laminar a seguinte fórmula

$$\frac{(1 - \eta_p)}{(1 - \eta_m)} = \left(\frac{R_m}{R_p} \right)^{\frac{1}{4.8}} \quad (\text{A.11})$$

A.1 O Gráfico de Atrito e o Escoamento Rugoso

De acordo com Hutton e Fay (1974), para incluir o efeito da rugosidade no efeito escala, vários autores propuseram utilizar os gráficos de atrito. Um dos primeiros foi o método proposto por BHRA (1959) sobre o efeito escala em bombas; Osterwalder, Fukuda, Chevalier, Nixon, Guiton e Canavelis e Salami também desenvolveram alguns métodos.

A análise mais detalhada foi produzida por Salami, que utiliza o princípio da divisão das perdas em componentes cinéticas e de atrito para partes individuais de uma turbina Kaplan. As perdas nas pás e no invólucro foram consideradas de igual peso, e os coeficientes no invólucro e no tubo de queda foram calculados com seus valores médios de entrada e saída.

Para a determinação dos coeficientes de perdas nos rotores e nas pás foi utilizado o gráfico de atrito da placa plana, e para o invólucro e tubo de queda foi utilizado o diagrama de Moody para tubos.

Considerando as características para um dado valor de $\frac{D}{e}$ no gráfico de atrito do tubo (figura A.2), se a linha horizontal do regime completamente rugoso é estendida à característica laminar, um número de Reynolds, aqui chamado de número de Reynolds equivalente - R_{eq} , é obtido.

Isto não depende da forma das características (a, b, ou c), e se R_{eq} é conhecido para um dado $\frac{D}{e}$, então substituindo em uma determinada equação de características lisas, o valor de f para o fluxo completamente rugoso pode ser determinado.

O fluxo com contornos lisos com R_{eq} é equivalente aos fluxos completamente rugosos, na sensação que os valores de f são o mesmo.

O número de Reynolds equivalente pode ser definido a partir de qualquer gráfico de atrito. No caso do escoamento em tubos a relação entre os escoamentos lisos e rugosos equivalentes são particularmente notáveis.

Com uma aproximação, uma rugosidade média pode ser considerada como representativa para o rotor, e igualmente outros valores para outros componentes, e pode ser esperado que as distribuições de velocidade de escoamentos com os mesmos coeficientes de perda sejam aproximadamente o mesmo.

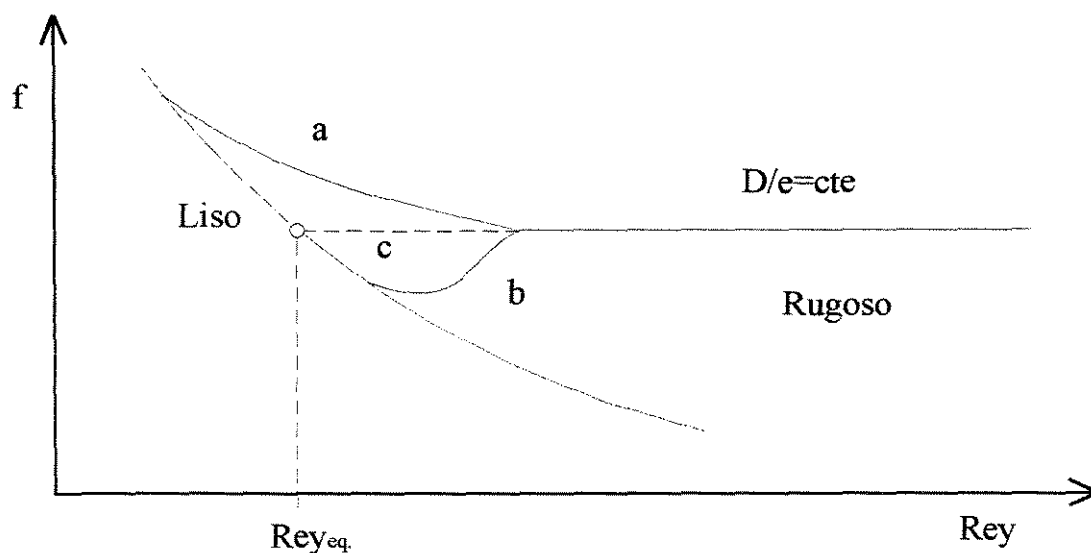


Figura A.2- Representação esquemática do gráfico de atrito em tubos
Fonte: Hutton e Fay (1974)

A equação

$$f = \frac{C}{\left(\frac{L}{e}\right)^{\frac{1}{\alpha-0.5}}} \quad (\text{A.12})$$

do coeficiente de atrito para escoamento turbulento é da mesma forma que a da característica para o laminar, mas o número Reynolds é substituído por $\frac{L}{e}$ e α é reduzido para 0.5; L é uma característica de comprimento.

A.2 Efeito Escala em Protótipos Rugosos

Hutton e Fay (1974) procuraram rever várias fórmulas de efeito de escala para bombas, que a princípio apresentaram formas diferentes, porém sendo possível que apresentassem alguma semelhança.

As fórmulas do efeito escala foram estudadas concentrando-se nas condições de vazão do modelo, e a questão é qual das fórmulas melhor segue a variação dos testes em modelos. Nos cálculos do rendimento do protótipo, alguns tipos de perdas devem ser tratadas separadamente onde for possível, como no caso de rotores de bombas, onde as perdas mecânicas, recirculação, e muitas vezes perdas por atrito no rotor são separadas. No protótipo é aplicado o rendimento hidráulico baseado nas componentes de perdas cinéticas e de atrito, onde posteriormente, é associado com o atrito da superfície, dependente do número de Reynolds e da rugosidade relativa.

Para turbinas Francis e bombas a equação para modelos e protótipos rugosos é dado por

$$\frac{\delta_p}{\delta_m} = \left(\frac{\frac{D_m}{e_m}}{\frac{D_p}{e_p}} \right)^{\frac{1}{\beta-0.5}} \quad (\text{A.13})$$

e a equação para modelos lisos e protótipos rugosos

$$\frac{\delta_p}{\delta_m} = \left(\frac{R_m}{R_p} \right)^{\frac{1}{\beta}} \left(\frac{e}{e_{cr}} \right)^{\frac{1}{\beta-0.5}} \quad (\text{A.14})$$

podendo serem aplicadas, em turbinas Kaplan.

A fórmula de Moody

$$\frac{\delta_p}{\delta_m} = \left(\frac{D_m}{D_p} \right)^{\frac{1}{5}} \quad (\text{A.15})$$

que pode ser convertida para

$$\frac{\delta_p}{\delta_m} = \left(\frac{R_m}{R_p} \right)^{\frac{1}{\beta}} \quad (\text{A.16})$$

muitas vezes é utilizada para turbinas e bombas, e uma fórmula equivalente é a equação (A.10) com $\beta = 5.5$. Entretanto deve ser notado que a fórmula de Moody é baseada no rendimento global, e como tal, também inclui no efeito escala as perdas volumétricas e mecânicas. Klein, citado por Hutton e Fay (1974), mostrou que um aumento no rendimento pode ser esperado devido a estas perdas, e isto pode ser uma das razões pela qual a fórmula de Moody resulta em um elevado efeito escala em relação às fórmulas baseadas no rendimento hidráulico.

Dos resultados obtidos por Nixon e Cairney, um expoente para bombas pode ser obtido, resultando um valor médio de $\beta = 8.7$ para o efeito escala do rendimento hidráulico, excluindo as perdas mecânicas e volumétricas.

O expoente na equação (A.11) obtido através da análise de Sutton é de 4.8 para o rendimento global de bombas, assim parece que a inclusão destas outras perdas resulta novamente em um aumento no efeito escala.

Hutton e Fay (1974), concluíram em seus trabalhos que apesar da multiplicidade de fórmulas de efeito escala as equações (A.9) e (A.10) são idênticas. Todas resultando no mesmo efeito escala e podem ser utilizadas para modelos e protótipos hidraulicamente lisos. Em contraste com a fórmula de Pfleiderer para $\beta = 8$, a equação correspondente para o rendimento global de bombas pequenas lisas parece ser $\beta = 4.8$, o qual é muito próximo do valor obtido através da fórmula de Moody. Entretanto, todas devem ser modificadas para permitir os efeitos da rugosidade da superfície.

Para modelos e protótipos rugosos a equação (A.13) é a sugerida. E para modelos lisos e protótipos rugosos a equação (A.14) é indicada onde β é o índice do número de Reynolds usual.

Para modelos e protótipos lisos, a fórmula de Hutton e a equivalente de Pfleiderer estão entre muitas outras sugeridas, e com as evidências disponíveis, parecem resultar em um valor médio do efeito escala.

Para modelos lisos e protótipos rugosos, a seguinte combinação Hutton-Osterwalder parece ser apropriada

$$\frac{\delta_p}{\delta_m} = \left(\frac{R_m}{R_p} \right)^{\frac{1}{8}} \left(\frac{e}{e_{cr}} \right)^{\frac{1}{7.5}} \quad (\text{A.17})$$

Para máquinas hidráulicas rotativas, a rugosidade limite para o regime hidráulico liso não é determinada pela fórmula de Schlichting para placas planas

$$e_{cr} = \frac{C_1 \nu}{w} \quad (\text{A.18})$$

com $C_1 = 100$, mas com $20 < C_1 < 70$ para bombas e turbinas. O limite de rugosidade para bombas operando é menor que para a operação de turbinas.

A.3 Equações para Determinação do Efeito Escala em Bombas

Algumas equações desenvolvidas para o estudo do efeito escala são transcritas a seguir

• **Equação de Moody para turbinas** (Arndt et al, 1984)

$$\frac{1-\eta_p}{1-\eta_m} = \left(\frac{D_m}{D_p} \right)^n \quad (\text{A.19})$$

De acordo com Arndt et al (1984), a equação proposta por Moody (A.19) tem sido utilizada com resultados satisfatórios para turbinas. A sua suposição básica é derivada da independência do número de Reynolds considerando o mesmo grau de acabamento nas superfícies de modelo e do protótipo. O expoente n empírico é baseado em resultados de testes de turbinas, n é aproximadamente 1/5 conforme Moody, mas ele pode se tornar apreciavelmente pequeno quando a fórmula é utilizada em modelos com paredes muito lisas e rotores com folgas muito pequenas. Enfatiza ainda que a fórmula de Moody foi desenvolvida somente com a consideração do efeito da rugosidade relativa. Nenhuma consideração é feita quanto a mudanças no tamanho relativo dos rotores que obviamente afetam η_v ; não são levadas em conta perdas mecânicas explicitamente, embora estes fatores afetem certamente o valor empírico n .

Segundo Lazarkiewicz (1965), esta equação também é aplicada em bombas e determina o rendimento global, fornecendo um valor mais elevado que a fórmula apresentada pela DIN. O expoente n decresce se a rugosidade e as folgas do modelo são menores que o protótipo, chegando a zero quando a rugosidade relativa e as folgas são respectivamente as mesmas.

• **Fórmula de Pfleiderer's** (Lazarkiewicz, 1965)

Tomando em conta a equação 5.16 e inserindo os valores $\alpha = 0.1$ e $\beta = 0.25$ na equação 5.14 Pfleiderer obteve

$$\eta_{hp} = 1 - (1 - \eta_{hm}) \left(\frac{n_m}{n} \frac{v_p}{v_m} \right)^{0.1} \left(\frac{D_m}{D_p} \right)^{0.25} \quad (\text{A.20})$$

Esta fórmula pode ser aplicada com uma certa aproximação para o cálculo da relação entre o rendimento global η_p para o protótipo e para o modelo da bomba η_m .

• **Fórmula de Rütschi** (Lazarkiewicz, 1965)

Através de uma pesquisa experimental com bombas centrífugas da mesma família, com diâmetro variável, mantendo a mesma rotação no eixo, e realizando os testes com líquidos de mesma viscosidade, os valores do rendimento hidráulico η_h dependeram não somente da relação $\frac{D_m}{D_p}$, mas também dos valores absolutos destes diâmetros, sendo óbvia a caracterização da influência do atrito.

Tomando o diâmetro de entrada D_0 como a dimensão característica para calcular o valor do η_h , Rütschi estabeleceu a relação

$$\eta_h = \frac{f_p}{f_m} \eta_{hm} \quad (\text{A.21})$$

onde

$$f_p = 1 - \frac{3.15}{D_0^{1.6}} \quad (\text{A.22})$$

e

$$f_m = 1 - \frac{3.15}{D_{0m}^{1.6}} \quad (\text{A.23})$$

sendo que D_0 e D_{0m} são em cm.

O gráfico na figura (A.3) representa a relação entre o fator de correção f e o diâmetro D_0 . A curva mostra que os valores da relação $\frac{f_p}{f_m}$ e assim as diferenças $\Delta\eta_h$, diminuem com o aumento de D_0 .

Esta fórmula pode somente ser aplicada para bombas centrífugas quando $R_p = R_m$ e $v_p = v_m$ são mantidos. A aplicação da fórmula de Rüttschi para rotores de bombas de outros sistemas e tipos levam a resultados errôneos, como mostrado por F. Krisam.

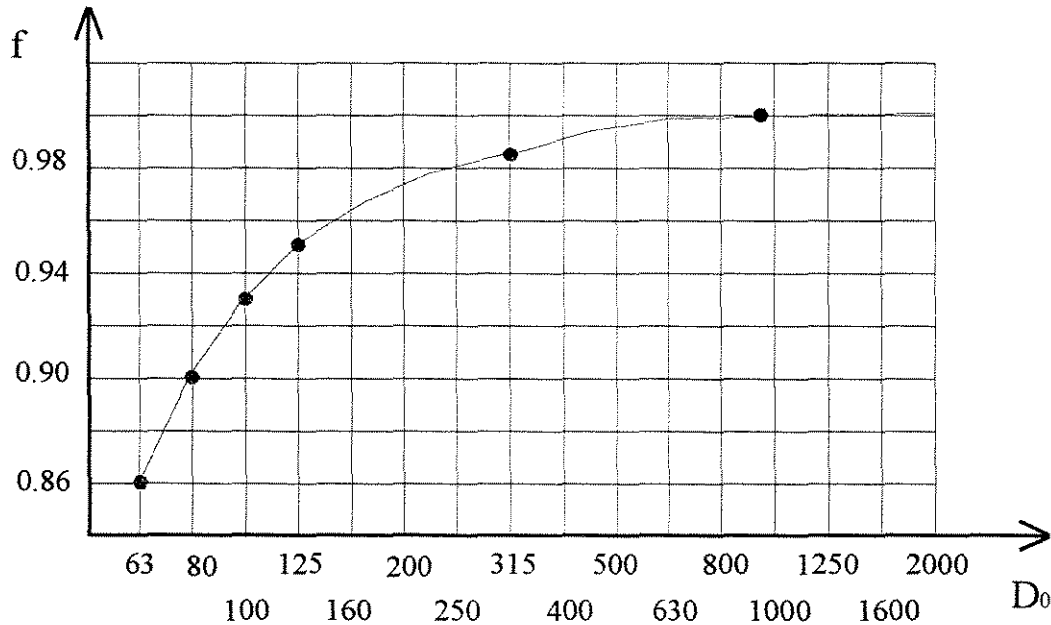


Figura A.3 - Gráfico da relação entre o fator de correção f e o diâmetro D_0 de Rüttschi

Fonte: Lazarkiewicz (1965)

• **Fórmula da Norma Alemã - DIN 1944** (Lazarkiewicz, 1965)

A norma Alemã define o rendimento interno de uma bomba através da fórmula

$$\eta_p = 1 - (1 - \varphi \eta_{im}) \left(\frac{n_m D_m}{n_p D_p} \right) \quad (\text{A.24})$$

sendo o coeficiente experimental φ dado por

$$\varphi = \frac{1 - \frac{70}{D_{0p}^{\frac{2}{3}}}}{1 - \frac{70}{D_{0m}^{\frac{2}{3}}}} \quad (\text{A.25})$$

Nesta fórmula D_{0p} e D_{0m} denotam o diâmetro de entrada e D_p e D_m os diâmetros de saída do protótipo e modelo da bomba em mm.

Lazarkiewicz (1965), faz uma análise crítica sobre as fórmulas (A.19), (A.20), (A.21) e (A.24) de efeito escala chegando às seguintes conclusões:

- Que estas fórmulas foram deduzidas com base na analogia entre o escoamento através de um tubo fixo retilíneo de seção transversal constante e o escoamento através de uma bomba centrífuga.
- Que estas fórmulas não são de caráter geral, podendo somente serem aplicadas no mesmo tipo de bomba utilizada experimentalmente, e dentro do mesmo intervalo de diâmetro de rotores ensaiados. Considerando ainda a precisão das medidas, o rotor do modelo da bomba não deve ser menor que 250 mm.
- Que estas fórmulas dão resultados mais precisos na vazão correspondente ao ponto de melhor rendimento.

Segundo Nekrasov (1966), o rendimento de uma bomba varia de acordo com a rotação específica; o grau de influência do rendimento hidráulico, volumétrico e mecânico no rendimento total varia de acordo com a rotação específica. Experimentos mostraram que o rendimento hidráulico dificilmente varia com a rotação específica, sendo mais dependente da rugosidade e do tamanho da bomba. Já os rendimentos

volumétricos e mecânico são substancialmente afetados quando a rotação específica atinge seus limites mais baixo.

• **Equação de Wislicenus para bombas** (Norrie, 1963)

$$\frac{0.95 - \eta_p}{0.95 - \eta_m} = \left(\frac{\log Q_m}{\log Q_p} \right)^2 \quad (\text{A.26})$$

onde Q é em gal/min (sistema de unidades inglês).

Esta equação é aplicada quando a rugosidade absoluta e as folgas no rotor são as mesmas no modelo e no protótipo.

• **Fórmula de Hutton** (Hutton e Fay, 1974)

$$\frac{\delta_p}{\delta_m} = 0.3 + 0.7 \left(\frac{R_m}{R_p} \right)^{\frac{1}{5}} \quad (\text{A.27})$$

Para valores próximos de 90% do rendimento do modelo a diferença entre o rendimento do protótipo e o valor fornecido pela equação é menor que 0.12% no intervalo

$$1 < \frac{R_p}{R_m} < 65$$

a qual cobre os testes de modelos usuais. Considerando a precisão dos testes de modelos, a diferença parece ser desprezível.

Pfleiderer mostrou que a fórmula de Hutton pode ser aproximada por uma lei exponencial, que modificando ligeiramente o expoente, resultando a expressão

$$\frac{\delta_p}{\delta_m} = \left(\frac{R_m}{R_p} \right)^{\frac{1}{8}} \quad (\text{A.28})$$

sendo uma boa aproximação para a conhecida fórmula de Hutton.

A.4 Determinação do Rendimento para Protótipos de Turbinas

De acordo com Krivchenko, G. I., (1986), os gráficos das características universais normalmente apresentam o rendimento hidráulico de um modelo η_{hm} . Ao se fazer a transposição destes valores ao protótipo de uma turbina, é necessário levar em conta outros tipos de perdas, como a volumétrica e a mecânica. Os fabricantes de turbinas fornecem as características de operação e a conversão do rendimento é feita considerando-se todas as características do protótipo da turbina. Cálculos preliminares podem ser aplicados utilizando um método generalizado que consiste na introdução de duas correções. A primeira delas correspondente ao rendimento hidráulico $\Delta\eta_h$, e a segunda através das perdas volumétricas e mecânicas $\Delta\eta_{mv}$. Como resultado, o rendimento de um protótipo de turbina é dado por

$$\eta_p = \eta_{hm} + \Delta\eta_h - \Delta\eta_{mv} \quad (A.29)$$

Para perdas mecânicas e volumétricas, que não são grandes em condições normais, pode-se estimá-las em torno de 1 a 2%.

A correção do rendimento hidráulico é calculada através de uma fórmula semi-empírica, a equação

$$\Delta\eta_h = (1 - \eta_{hm}) \varepsilon \left(1 - 5 \sqrt[10]{\frac{D_m}{D_p} \frac{H_m}{H_p}} \right) \quad (A.30)$$

onde ε é a relação de perdas por atrito para todas perdas hidráulicas, sendo que para condições ótimas, $\varepsilon = 0.75$.

Para o caso de turbinas Pelton, $\Delta\eta_h = 0$, não há introdução de correção.

Caso as curvas características representem o valor total do rendimento do modelo, η_m , ao invés do rendimento hidráulico, assume-se

$$\eta_{hm} = \eta_m + \Delta\eta_{mv} \quad (A.31)$$

quando calculando a correção $\Delta\eta_h$ através da equação (5.62). É aconselhável utilizar esta equação somente para o ponto de maior rendimento, e utilizar este valor inalterado para todas as outras condições de operação.

A.5 Equações para Determinação do Efeito Escala em Turbinas

São apresentadas aqui outras equações também utilizadas no cálculo do efeito escala em turbinas.

- **Equação de Moody (Vivier, L.)**

$$\frac{1 - \eta_p}{1 - \eta_m} = \left(\frac{D_m}{D_p} \right)^n \quad (\text{A.32})$$

com $n = 1/4$

- **Equação de Moody II (Vivier, L.)**

$$\frac{1 - \eta_p}{1 - \eta_m} = \left(\frac{D_m}{D_p} \right)^{\frac{1}{4}} \left(\frac{H_m}{H_p} \right)^{\frac{1}{100}} \quad (\text{A.33})$$

- **Equação de Medici (Vivier L.)**

$$\frac{1 - \eta_p}{1 - \eta_m} = \left(\frac{D_m}{D_p} \right)^{\frac{1}{4}} \left(\frac{H_m}{H_p} \right)^{\frac{1}{10}} \quad (\text{A.34})$$

- **Equação de Ackeret (Vivier L.)**

$$\frac{1 - \eta_p}{1 - \eta_m} = 1 - 0.5 \left[1 - \left(\frac{R_m}{R_p} \right)^{0.2} \right] \quad (\text{A.35})$$

Anexo B - Definições e Conceitos Básicos Relacionados a Teoria dos Erros

• Mensurando

É uma grandeza a ser medida; não pode ser especificado por um valor, mas, somente por uma descrição de uma grandeza. Entretanto, um mensurando não pode ser completamente descrito sem um número infinito de informações. Uma vez que deixa margem à interpretação, o mensurando requer um componente de incerteza que pode ou não ser significativo para a exatidão requerida da medição. A especificação de um mensurando pode requerer informações de outras grandezas, como tempo, temperatura e pressão.

• Incerteza

A incerteza de medição significa dúvida acerca da validade do resultado de uma medição. É um parâmetro associado ao resultado de uma medição que caracteriza a dispersão dos valores que podem ser razoavelmente atribuídos ao mensurando. Este parâmetro pode ser um desvio padrão, um múltiplo dele, ou a metade de um intervalo correspondente a um nível de confiança estabelecido. A incerteza de medição compreende componentes que podem ser estimados com base na distribuição estatística dos resultados de séries de medições que podem ser caracterizados por desvios padrão, são avaliados por meio de distribuições de probabilidades supostas, baseadas na experiência ou em outras informações.

• Incerteza Padrão

É a incerteza do resultado de uma medição expressa como um desvio padrão.

- **Valor Verdadeiro de uma Grandeza**

É um valor que seria obtido por uma medição perfeita, porém, por natureza são indeterminados.

- **Valor Verdadeiro Convencional de uma Grandeza**

Valor atribuído a uma grandeza específica, sendo às vezes aceito, como tendo uma incerteza apropriada para uma dada finalidade. Muitas vezes denominado "valor convencional", "valor de referência" ou "melhor estimativa".

- **Medição**

Conjunto de operações que têm por objetivo determinar um valor de uma grandeza. As operações podem ser feitas automaticamente.

- **Método de Medição**

Seqüência lógica de operações, descritas genericamente, usadas na execução das medições.

- **Grandeza de Influência**

Grandeza que não é o mensurando, mas que afeta o resultado da sua medição.

- **Resultado de uma Medição**

Valor atribuído a um mensurando, obtido por medição, devendo ser indicado se este valor se refere à indicação, ao resultado não-corrigido, ou ao resultado corrigido e se corresponde ao valor médio de várias medições.

- **Resultado Corrigido**

Resultado de uma medição, após a correção, devido aos erros sistemáticos.

- **Erro de Medição**

É o resultado de uma medição menos o valor verdadeiro do mensurando. Como o valor verdadeiro não pode ser determinado, utiliza-se, na prática, um valor verdadeiro convencional. O "erro" é algumas vezes denominado de "erro absoluto de medição". Este termo não deve ser confundido com "valor absoluto de erro" que é o módulo do erro.

- **Erro Relativo**

Erro de medição dividido por um valor verdadeiro do objeto da medição. Como o valor verdadeiro não pode ser determinado, utiliza-se na prática, um valor verdadeiro convencional.

- **Erro Aleatório**

Resultado de uma medição, menos a média que resultaria de um infinito número de medições do mesmo mensurando, efetuadas sob condições de repetitividade. Em virtude de poder ser feito somente com um número finito de medições, é possível apenas determinar uma estimativa do erro aleatório.

- **Erro Sistemático**

Consiste na diferença entre o valor medido e o valor verdadeiro do mensurando. Analogamente ao valor verdadeiro, o erro sistemático e suas causas não podem ser completamente conhecidos.

- **Correção**

Valor adicionado algebricamente ao resultado não corrigido de uma medição para compensar um erro sistemático.

A incerteza de um resultado de uma medição geralmente consiste de vários componentes que podem ser agrupados em dois tipos, definindo o método utilizado para estimar seu valor numérico. Os tipos são:

- **Avaliação da Incerteza do Tipo A**

Método de avaliação da incerteza pela análise estatística de séries de observações.

- **Avaliação da Incerteza do Tipo B**

Método de avaliação da incerteza através de outros meios que não a análise estatística de séries de observações.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas - NB580 - **Recepção em Modelos de Turbinas Hidráulicas**, 1978.

Arndt, E. A. R., Farrell, C., Wetzel, M. J., **Small and Mini Hydropower Systems**, Resource Assessment and Project Feasibility, Fritz, J. J., McGraw-Hill Book Company, 1984.

ASME - American Society of Mechanical Engineers -, **Power Test Codes Centrifugal Pumps**, 1966.

CESP, **Micro Central de Tatu**, Catálogo Publicado pela CESP.

Cherhashy V. M., **Pumps, Fans, Compressors**; Ed. Mir Publishers, Moscow, 1980.

Coleman, W. H., Steele, G. W., **Experimentation and Uncertainty Analysis for Engineers**, 1989.

Crizal, Indústria Metalúrgica Ltda., **Carneiro Hidráulico Marumby**, Catálogo.

CTH - Centro Tecnológico de Hidráulica - **Relatório Sobre o Projeto de Implementação do Laboratório de Máquinas e Equipamentos Hidráulicos do CTH**, 1984.

Desai, V. R.; Aziz N. M.; **Parametric Evaluation of Cross-Flow Turbine Performance**; Journal Of Energy Engineering, v.120, nº1, p. 17-34, april, 1994.

EFEI, **Catálogo do Laboratório Hidromecânico Para Pequenas Centrais Hidrelétricas- LHPCH**.

EFEI, **Centro Nacional de Referência em Pequenos Aproveitamentos Hidroenergéticos - CERPCH**, março-abril-maio, 1999.

Fiuzat, Abbas A.; Bhushan P. Akerkar; **Power Outputs of two Stages of Cross-Flow Turbine**; Journal on Energy Engineering, v.117, nº2, p. 57-70, August, 1991

Fox, R. W., McDonald, A. T., **Introdução a Mecânica dos Fluidos**, 1992.

Fundação Centro Tecnológico de Hidráulica - FCTH-, **A Engenharia da Água**, SP., 1993.

Goldemberg, J.; **Física Geral e Experimental**; Editora da Universidade de São Paulo, SP, 1968.

Harvey, Adam; Brown; Priyantha; Inversin, Allen, **Micro-Hydro Design Manual**, Cap. 5, 1993.

Hoel, Paul G., **Estatística Matemática**, 1980.

Hutton, S. P., Fay, A., **Analysis of Efficiency Scale-up for Hydraulic Machines**, Water Power, junho/1974 e julho/1974.

Hydraulic Institute, **Standards of the Hydraulic Institute**, 1969.

INMETRO, **Guia Para a Expressão da Incerteza de Medição**, ABNT, 1998.

Khosrowpanah, Shahram; A. A. Fiazat; Albertson, M. L. - **Experimental Study of Cross-Flow Turbine**; Journal of Hydraulic Engineering, v.114, nº3, p. 229-314, march, 1988.

Krivchenko, G. I., **Hydraulic Machines Turbines and Pumps**, Mir Publishers, Moscow, 1986.

Lazarkiewicz, S., Troskolanski, T. A., **Impeller Pumps**, Printed in Poland by D.R.P., Warszawa, 1965.

Lencastre, Armando; - **Manual de Hidráulica Geral**, São Paulo, S.P., Editora Edgard Blücher, Ed. da Universidade de São Paulo, 1972.

Macintyre, A. J.; **Bombas e Instalações de Bombeamento**; Editora Guanabara Dois, Rio de Janeiro, 1982.

McGuidan, D. - **Small Scale Water Power**, Published In Great Britain, 1979.

Mialhe, L. G., **Máquinas Motoras na Agricultura**, E.P.U. - EDUSP, 1980.

Monition, L.; M. LE NIR; Roux, J.; **Micro Hydroelectric Power Stations**; 1984.

Neves, E. T., **Curso de Hidráulica**, 9ed., Editora Globo S. A. 1989.

Niemann, G., **Tratado Teórico-Prático de Elementos de Máquinas - Cálculo, Desenho e Construção**, 1967.

Norrie, D. H., **An Introduction to Incompressible Flow Machines**, Publishers Edward Arnold, London, 1963.

Nekrasov, B.; **Hydraulics for Aeronautical Engineers**, Place Publishers, 1966.

Paradine, C. G., Rivett, B. H. P., **Métodos Estatísticos Para Tecnologistas**, 1974.

Rochfer, **Manual Técnico**, Linha MS.

Schneider, **Catálogo Geral de Bombas e Motobombas**, 1997.

Tiago Filho, Geraldo Lúcio; **Desenvolvimento Teórico e Experimental para Dimensionamento de Turbina Hidráulica Michell-Banki**.

Totapally, Hara G. S.; Aziz, Nadim M. - **Refinement of Cross-Flow Turbine Design Parameters**; Journal of Energy Engineering, v.120, nº3, p. 133-147, December, 1994.

Vivier, Lucien, **Turbines Hydrauliques et Leur Régulation**, Editons Albin Michel, Paris, 1966.

Warring, R. H.; **Pumps: Selection, Systems and Applications**, Houston, Texas, Published, 1984.

Water Power & Dam Construction, Yearbook, 1997.

Bibliografia Consultada

Accorsi, P. L., **Ensaio de Modelos de Turbinas Hidráulicas**, Dissertação de Mestrado, USP - SP, 1985.

Bazo, C. A. H. - **Diseño Y Estandarizacion de Turbinas Michell-Banki**; Experto del Programa Regional de P.C.H. de Olade, Quito, Setembro de 1980.

Botrel, A. T., **Modelo Matemático Aplicável ao Sistema Injetor-Bomba Centrífuga a fim de Aumentar a Altura Manométrica**, Tese de Livre Docente, Piracicaba -SP., 1996.

Bran, Richard; Souza,Zulcy; **Máquinas de Fluxo Turbinas - Bombas - Ventiladores**; Editora Ao livro Técnico, Rio de Janeiro, 1969.

CTH - Centro Tecnológico de Hidráulica -, **Ensaio Preliminares do Modelo da Turbina de Itumbiara**, 1982.

Egana, A. Herrerro, **Las Bombas de Efecto Centrifugo**; Madrid 1949.

Haimerl, L. A.; **The Cross-Flow Turbine**; Water Power, p. 5-13, January, 1960.

ISO - **International Code for the Field Acceptance Tests of Storage Pumps**, Tradução, USP - São Carlos, 1970.

Joshi, C. B.; Seshardri V.; Singh S. N. - **Parametric Study on Performance of Cross-Flow Turbine**. Journal of Energy Engineering, v. 121- nº1, p.28-45, abril, 1995.

Macintyre, A. J.; **Máquinas Motrizes Hidráulicas**; Editora Guanabara Dois, Rio de Janeiro, 1983.

Nema, **Normas e Especificações para Turbinas Hidráulicas e Reguladores**, 1949/1951

Salamanca, T. L.; Garcia, J. S. - **Construccion de Una Turbina Hidráulica Michell-Banki para el Laboratorio de Turbomáquinas Hidráulicas de La UIS** - Universidad Industrial de Santander, Facultad de Ingenieria Mecanica, Bucaramanga, 1983.

Santos, E. C., **Análise de Procedimentos Automatizados Para Ensaio de Comissionamento de Grupos Geradores em Centrais Hidrelétricas**, Dissertação de Mestrado, Itajubá, 1999.

Soares, Doralice A. F.; **Um Bombeamento Hidráulico Não Convencional: Elevador Cherepnov**, Dissertação de Mestrado, USP, 1992

Streeter, L. Victor; Wylie, E. B., **Mecânica dos Fluidos**, 7ª Edição, 1982.

Viana, Augusto Nelson Carvalho; **Pequenas Centrais Hidrelétricas no Meio Rural**.

Zambel, A. R., **Manual de Aparelhos de Bombeamento**, São Carlos, 1969.

Wilson, Paul; **The Testing of Water Turbines and Centrifugal Pumps**.

ABSTRACT

PUELL NETO, F. - Bank of Tests for Small Pumps Using the Turbine Michell-Banki as Motor Machine. Campinas, Civil Engineering College, State University of Campinas, UNICAMP, 1999, dissertation of Master's Degree.

The installation, operation and analysis of a rig of test permitted to check their particular characteristics, as the use of a Turbina Michell-Banki as motor machine and tests with variable rotation. As a result of this research, we have a demonstration of the viability sustain on the national industry on the improvement of little hydraulic machines, supplying a differentiated experimental support than today it exists in the country, mainly in what says about costs. This work also focuses the definition of the limits of the application of these banks and the study on the variation of the speed during the tests, where this variation, within the recommended limits, permits the execution of the tests with reduced speed. On the other hand, the turbine and the pump make a group of pumping, whose tests allowed to determine some of their hydraulic characteristics and to infer about it some conclusions. The main characteristics of the group are: the variation of rotation of the pump due the strangulation of the system, and the strong relationship among the variation on the efficiency of the group and the pump. The main conclusion is the evidence of the need of researches to the optimization of these group.

Key words: rig of tests, turbine Michell-Banki, tests with variable rotation, devices of reiterate.