

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA CIVIL

CRITÉRIOS DE PROJETO UTILIZANDO
TURBINA TIPO MICHELL BANKI COMO FORÇA MOTRIZ
PARA BOMBA ALTERNATIVA DE MÚLTIPLOS PISTÕES

Antonio Carlos Tambellini Bettarello

Campinas - SP
2002

Atesto que esta é a versão definitiva
da apresentação/tese

22/09, 2004

Prof. Dr.
Matrícula: 20157-0

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA CIVIL

CRITÉRIOS DE PROJETO UTILIZANDO
TURBINA TIPO MICHELL BANKI COMO FORÇA MOTRIZ
PARA BOMBA ALTERNATIVA DE MÚLTIPLOS PISTÕES

Antonio Carlos Tambellini Bettarello

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.

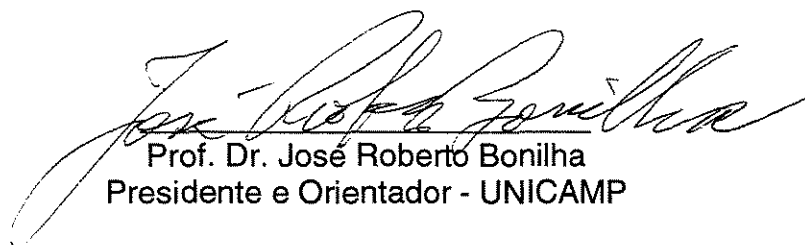
Campinas - SP
2002

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA CIVIL**

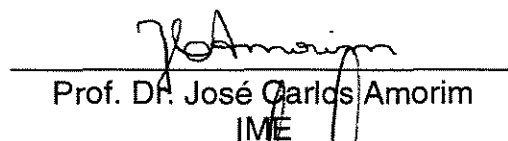
**CRITÉRIOS DE PROJETO UTILIZANDO TURBINA TIPO
MICHELL BANK COMO FORÇA MOTRIZ PARA BOMBA
ALTERNATIVA DE MÚLTIPLOS PISTÕES**

Antonio Carlos Tambellini Bettarello

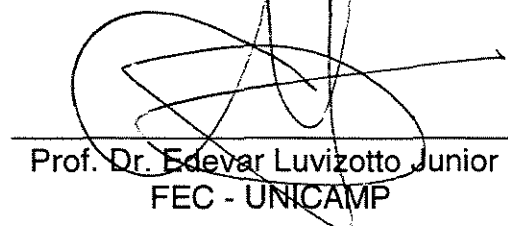
Dissertação de Mestrado aprovada pela Banca Examinadora, constituída por:



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



Prof. Dr. José Carlos Amorim
IME



Prof. Dr. Edevar Luvizotto Junior
FEC - UNICAMP

Campinas, 23 de outubro de 2002

IDADE	20
CHAMADA	UNICAMP
466.5	
EX	
MO. BC/	61491
OC.	16-06-05
C	☐
D	☒
ÇO	12.00
A	04-2-05
CPD	

id id 325441

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

B641/c
466

Bettarello, Antonio Carlos Tambellini

Critérios de projeto utilizando turbina tipo michell
banki como força motriz para bomba alternativa de
múltiplos pistões / Antonio Carlos Tambellini
Bettarello.--Campinas, SP: [s.n.], 2002.

Orientador: José Roberto Bonilha.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Civil.

1. Turbinas hidráulicas. 2. Estações de
bombeamentos. 3. Serviços de água. 4. Irrigação. I.
Bonilha, José Roberto. II. Universidade Estadual de
Campinas. Faculdade de Engenharia Civil. III. Título.

Dedicatória

Aos meus pais Mário e Adelaide.

À Aparecida Helena, Eduardo, Carlos Augusto e Flávio.

Ao meu sogro Abrão (in memorem).

Agradecimentos

Ao meu orientador Prof. Dr. José Roberto Bonilha, pelo incentivo, conhecimento e experiência que muito me ajudou no desenvolvimento deste trabalho.

Aos professores Dr^a. Ana Inés Borri Genovez, Dr. Edevar Luvizotto Junior, Dr. Abel Maia Genovez, Dr. José Geraldo Pena de Andrade, Dr. Dirceu Brasil Vieira, Dr. Paulo Barbosa, Dr. Edmundo Koelle, Dr. Oswaldo Seva pelos conhecimentos transmitidos durante minha estada na UNICAMP.

Ao Diretor do Centro Tecnológico de Hidráulica, Eng. Hamilton Pires, pelo valoroso exemplo de interação Universidade – Indústria, disponibilizando as instalações do Laboratório de Hidráulica para a realização dos ensaios experimentais.

À seção de ensaios hidromecânicos do Centro Tecnológico de Hidráulica representada pela Prof^a.Dr^a Yvone de Faria Lemos De Lucca, pelos tecnólogos Lilian S. Y. Murata e Luís Antonio da C. Rinaldi, pelo eng^o Antonio Costa Carvalho e pelo estagiário Marco Bittencourt Contieri, pela execução dos ensaios e análises computacionais.

Ao Sr. Roberto David companheiro na fabricação do primeiro protótipo da turbina do tipo Michell Banki, trabalho este que deu origem a Betta Hidroturbinas.

Aos funcionários da empresa Betta Hidroturbinas, pelo auxílio no levantamento de dados, elaboração de figuras e gráficos.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	i
LISTA DE TABELAS	iii
LISTA DE SÍMBOLOS.....	iv
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. OBJETIVOS.....	5
3. ORIGEM E CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMENTO DO CONJUNTO TURBINA BOMBA	7
3.1. BOMBA DE DESLOCAMENTO POSITIVO DO TIPO PISTÕES MÚLTIPLOS	7
3.2. TURBINA HIDRÁULICA TIPO FLUXO CRUZADO E DUPLO EFEITO	11
4. CARACTERÍSTICAS DO MERCADO CONSUMIDOR, VIABILIDADE TÉCNICA E ECONÔMICA PARA O CONJUNTO TURBINA BOMBA.....	16
4.1. PERFIL DO CONSUMIDOR DO CONJUNTO TURBINA BOMBA.....	16
4.2. PERFIL DO MERCADO CONSUMIDOR DO CONJUNTO TURBINA BOMBA	16
4.3. VIABILIDADE TÉCNICA PARA UTILIZAR O CONJUNTO TURBINA BOMBA EM PROJETO DE BOMBEAMENTO	18
4.4. VIABILIDADE ECONÔMICA DO CONJUNTO TURBINA BOMBA EM PROJETOS DE BOMBEAMENTO.....	21

5.	CRITÉRIOS TÉCNICOS PARA IMPLANTAÇÃO DO CONJUNTO TURBINA BOMBA.....	24
5.1.	CARACTERÍSTICAS DOS MINI E MICROS APROVEITAMENTOS HIDRÁULICOS.....	24
5.2.	PROCEDIMENTOS ADOTADOS PARA A UTILIZAÇÃO DOS MINI E MICROS APROVEITAMENTOS HIDRÁULICOS.....	27
5.2.1.	MEDIDA DA VAZÃO.....	28
5.2.2.	MÉTODO DO FLUTUADOR E UTILIZANDO MOLINETE.....	29
5.2.3.	MÉTODO DO VERTEDOR PADRÃO.....	31
5.2.4.	MEDIDA DA QUEDA OU CARGA HIDRÁULICA.....	33
5.2.5.	MEDIDA DO DESNÍVEL GEOMÉTRICO.....	33
5.2.6.	ESCOLHA DO CONJUNTO TURBINA BOMBA.....	34
5.2.7.	DEFINIÇÃO DO MODELO DA TURBINA HIDRÁULICA.....	34
5.2.8.	ROTAÇÃO IDEAL PARA O ROTOR BANKI.....	36
5.2.9.	DEFINIÇÃO DA BOMBA DE RECALQUE.....	37
5.3.	DIMENSIONAMENTO DA TUBULAÇÃO DE ADUÇÃO PARA A TURBINA E DA TUBULAÇÃO DE RECALQUE PARA A BOMBA.....	40
5.3.1.	CÁLCULO DO DIÂMETRO.....	40
5.3.2.	MATERIAL ADOTADO PARA O TUBO DE ADUÇÃO DA TURBINA ..	42
5.3.3.	MATERIAL E CLASSE DE PRESSÃO ADOTADA PARA O TUBO DE RECALQUE DA BOMBA.....	42
5.4.	EQUIPAMENTOS DE PROTEÇÃO PARA A TUBULAÇÃO DE RECALQUE.....	44
5.4.1.	EFEITOS TRANSITÓRIOS.....	44
5.4.2.	RETENÇÃO DE AR NO INTERIOR DO TUBO.....	45
5.5.	CONSTRUÇÃO DA QUEDA DE ÁGUA.....	46

5.5.1.	APROVEITAMENTO HIDRÁULICO COM QUEDA NATURAL	46
5.5.1.1	BARRAGEM DE REGULARIZAÇÃO	47
5.5.2.	APROVEITAMENTO HIDRÁULICO COM QUEDA ARTIFICIAL – BARRAGEM	49
5.6.	OBRAS HIDRÁULICAS AUXILIARES NA INSTALAÇÃO DO CONJUNTO TURBINA BOMBA.....	51
5.6.1.	TOMADA DE ÁGUA PARA A TURBINA.....	51
5.6.2.	CANAL DE ADUÇÃO.....	52
5.6.3.	CAIXA DE CAPTAÇÃO DA TURBINA.....	53
5.6.4.	BASE DE APOIO E FIXAÇÃO DO CONJUNTO TURBINA BOMBA ...	56
5.7.	REGULARIZAÇÃO JUNTO AOS ÓRGÃOS GOVERNAMENTAIS DO PROJETO DE IMPLANTAÇÃO DO CONJUNTO TURBINA BOMBA	57
5.7.1.	OUTORGA DA ÁGUA.....	57
5.7.2.	LICENCIAMENTO AMBIENTAL	58
6.	METODOLOGIA	60
6.1.	DESCRIÇÃO DO BANCO DE ENSAIOS	60
6.2.	EQUIPAMENTOS DE MEDIÇÃO	63
6.2.1.	VAZÃO.....	63
6.2.2.	PRESSÃO.....	64
6.2.3.	ROTAÇÃO NO EIXO	67
6.2.4.	TEMPERATURA DA ÁGUA.....	67
6.3.	REALIZAÇÃO DOS ENSAIOS	67
6.4.	ANÁLISE DAS INCERTEZAS	70
7.	RESULTADOS DOS ENSAIOS	75
7.1.	RELAÇÃO ENTRE A ROTAÇÃO DA TURBINA E O RENDIMENTO DO CONJUNTO TURBINA BOMBA.....	76

7.2.	RELAÇÃO ENTRE A VAZÃO TURBINADA E O RENDIMENTO DO CONJUNTO TURBINA BOMBA.....	79
7.3.	RELAÇÃO ENTRE A VAZÃO BOMBEADA E A ROTAÇÃO NO EIXO DA BOMBA	82
7.4.	RELAÇÃO ENTRE A ROTAÇÃO NO EIXO DA BOMBA E A ROTAÇÃO NO EIXO DA TURBINA	83
7.5.	RELAÇÃO ENTRE A PRESSÃO NA SAÍDA DA BOMBA E O RENDIMENTO DO CONJUNTO TURBINA BOMBA	84
7.6.	RELAÇÃO ENTRE A CARGA HIDRÁULICA NA TURBINA E A VAZÃO TURBINADA.....	87
7.7.	RELAÇÃO ENTRE A VAZÃO TURBINADA E A ROTAÇÃO DA TURBINA.....	88
7.8.	INCERTEZA RELATIVA DO RENDIMENTO DO CONJUNTO TURBINA BOMBA	89
8.	CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES	91
9.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	94
10.	ABSTRACT.....	102

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 - Fluxograma dos principais tipos de Bomba de Recalque	9
Figura 3.2 - Bomba de deslocamento positivo tipo três pistões	10
Figura 3.3 – Foto mostrando o fluxo cruzando o interior do Rotor Michell	14
Figura 3.4 – Turbina Tipo Michell Banki	15
Figura 4.1 – Quantidade de Conjuntos Turbina Bomba instalados pela Betta, distribuídos por região	17
Figura 5.1 – Quantidade de turbinas instaladas pela Betta em função da carga hidráulica.....	25
Figura 5.2 – Quantidade de turbinas instaladas pela Betta em função da vazão	26
Figura 5.3 – Esquema de instalação do conjunto turbina bomba	28
Figura 5.4 – Esquema para aplicação do Método do Flutuador	30
Figura 5.5 – Esquema para aplicação do Método do Vertedouro Padrão.....	32
Figura 5.6 – Quantidade de conjuntos turbina bomba instalados em função da vazão bombeada	39
Figura 5.7 – Distribuição das pressões na saída da bomba por região	43
Figura 5.8 - Comprimento da tubulação de recalque por região.....	44
Figura 5.9 – Aproveitamento com queda natural.....	47
Figura 5.10 – Barragem por gravidade	48

Figura 5.11 – Aproveitamento com queda artificial – Barragem	50
Figura 5.12 – Tomada de água profunda	51
Figura 5.13 - Caixa de capitação de água para a turbina	54
Figura 5.14 - Caixa de captação – montagem do conduto de adução da turbina	55
Figura 5.15 - Base de apoio e fixação do conjunto turbina bomba	56
Figura 6.1 – Conjunto Turbina Bomba ensaiado.	61
Figura 6.2 – Esquema do Banco de Ensaio.....	61
Figura 6.3 - Vista parcial do conduto de alimentação da turbina	62
Figura 6.4 – Medidor de vazão deprimogênico tipo Venturi.....	63
Figura 6.5 – Vista do partidor de vazão	64
Figura 6.6 – Transdutor diferencial de pressão.....	65
Figura 6.7 – Vista do manômetro “peso morto”	65
Figura 6.8 – Vista do manômetro tipo Bourdon	66
Figura 6.9 – Bicos injetores da bomba de pistão	67
Figura 7.1 – Rendimentos máximos do conjunto Turbina-bomba x rotação da turbina para bico injetor 2,5 – 3,0 e 4,0 mm.....	76
Figura 7.2 – Rendimento do conjunto Turbina-bomba x vazão turbinada para aberturas do distribuidor de 100, 80 e 65 %	79
Figura 7.3 – Rendimento do conjunto Turbina-bomba x vazão turbinada para aberturas do distribuidor de 100, 80, 65 e 50%	80
Figura 7.4 – Rendimento do conjunto Turbina-bomba x vazão turbinada para aberturas do distribuidor de 100, 80, 65 e 50%	80
Figura 7.5 – Vazão bombeada x rotação na bomba	82
Figura 7.6 – Rotação da bomba x rotação da turbina.....	84
Figura 7.7 – Rendimento do conjunto Turbina-bomba x pressão de saída da bomba para aberturas do distribuidor de 100, 80 e 65 %	86

Figura 7.8 – Rendimento do conjunto Turbina-bomba x pressão de saída da bomba para aberturas do distribuidor de 100, 80, 65 e 50 %	86
Figura 7.9 - Rendimento do conjunto Turbina-bomba x pressão de saída da bomba para aberturas do distribuidor de 100, 80, 65 e 50 %	87
Figura 7.10 – Carga hidráulica na turbina x Vazão turbinada para aberturas do distribuidor de 100, 80 e 65%. Bicos de 2,5, 3,0 e 4,0 mm.....	88
Figura 7.11 – Rotação da turbina x vazão turbinada para aberturas do distribuidor de 100, 80 e 65 %. Bicos de 2,5-3,0 e 4,0 mm	89
Figura 7.12 – Incerteza do rendimento do conjunto turbina bomba.....	90

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 – Porcentagem de Conjuntos Turbina Bomba instalados pela Betta, para cada região do território brasileiro.....	17
Tabela 5.1 – Bombas Padronizadas pela Betta Hidroturbinas.....	39
Tabela 7.1 – Rotação ótima em função da carga de pressão ensaiada.....	77
Tabela 7.2 – Rotação ótima em função da carga hidráulica na entrada da turbina .	78
Tabela 7.3 – Rendimento do conjunto turbina bomba em função da carga hidráulica na turbina, pressão na saída da bomba e vazão turbinada	81
Tabela 7.4 – Rendimento do conjunto turbo bomba em relação a carga hidráulica na turbina e pressão na saída da bomba.....	85

LISTAS DE SÍMBOLOS

- a : Cota manômetro de peso morto em relação ao centro do eixo da turbina (m)
- A : Constante de ajuste
- A_{turbina} : Área medida na seção de entrada da turbina (m^2)
- b : Largura da abertura do vertedor (m)
- B : Largura útil do rotor da turbina (m)
- C : Coeficiente de rugosidade (adimensional)
- D_1 : Diâmetro externo do rotor da turbina (m)
- D_{ic} : Diâmetro interno de tubulação (m)
- e : Espessura da pá da turbina (m)
- f : Coeficiente de perda de carga (adimensional)
- g : Aceleração da gravidade (m/s^2)

h_1	: Altura da lamina d'água (m)
H_B	: Carga de pressão na saída da bomba (m.c.a.)
H_c	: Queda líquida calculada (m)
H_T	: Queda líquida da turbina (m)
k	: Coeficiente de velocidade do injetor da turbina (adimensional)
L	: Largura média de coluna d'água (m)
n	: Rotação nominal do rotor da turbina (rpm)
n	: Constante de ajuste (adimensional)
p	: Profundidade média (m)
P_1	: Altura da lâmina d'água (m)
P_B	: Pressão na saída da bomba (Pa)
P_{Bomba}	: Potência hidráulica da bomba (W)
$P_{disp. turb.}$	: Potência disponível na turbina (W)
P_e	: Pressão de entrada na turbina (Pa)
P_T	: Potência fornecida pela turbina ao eixo da bomba (W)
Q_B	: Vazão bombeada (l/s)
Q_m	: Vazão máxima (m ³ /s)

- Q_{Turbina} : Vazão medida no medidor deprimogênio (m^3/s)
- R_h : Raio hidráulico (m)
- t : Tempo médio (s)
- U_1 : Velocidade Periférica do rotor da turbina (m/s)
- v : Velocidade média no conduto (m/s)
- V_1 : Velocidade absoluta do jato de entrada (m/s)
- x : Horas trabalhadas por dia ($H / 24$)
- z : Número de pás do rotor
- α : Ângulo de Ataque; ângulo formado entre a direção do vetor velocidade absoluta “V” e a tangente do rotor ($^\circ$)
- ε : Espessura da banda rugosa (mm)
- η_B : Rendimento da bomba (%)
- η_{conj} : Rendimento do conjunto turbina bomba (%)
- $\eta_{\text{transmissão}}$: Rendimento da transmissão (%)
- λ : Constante de velocidades, tem valor fixado entre 38 à 42
- γ : peso específico da água (N/m^3)
- γ_1 : ângulo molhado do rotor ($^\circ$)

RESUMO

Os projetos de bombeamento utilizando moto bombas podem após sua implantação se tornar economicamente inviáveis devido ao elevado consumo de energia elétrica ou de combustíveis fósseis.

A idéia em associar uma turbina hidráulica a uma bomba de recalque é novidade no Brasil e ocorreu após alguns anos de estudos, pesquisas e aplicações de equipamentos para bombeamento de água em projetos agrícolas.

A escolha da turbina Hidráulica do tipo Michell Banki e da bomba alternativa de múltiplos pistões formando assim o conjunto turbina bomba, objeto de estudos desta Dissertação de Mestrado, deve-se à sua grande flexibilidade operacional, bom rendimento mesmo trabalhando em condições extremas de carga hidráulica e vazão, custo operacional desprezível e máxima confiabilidade.

Neste trabalho são definidas as características técnicas dos pequenos e micros aproveitamentos hidráulicos, as peculiaridades do mercado consumidor do conjunto turbina bomba, e os critérios para a implantação do conjunto.

Finalizando, comprova-se a viabilidade técnica e econômica do conjunto turbina bomba, concluindo ser um equipamento que poderá vir substituir com vantagens as moto bombas, quando operando na faixa dos pequenos e médios bombeamentos.

1. INTRODUÇÃO

A questão da geração de energia é um dos principais desafios com os quais se defronta a humanidade, pois o desenvolvimento dos países está associado ao aumento da sua geração que, por outro lado está provocando de forma intolerável a degradação das condições ambientais no planeta.

As providências adotadas pelos governos nas últimas décadas têm se restringido a incentivar pesquisas relativas a novas fontes de energia na busca daquelas que possam substituir, ainda que paulatinamente, as mais danosas ao meio ambiente. Verifica-se que essas pesquisas têm sido mais profícuas, quando, transcendendo dos ambientes de laboratórios, transforma-se em projetos de aplicação prática de longa duração, abrangendo extensas áreas como cidades, zonas rurais e até países inteiros, permitindo com maior rigor as avaliações sobre os prováveis alívios dos danos ao meio ambiente e do impacto econômico decorrentes das modificações energéticas.

Percebe-se também que, não só pelo vulto e recursos que exigem, mas principalmente pela necessidade de profunda experiência e vivência numa determinada atividade econômica, tais pesquisas vem sendo desenvolvidas por empresas privadas ou quando não, com sua ativa participação.

Dentro desse contexto mundial o Brasil difere dos outros países por se valer para desenvolver-se, quase que exclusivamente de seus recursos hídricos, pela sua abundancia e pelo fato de suas reservas de combustíveis fósseis pouco representarem.

As nossas Usinas Hidrelétricas em operação, tem o custo da energia gerada muito competitivo, seguido o critério ortodoxo que tem como referência o custo mundial do petróleo, é certo que para os aproveitamentos hidrelétricos ainda restantes este custo irá aumentar devido às condições hidráulicas não tão favoráveis.

Uma vez construídas todas as grandes, médias e pequenas usinas que tenham atendido esse critério, haverá ainda, no país uma parcela remanescente de seus recursos hídricos, pulverizada em milhares e milhares de locais onde a carga hidráulica é de poucos metros e a vazão é medida muitas vezes numa escala de litros por segundo.

Em se tratando de energia limpa e renovável, essa parcela não poderá ser desprezada pois, no futuro, os atuais critérios que irão determinar a viabilidade econômica das usinas serão modificados e irão penalizar os projetos que ainda visarem o aproveitamento dos combustíveis fósseis.

Algumas empresas instaladas no Brasil vêm dedicando há décadas fabricar turbinas hidráulicas para às Micro Centrais Hidrelétricas, entre elas destaca-se a Betta Hidroturbinas especializada na fabricação de turbinas do tipo Michell Banki e Pelton.

A experiência dessas empresas não se limita à engenharia mecânica, pois para implantar a Micro Central Hidrelétrica, o fabricante da turbina hidráulica é também responsável pelo estudo de viabilidade, elaboração do projeto, orientação para regularizá-lo junto aos órgãos ambientais, pela execução das obras civis e não raras vezes pela construção da linha de transmissão. Esta diversificação de atividades dá a estas empresas a experiência e a maturidade necessária para rapidamente adaptar seus equipamentos às exigências do mercado.

É notório nas propriedades agrícolas, que uma grande parcela da energia elétrica destina-se a alimentar os motores das motos bombas, bombeando água para irrigação ou para o consumo do gado, fato que observado pela empresa Betta Hidroturbinas levou-a a desenvolver processos alternativos para bombear água que possam substituir a convencional moto bomba.

Trata-se do conjunto turbina bomba que tem despertado interesse não só entre os produtores agrícolas mas também em certas áreas do governo, principalmente por apresentar vantagens como utilizar fonte de energia renovável e não poluente, que é a água, ter custo reduzido e amortizar rapidamente o investimento inicial para sua implantação.

A perspectiva deste novo mercado fez com que a Betta Hidroturbinas procurasse a UNICAMP que imediatamente apoiou a solicitação para o desenvolvimento e aperfeiçoamento desta pesquisa.

Esta dissertação de Mestrado relata a linha de pesquisa da UNICAMP que focaliza o conjunto turbina bomba, utilizando bomba do tipo alternativo de múltiplos pistões e turbina do tipo Michell Banki.

Quanto ao tipo de turbina adotado, as pesquisas industriais realizadas pela Betta que já levaram à otimização de muitos aspectos técnicos desses micros aproveitamentos, não só no âmbito da engenharia mecânica como também no âmbito da engenharia civil, demonstram ser o tipo que melhor se adapta as peculiaridades do país. A turbina tipo Michell Banki tem sido adotada sem exceção a mais de 17 anos na maioria dos projetos desta Empresa, para geração de energia elétrica e mais recentemente para bombeamento de água.

Quanto ao tipo da bomba adotada, alternativa de pistões múltiplos, deve-se ao elevado rendimento apresentado por essa bomba se comparado às bombas centrífugas, quando trabalhando nas condições de pressão e vazão bombeada,

necessária na maior parte dos aproveitamentos estudados, fato comprovado em catálogos de fabricantes e em trabalho experimental já divulgado pela UNICAMP.

Uma das finalidades deste estudo foi estabelecer parâmetros técnicos e econômicos para a utilização do conjunto turbina tipo Michell Banki e bomba alternativa de pistões múltiplos no bombeamento de água para irrigação e reservatórios.

A outra finalidade, tendo em vista a recomendação dos próximos trabalhos desta linha de pesquisa, foi a de demonstrar a importância deste equipamento dentro do contexto mundial que visa modificar a matriz energética.

2. OBJETIVOS

A utilização do conjunto turbina hidráulica do tipo Michell Banki e bomba alternativa de múltiplos pistões para o bombeamento de água em projetos agrícolas é o objetivo deste trabalho, sendo necessário para tanto:

- a) Estabelecer parâmetros para a utilização do conjunto em projetos de bombeamento;
- b) Avaliar com base em ensaios o desempenho do conjunto turbina tipo Michell Banki e bomba alternativa de múltiplos pistões;
- c) Levantar o campo básico de funcionamento do conjunto turbina tipo Michell Banki e bomba alternativa de múltiplos pistões, para os itens abaixo relacionados:
 - Campo de aplicação para o conjunto;
 - Vazão bombeada versus rotação na bomba;
 - Vazão turbinada versus rotação na turbina;
 - Vazão turbinada versus carga hidráulica na turbina;
 - Rendimento do conjunto versus rotação na turbina;

- Rendimento do conjunto versus vazão turbinada;
- Rendimento do conjunto versus pressão na saída da bomba;
- Rotação na bomba versus rotação na turbina.

d) Viabilidade técnica e econômica do conjunto turbina hidráulica tipo Michell Banki e bomba alternativa do tipo múltiplos pistões como equipamento para bombeamento de água em projetos de irrigação e abastecimento de reservatórios.

3. ORIGEM E CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMENTO DO CONJUNTO TURBINA BOMBA

3.1. BOMBA DE DESLOCAMENTO POSITIVO DO TIPO PISTÕES MÚLTIPLOS

O homem em constante luta pela sobrevivência e melhoria das condições de vida, desde a antiguidade procura soluções para dois problemas:

- O transporte de água de um local a outro;
- A utilização da energia da água para substituir o trabalho braçal.

Na antiguidade, apareceram engenhosos dispositivos para extração de água, principalmente do subsolo. Em quase todos, o acionamento se fazia à custa da força humana ou de animais. A nora, o sarilho, o parafuso e a bomba de correntes sem fim com caçambas, são expressivos exemplos.

A utilização do movimento das águas de rios para o bombeamento de água, teve início com a roda d'água.

A bomba de Ctesibilus (Século II , A.C.) descrita no livro de Vitruvius (Século I, A.C.), é das primeiras soluções inteiramente mecanizadas de que se tem notícia. Trata-se de uma invenção precursora da bomba do tipo de pistão, com a aplicação da energia da roda d'água (Yassuda – 1966).

Somente no início do século XVI as bombas acionadas por rodas d'água começaram ser aplicadas em abastecimento de água, nas cidades de Augsburg e Bremen na Alemanha, a seguir na Inglaterra e na França (Yassuda – 1966).

No ano de 1582 o inglês Peter Morris bombeou água para a cidade de Londres com uma bomba do tipo pistão acoplado a uma roda d'água movida pelas águas do rio Tâmisa (Yassuda – 1966).

Na França durante o reinado de Henrique IV, entre 1589 e 1610, instalaram-se as primeiras bombas de pistões movidas por rodas d'água, recalcando água para o palácio de Louvre (Yassuda – 1966).

Consta que o aproveitamento da força centrífuga para o bombeamento de água, já fora considerada por Leonardo da Vinci. Coube ao físico Francês Denis Papin a primeira concepção prática de uma bomba centrífuga nos modelos hoje existentes. Papin descreveu sua invenção em 1689 sob o nome de “ Rotalis Suctor et Pressor Hessiacus” (Yassuda – 1966).

São classificadas segundo suas características, conforme apresentado no sinótico a seguir:

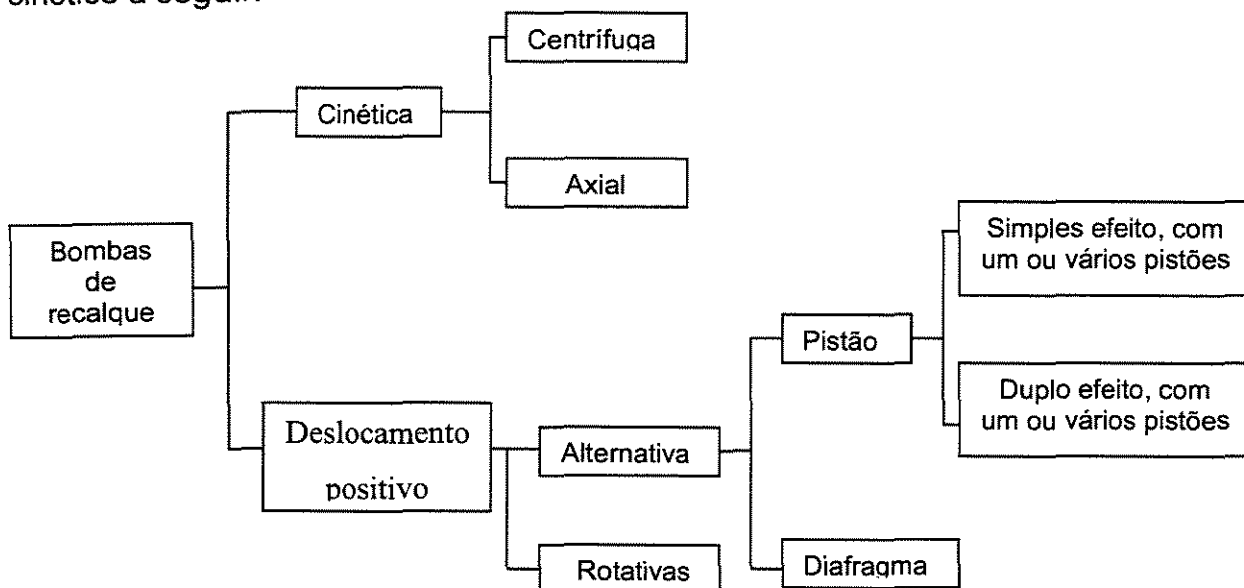


Figura 3.1 - Fluxograma dos principais tipos de Bomba de Recalque

A bomba alternativa de múltiplos pistões, motivo de nosso estudo, foi inventada pelo Americano Henry Worthington, em 1840, chamada de “Direct – acting pump”, porém somente por volta do ano de 1900 foram fabricadas em escala industrial (Yassuda – 1966).

Dada sua larga aplicação na indústria, inúmeras pesquisas tem sido realizadas nas áreas de materiais e processos de usinagem, visando reduzir o atrito de suas peças móveis. Como por exemplo o emprego de camisas em cerâmica retificada internamente, e pistões fabricados com poliuretana de alta densidade.

Seu princípio baseia-se no movimento alternativo do pistão. A admissão do fluido ocorre durante o movimento do pistão no sentido de expansão, e a compressão durante o movimento do pistão no sentido oposto.

O pistão é pivotado a uma biela, articulada ao came de um virabrequim. O conjunto virabrequim e biela transformam o movimento de rotação do virabrequim em movimento alternativo para o pistão.

Completando o conjunto, normalmente as válvulas de admissão e de recalque são instaladas em dois cabeçotes, montados lateralmente a um cabeçote central que tem comunicação com os pistões. O fluido é conduzido ao interior da câmara central pelo movimento de expansão do pistão (válvulas de admissão abertas e válvulas de recalque fechadas), no instante seguinte é comprimido pelo movimento do pistão no sentido contrário (válvulas de admissão fechadas e válvulas de recalque abertas).

O desenho abaixo mostra as partes principais da bomba alternativa de três pistões.

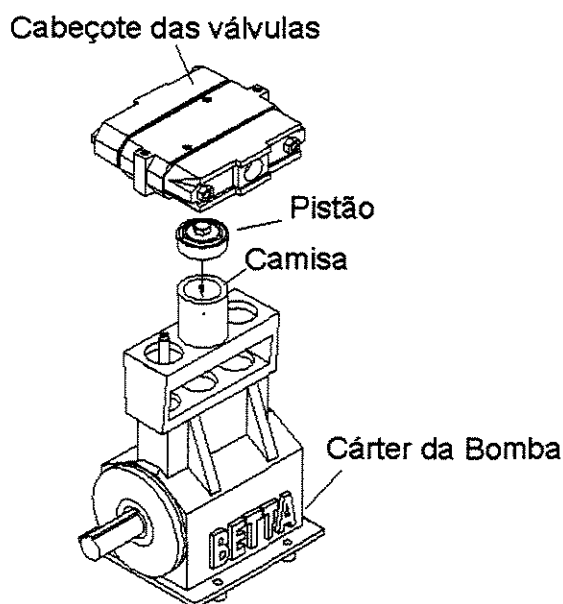


Figura 3.2 - Bomba de deslocamento positivo tipo três pistões

3.2. TURBINA HIDRÁULICA TIPO FLUXO CRUZADO E DUPLO EFEITO

A turbina hidráulica surgiu em 1730 quando Daniel Bernoulli divulgou seu primeiro trabalho sobre os fundamentos da hidrodinâmica, apresentando as primeiras análises corretas das leis de escoamento dos fluidos em condutos (Vivier –1966).

Em 1751 Léonhard Euler publicou seu primeiro trabalho sobre “turbomáquinas” (Vivier –1966).

Entre os anos de 1737 e 1750, o engenheiro francês Bélidor apresentou a primeira roda hidráulica formada por pás curvas em madeira, conduzindo a água para acioná-la através uma calha inclinada, ignorando completamente a perda de pressão, por alimentar a turbina com conduto aberto (Vivier – 1966).

Somente no início do século XIX pela primeira vez foi publicada a palavra turbina, em trabalho apresentado pelo professor Claude Burdin, intitulado “As Turbinas Hidráulicas ou Máquinas Rotativas de Grande Velocidade” (Vivier – 1966).

Em 1827 o engenheiro francês Benoît Fourneyron, aluno do Prof.Burdin, construiu sua primeira turbina hidráulica em madeira utilizando distribuidor fixo, rotor com pás retas e duto de alimentação fechado, desenvolvendo uma potência de 6 c.v. (Vivie – 1966).

Em 1840 a empresa Suíça Escher Wyss construiu sua primeira turbina tangencial com o rotor formado por conchas e jato retangular (Vivier – 1966).

Em 1847 o engenheiro inglês James Francis tentou patentear nos Estados Unidos sua máquina hidráulica com escoamento centrípeto, não conseguindo devido à existência de pedido semelhante depositado em 1838 pelo americano Sammuel Dowd (Vivier – 1966).

Em 1880 o engenheiro americano Lester Allen Pelton obteve a patente de uma nova concepção da turbina tangencial – turbina tipo Pelton (Vivier – 1966).

Em 1908 a necessidade de se ter turbinas com razoáveis velocidades para reduzidos desníveis e grandes vazões, deu origem às turbinas Hélices ou Propeler – Macintyre – (1982)

Em 1912 o engenheiro austríaco Victor Kaplan apresentou os resultados de seus estudos para a modificação da turbina tipo Francis, desenvolvendo assim uma turbina tipo axial, com rotor tipo hélice de pás reguláveis, a atual turbina tipo Kaplan, encerrando assim a evolução das grandes turbinas hidráulicas (Vivier – 1966).

Segundo autores como Raabe, Vivier e Macintyre, as turbinas hidráulicas podem ser divididas em dois grupos:

- Máquinas de ação, ou turbina de jato livre - utiliza o impacto do jato d'água como força motriz, tendo como sua principal característica, trabalhar com o fluxo d'água na pressão atmosférica. Como exemplo a turbina tipo Pelton;
- Máquinas de reação - utiliza como força motriz a ação de forças hidráulicas originadas pela mudança de direção imposta ao fluxo d'água. Tem como principal característica, trabalhar em pressão diferente da pressão atmosférica. Como exemplos às turbinas tipo Francis, Hélice e Kaplan.

Para aproveitamentos hidráulicos de pequeno porte, são utilizados modelos específicos de turbinas hidráulicas, destacando as do tipo Francis de eixo horizontal com caixa espiral, Francis caixa aberta, conduto em “S” com rotor do tipo Hélice ou tipo Francis, Pelton de um ou mais jatos, Turgo e Michell Banki (Macintyre – 1982; Fritz – 1984; Arndt – 1984).

A turbina tipo Michell Banki, tem sua origem em 1903 quando o engenheiro inglês A.G.M. Michell patenteou o princípio do duplo efeito e fluxo cruzado (Ossberger – 1990).

Entre os anos de 1917 e 1919, o engenheiro húngaro Donat Banki baseado no trabalho desenvolvido por Michell, fabricou a primeira turbina de fluxo cruzado (Haimerl – 1960).

Em 1922 o engenheiro alemão Fritz Ossberger juntamente com o engenheiro Michell desenvolveram a turbina denominada de “fluxo radial cruzado” (Ossberger – 1990).

A fábrica Ossberger-Turbinenfabrik com sua matriz na Bavária – Alemanha, é considerada a maior fabricante deste tipo de turbina.

No Brasil a empresa Betta Hidroturbinas desde o ano de 1982 vem pesquisando e fabricando a turbina tipo Michell Banki.

A turbina tipo Banki apresenta a característica de ter o jato de água cruzando o interior do rotor, cedendo energia na entrada e na saída, fato que a deixa conhecida também pelo nome de “turbina de fluxo cruzado e duplo efeito”.

O cálculo da trajetória descrita pelo jato d’água através do rotor da turbina , é apresentado pelos professores C.A. Mockmore e Fred Merryfield em seu trabalho The Banki Water Turbine – Bulletin Series Nº 25 – Fevereiro de 1949.

Essa trajetória teoricamente calculada pôde ser comprovada em ensaios experimentais realizados pela Betta Hidroturbinas, apresentada na figura a seguir.

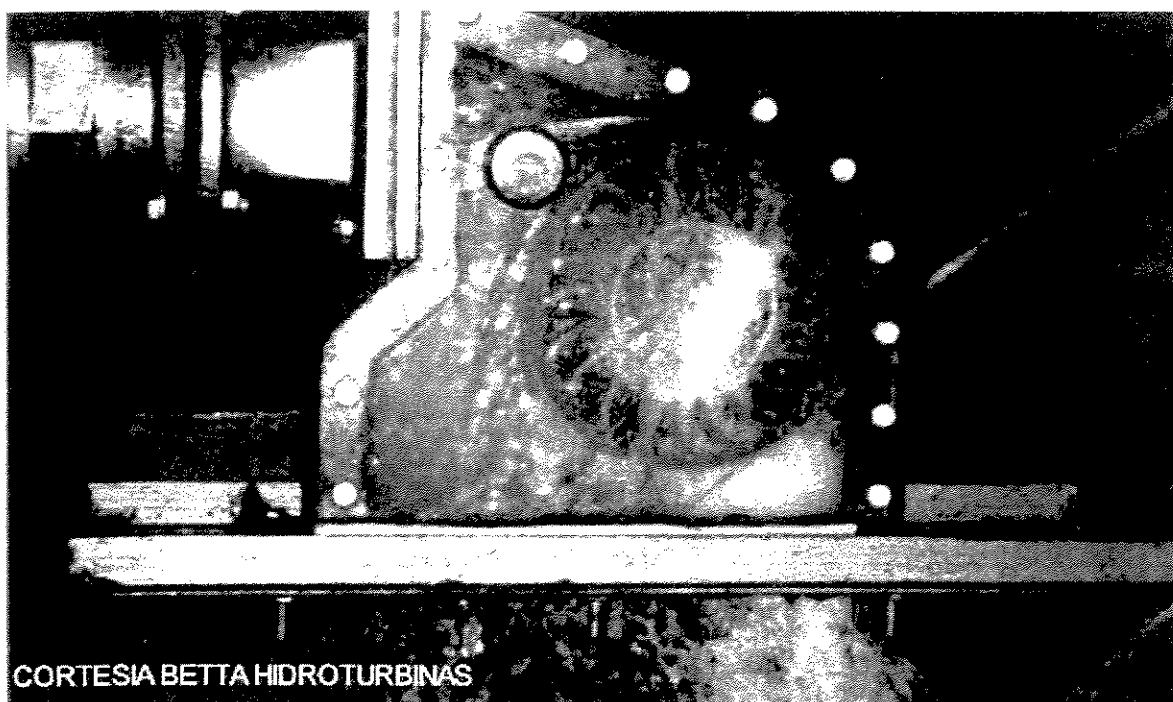


Figura 3.3 – Foto mostrando o fluxo cruzando o interior do Rotor Michell

Trata-se de uma turbina classificada como de ação, conforme inúmeras publicações a respeito, porém discordado pelo professor Haimerl L.A. em seu artigo na revista Water Power – Janeiro 1960 – pg.5 a 13, que apresenta restrições em considerá-la uma turbina de ação pura, principalmente por permitir trabalhar com ou sem tubo de sucção.

Possui somente uma pá diretriz também chamada de perfil regulador de vazão, utilizada para o direcionamento e controle do fluxo de água no rotor.

O rotor é formado por pás curvas montadas entre dois discos laterais.

O difusor da turbina tem a entrada em forma retangular, exigindo do projeto uma de transição da forma circular do conduto forçado para a forma retangular da entrada do difusor.

É uma turbina de concepção simples e com reduzidas peças móveis, porém apresentando singularidades que exigem estudos técnicos a serem comprovados através de ensaios em laboratório.

O desenho abaixo mostra as principais partes da turbina tipo Michell Banki :

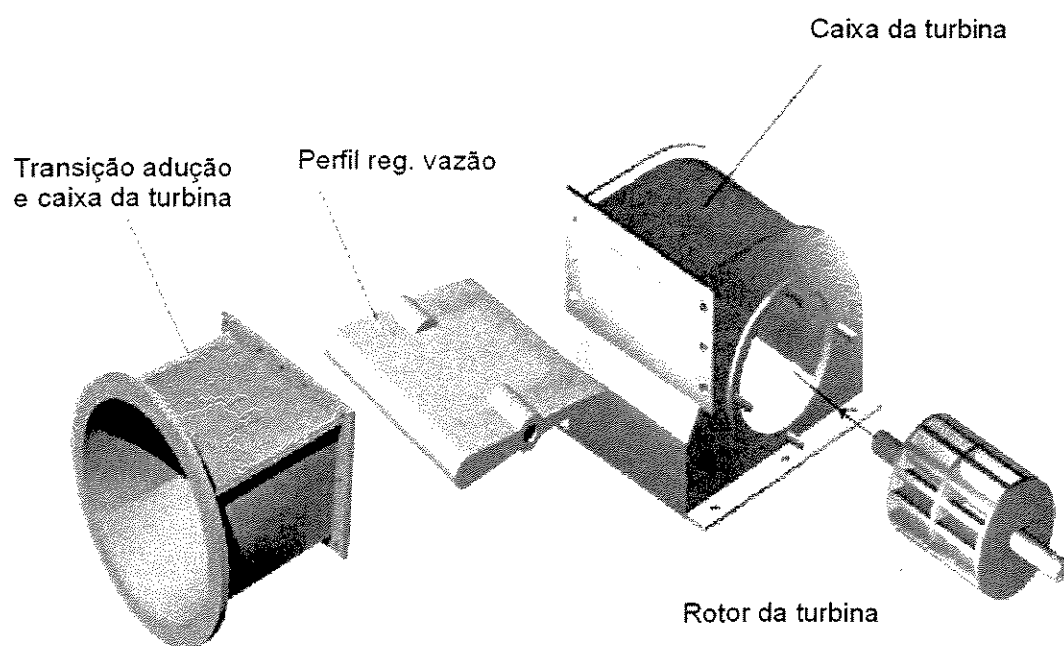


Figura 3.4 – Turbina Tipo Michell Banki

4. CARACTERÍSTICAS DO MERCADO CONSUMIDOR, VIABILIDADE TÉCNICA E ECONÔMICA PARA O CONJUNTO TURBINA BOMBA

4.1. PERFIL DO CONSUMIDOR DO CONJUNTO TURBINA BOMBA

O público alvo do conjunto turbina bomba são agricultores e pecuaristas que o utilizam em projetos de irrigação de pequeno e médio porte, ou bombeamento de água para reservatórios.

Os consumidores deste equipamento em sua maioria possuem razoável conhecimento técnico nos processos de bombeamento de água, e normalmente são assessorados por projetistas de irrigação exigindo segurança nas informações técnicas prestadas e garantia de bom funcionamento do conjunto.

4.2. PERFIL DO MERCADO CONSUMIDOR DO CONJUNTO TURBINA BOMBA

O mercado para os conjuntos turbina bomba tem um perfil regional, possuindo peculiaridades que variam de região para região, refletindo diretamente na escolha do conjunto a ser implantado.

Os fatores que mais influenciam na escolha do equipamento são, a topografia local e a atividade econômica desenvolvida na região.

O gráfico abaixo, representa a distribuição dos conjuntos turbina bomba instalado pela Betta nas diversas regiões do território brasileiro, ilustrando a Tabela 4.1.

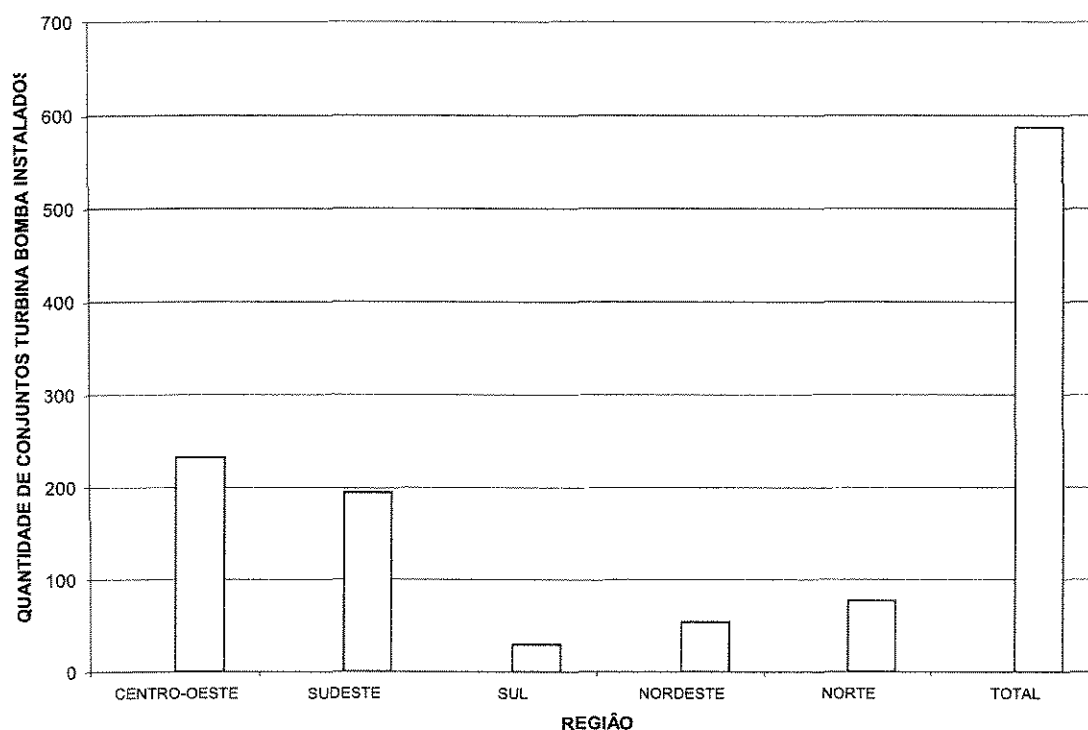


Figura 4.1 – Quantidade de Conjuntos Turbina Bomba instalados pela Betta, distribuídos por região

Tabela 4.1 – Porcentagem de Conjuntos Turbina Bomba instalados pela Betta, para cada região do território brasileiro

CONJUNTOS TURBINA BOMBA INSTALADOS POR REGIÃO	PORCENTAGEM DE EQUIPAMENTOS INSTALADOS
REGIÃO SUL	5% DOS CONJUNTOS INSTALADOS
SUDESTE	35% DOS CONJUNTOS INSTALADOS
CENTRO OESTE	40% DOS CONJUNTOS INSTALADOS
NORDESTE	15% DOS CONJUNTOS INSTALADOS
NORTE	5% DOS CONJUNTOS INSTALADOS

4.3. VIABILIDADE TÉCNICA PARA UTILIZAR O CONJUNTO TURBINA BOMBA EM PROJETO DE BOMBEAMENTO

O conjunto turbina bomba é destinado a atender bombeamento para pequena e média vazão, considerável desnível geométrico e tubulação de recalque com grande comprimento.

São projetos que requer pressões na saída da bomba em média 100 m.c.a. e vazões bombeadas entre 5 m³/h e 10 m³/h, características não atendidas pelas bombas convencionais tipo roda d'água.

Os micros e minis aproveitamentos hidráulicos destinados à implantação dos conjuntos turbina bomba, em sua maioria possuem quedas e vazões reduzidas conforme mostrado nas figuras 5.1 e 5.2, disponibilizando pequenas potências hidráulicas. O elevado rendimento do conjunto turbina bomba é fator preponderante para a sua aplicação nesses processos de bombeamento, permitindo que com a pequena potencia hidráulica disponível possa atender a pressão e a vazão requeridas pelo projeto.

As bombas do tipo centrífuga trabalhando nas condições acima citadas apresentam rendimentos entre 35% e 55% (conforme catálogos de fabricantes), comprovado em trabalho experimental realizado na Usina Tatu, situada no município de Limeira – SP, onde foi ensaiada uma turbina tipo Michell Banki modelo Betta 2020, acoplada à bombas centrífugas tipo monoestágio fornecidas pelos fabricantes Thebe e KSB (Puell F. – 1999).

A rotação nominal do conjunto turbina bomba é proporcional à carga hidráulica na entrada da turbina hidráulica. Ao se utilizar bomba do tipo centrífuga para o conjunto turbina bomba é necessário calcular a relação de transmissão para cada carga hidráulica disponível na turbina, isso devido à limitação desta bomba em operar fora de sua rotação nominal.

Por outro lado, a bomba alternativa de múltiplos pistões permite trabalhar em ampla faixa de rotações, somente limitada à rotação máxima de 550 Rpm, por desgastes mecânicos.

O conjunto turbina bomba utilizado para os ensaios experimentais , utilizou uma turbina do tipo Michell Banki modelo Betta 2020 acionando uma bomba alternativa com três pistões verticais, modelo Betta 80. O conjunto registrou um rendimento médio igual a 62%, projetando rendimentos individuais para a turbina e para a bomba na ordem de 79%, valor considerado muito bom para estas condições de bombeamento. Pode-se também notar a ampla faixa de rotações (230 a 550 Rpm), que esse conjunto opera com bom rendimento.

A escolha do conjunto turbina tipo Michell Banki e bomba alternativa de pistões múltiplos não se deu aleatoriamente. Vários anos trabalhando com projetos de bombeamento para pequenas e médias vazões e médias e altas pressões, levaram a empresa Betta Hidroturbinas perceber a necessidade de encontrar uma bomba que associada a uma turbina hidráulica pudesse trabalhar em situações extremas de vazões, cargas hidráulicas e pressões bombeadas sem que isso refletisse no rendimento do conjunto. A bomba tipo centrífuga foi excluída pelo reduzido rendimento apresentado para estas condições de trabalho. O mesmo aconteceu com a turbina tipo Francis devido sua reduzida flexibilidade operacional.

A escolha recaiu no conjunto turbina tipo Michell Banki e bomba alternativa de pistões múltiplos, por apresentar características técnicas necessárias nos bombeamentos para pequenas vazões, médias e altas pressões.

São elas :

- Flexibilidade operacional do conjunto, trabalha com bom rendimento (50 a 64%) em ampla faixa de vazão, cargas hidráulicas e pressões na saída da bomba. Seus limites operacionais são :
 - Carga hidráulica na turbina entre 1,5 a 80 m;
 - Vazão turbinada de 0,01 a 1m³/ s;
 - Pressão na saída da bomba de 20 a 350 m.c.a.
- Utiliza para sua instalação obras civis simples e de rápida execução, reduzindo consideravelmente o investimento para implantação;
- Equipamento de concepção simples e reduzidas peças móveis, facilitando sua na manutenção e aumentando sua confiabilidade.

Embora a bomba alternativa de múltiplos pistões apresente melhor rendimento e maior flexibilidade operacional que a bomba tipo centrífuga, quando ambas trabalhando nas mesmas condições de vazões e pressões, cabe lembrar as freqüentes manutenções necessárias nesta bomba, exigindo a substituição a cada seis meses do elemento de vedação do pistão chamado de “reparo”, mostrado na Figura 3.2, e substituição a cada dois anos das buchas de deslizamento “casquilhos”, instaladas nas bielas, que embora lubrificadas por banho de óleo sofrem desgastes devido ao regime contínuo de trabalho.

Outro agravante para esta bomba é a presença de areia em suspensão na água captada pela bomba, a abrasão desgasta precocemente os “reparos”, o efeito pode ser atenuado ou até eliminado, com a construção de caixas de desarenação incorporadas à base de apoio do conjunto, mostrado na Figura 5.15.

4.4. VIABILIDADE ECONÔMICA DO CONJUNTO TURBINA BOMBA EM PROJETOS DE BOMBEAMENTO.

O custo de implantação do conjunto turbina bomba é superior ao da moto bomba convencional. Porém, sua utilização permite eliminar o investimento com a extensão da rede elétrica até o local do bombeamento, despesas com energia elétrica, além de outros benefícios como bombeamento contínuo sem as paradas normais nos horários de pico e as freqüentes paradas por interrupções no fornecimento de energia elétrica causadas por problemas técnicos normalmente existentes nas redes rurais, vantagens que associado ao elevado desempenho do conjunto, possibilita o retorno do capital investido em curto prazo.

O montante gasto para a implantação do conjunto turbina bomba é dividido em custos das obras civis para a construção da caixa de captação de água e base de apoio do conjunto, custo do conjunto turbina bomba e custo da montagem do equipamento.

Os valores para o cálculo do custo de implantação do conjunto turbina bomba, tem características comuns à maioria dos aproveitamentos já explorados, conforme apresentados abaixo :

Conjunto turbina bomba com turbina tipo Banki modelo Betta 2020 e bomba alternativa de três pistões modelo Betta 80:

- Vazão máxima bombeada..... 5 m³/ h
- Pressão na saída da bomba 83 mH₂O
- Desnível geométrico..... 70 m
- Carga hidráulica bruta na entrada da turbina 4,3 m
- Carga hidráulica líquida na entrada da turbina..... 3,6 m
- Vazão máxima turbinada..... 0,070 m³/ s

Custos para a implantação do conjunto turbina bomba:

- Custo das Obras civis R\$ 3.222,00
- Custo do conjunto turbina bomba..... R\$ 4.950,00
- Custo da montagem (3 diárias) R\$ 300,00
- Valor total para a implantação do conjunto R\$ 8.472,00
- Custo mensal para operar o sistema R\$ 30,00

Características do conjunto moto bomba equivalente:

- Bomba tipo centrífuga múltiplos estágios / 8 estágios
3500 rpm – 3 Kw (4 c.v.) – motor monofásico
- Custo do conjunto moto bomba R\$ 1.980,00
- Custo de 800 m de rede elétrica, monofásica,
com um transformador R\$ 3.000,00
- Custo das obras civis para a montagem do conjunto
moto bomba R\$ 300,00
- Valor total para a implantação do conjunto R\$ 5.280,00
- Custo mensal para operar o sistema:
 - Consumo mensal de energia elétrica para
regime de trabalho de 18 horas/dia 1.512 kwh/ mês
 - Gasto mensal com energia elétrica
(valor do kwh rural, horário normal = R\$ 0,16).. R\$ 242,00/ mês

Comparação entre os custos de implantação do conjunto turbina bomba e os custos de implantação do conjunto moto bomba, ambos trabalhando nas mesmas condições de bombeamento:

- Conjunto turbina bomba R\$ 8.472,00
- Conjunto moto bomba R\$ 5.280,00

O custo para a implantação do conjunto turbina bomba é 38% maior que o custo para implantação do conjunto moto bomba. Porém, a utilização do conjunto turbina bomba no lugar do conjunto moto bomba permite reduzir em 8 vezes o custo mensal de operação do sistema. O montante poupado mensalmente, possibilita ao usuário recuperar no prazo médio de 15 meses o valor pago a mais na implantação do projeto, prazo considerado reduzido quando comparado com a vida útil do equipamento de 15 anos.

5. CRITÉRIOS TÉCNICOS PARA IMPLANTAÇÃO DO CONJUNTO TURBINA BOMBA

5.1. CARACTERÍSTICAS DOS MINI E MICROS APROVEITAMENTOS HIDRÁULICOS

Os mini e micros aproveitamentos hidráulicos serão classificados segundo a carga hidráulica e a vazão disponível, divididos em faixas pré-estabelecidas tendo como base os aproveitamentos já implantados pela empresa Betta Hidroturbinas nos últimos 17 anos.

Quanto à queda :

. Aproveitamentos de baixa queda

Enquadra-se na faixa de queda entre 2,0 e 6,0 metros (representam 61% dos aproveitamentos cadastrados).

. Aproveitamento de média queda

Enquadra-se na faixa de queda entre 6,0 e 15 metros (representam 32% dos aproveitamentos cadastrados pela Betta).

. Aproveitamentos de alta queda

Enquadra-se na faixa de queda acima de 15 metros (representam 7% dos aproveitamentos cadastrados pela Betta).

Os percentuais citados são apresentados de forma mais clara na figura abaixo.

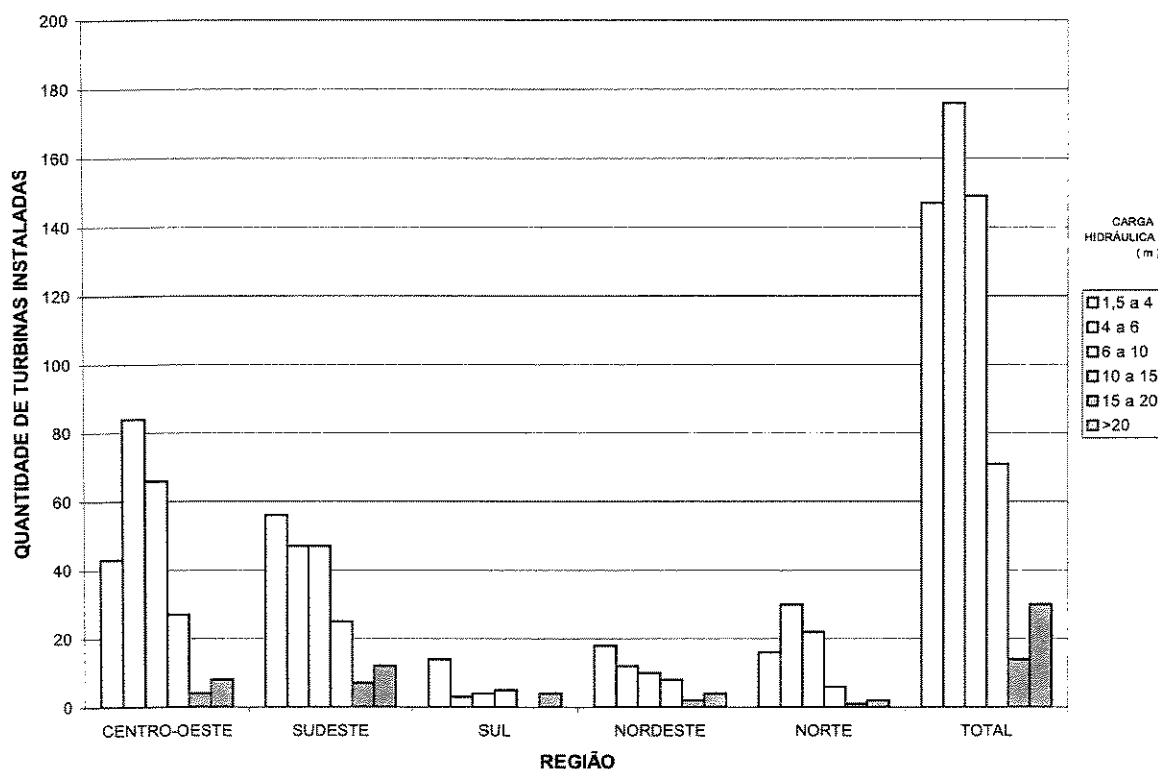


Figura 5.1 – Quantidade de turbinas instaladas pela Betta em função da carga hidráulica
Quanto à vazão disponível:

. Aproveitamento de pequena vazão

Registram vazões entre 10 e 70 l/s (representam 34% dos aproveitamentos cadastrados pela Betta).

. Aproveitamento de média vazão

Registram vazões entre 70 e 250 l/s (representam 48% dos aproveitamentos cadastrados pela Betta).

. Aproveitamento de grande vazão

Registram vazões superiores a 250 l/s (representam 18% dos aproveitamentos cadastrados pela Betta).

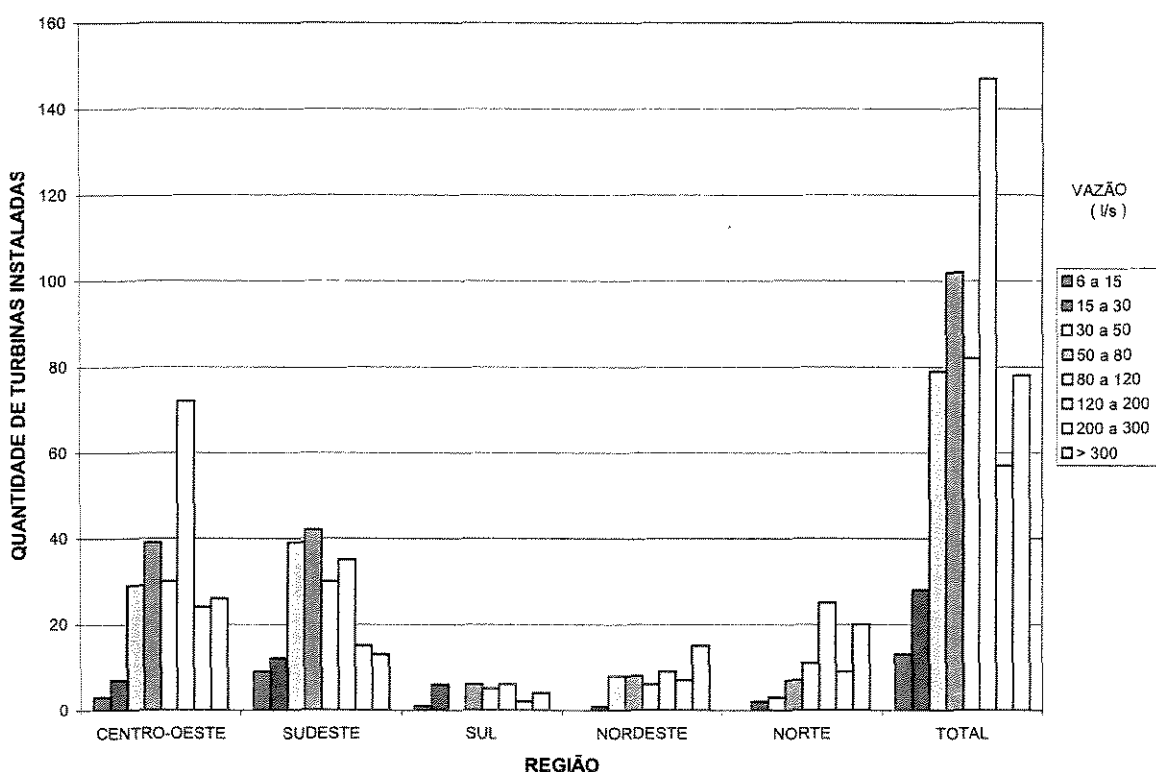


Figura 5.2 – Quantidade de turbinas instaladas pela Betta em função da vazão

Com base nos dados apresentados, os mini e micros aproveitamentos hidráulicos em sua maioria se enquadram na faixa de queda entre 1,5 e 6,0 m (61%) e na faixa de vazão entre 30 e 120 l/s (45%).

5.2. PROCEDIMENTOS ADOTADOS PARA A UTILIZAÇÃO DOS MINI E MICROS APROVEITAMENTOS HIDRÁULICOS

Os trabalhos para a implantação do conjunto turbina bomba em mini ou micro aproveitamento hidráulico, começam com uma visita a campo para a escolha do melhor local de instalação e para a avaliação do potencial hidráulico disponível.

A avaliação do potencial hidráulico consiste na medida do desnível entre a lâmina d'água a montante do aproveitamento e a base de assentamento do conjunto turbina bomba (carga hidráulica ou queda), da medida da vazão disponível para acionar a turbina, da diferença de nível desde o local de implantação do conjunto turbina bomba até o local de descarga da vazão bombeada (altura geométrica ou desnível geométrico), e do comprimento necessário para a tubulação de recalque.

Os trabalhos de campo são complementados por entrevistas com moradores locais para coleta de informações como o regime de chuvas na região, indicação de detalhes que caracterizam os níveis do curso d'água nos meses secos e chuvosos do ano e marcas de enchentes ocorridas em anos anteriores. Estas informações juntamente com os dados levantados em campo, irão possibilitar a escolha do melhor local para a implantação do aproveitamento bem como quantificar o real potencial hidráulico disponível.

A figura abaixo mostra o conjunto turbina bomba e o esquema utilizado para sua instalação, bem como as obras civis e acessórios necessários ao circuito hidráulico.

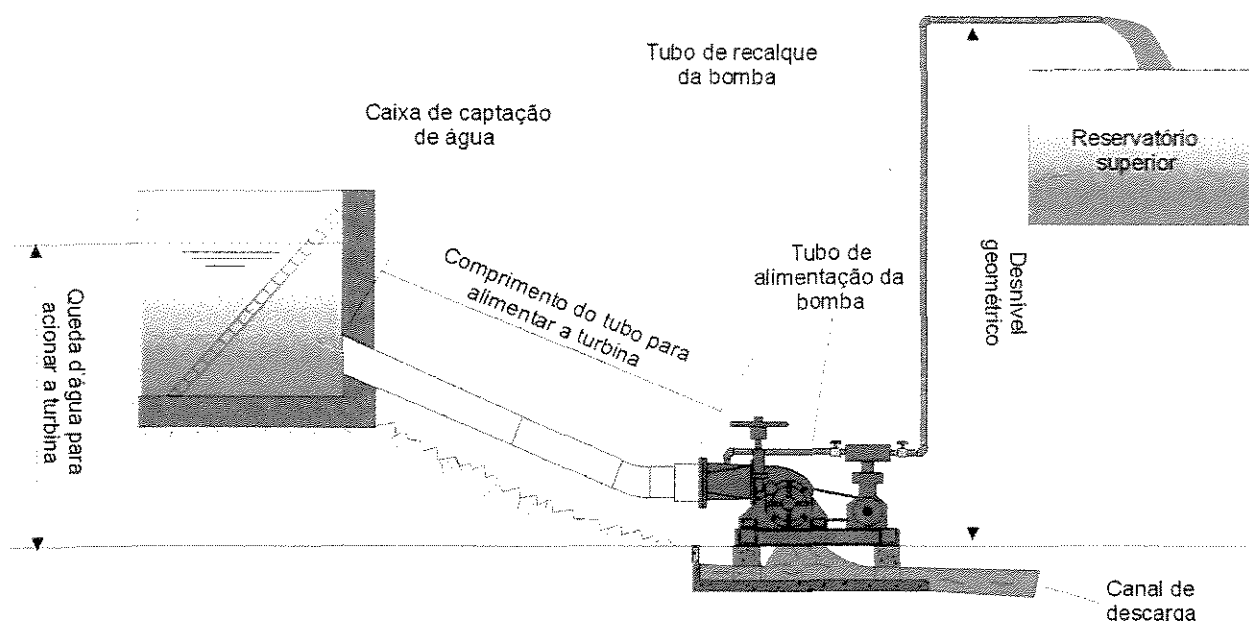


Figura 5.3 – Esquema de instalação do conjunto turbina bomba

5.2.1. MEDIDA DA VAZÃO

Em geral os cursos d'água nos mini e micros aproveitamentos hidráulicos não dispõem de histórico de vazões, a avaliação da vazão firme é feita considerando aspectos geográficos da bacia como área, relevo, cobertura vegetal, e fatores corretivos empíricos, determinados com base em experiência adquirida com conjuntos de bombeamento já implantados.

Os fatores corretivos confirmados pela experiência em centenas de instalações, são dotados para o cálculo da vazão firme com base na vazão medida durante a visita no campo, variam em função das características da bacia. O limite superior e inferior para estes fatores são apresentados abaixo :

- Redução em até 50 % na vazão medida nos meses chuvosos;
- Redução em até 30 % na vazão medida nos meses secos.

O eventual erro cometido ao se utilizar coeficientes corretivos na determinação da vazão firme é atenuado pelo fato da bacia formadora do pequeno curso d'água possuir reduzidas dimensões, o que influencia diretamente no comportamento hidrometeorológico. Chuvas que caem dentro da área da bacia são rapidamente drenadas, alterando a vazão no pequeno curso d'água por curto período.

O desenvolvimento recente de métodos adequados para o estudo hidrológico dos pequenos cursos d'água, será uma importante ferramenta na exploração de forma responsável dos inúmeros mini e micros aproveitamentos hidráulicos disponíveis e ainda não explorados.

São normalmente utilizados dois métodos para medir a vazão nos pequenos cursos d'água:

- Método do flutuador ;
- Método com molinete hidrométrico;
- Método do vertedor padrão.

O método ideal é determinado pelo volume d'água a ser medido, pelas características físicas do aproveitamento tais como altura da lâmina d'água e presença de acidentes no trecho selecionado.

5.2.2. MÉTODO DO FLUTUADOR E UTILIZANDO MOLINETE

Empregado para curso d'água com leito uniforme, e com água fluindo serenamente.

É escolhido no curso d'água um trecho o mais reto possível de comprimento não menor que 10m, com leito regular e livre de enroscos e arbustos, conforme mostrado na figura abaixo.

HIDROMETRIA EXPEDITA

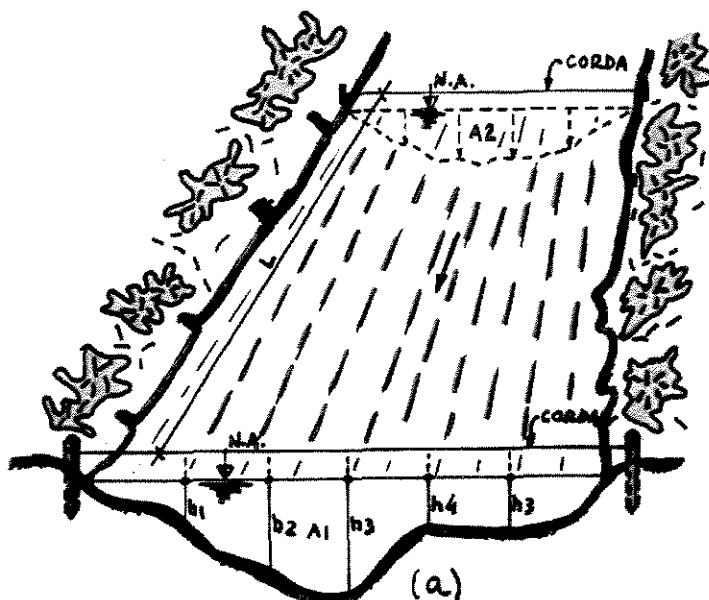


Figura 5.4 – Esquema para aplicação do Método do Flutuador

A vazão é determinada pelo produto da velocidade média pela área média e expressa pela equação:

$$Q = \frac{(5 \cdot L \cdot P)}{C} \quad (5.1)$$

onde:

- L Média das quatro larguras medidas dentro do comprimento adotado para o trecho escolhido, em metros;
- P Média de dez profundidades medidas aleatoriamente dentro do comprimento adotado para o trecho escolhido, em metros;
- 5 Distância adotada para o trecho escolhido, em metros;
- C Média dos tempos medidos para o flutuador para percorrer a distância adotada, em metros.

O flutuador poderá ser uma garrafa lastrada com água, ou um corpo esférico como por exemplo uma laranja. Com um cronômetro é medido o tempo gasto pelo flutuador para percorrer a distância adotada para o trecho escolhido.

A velocidade média deve ser corrigida com um fator de correção igual a 0,8 de forma a compensar as imprecisões do método.

Para lâminas d'água com profundidade superior a 0,5m a utilização de flutuador poderá induzir a erro na determinação da velocidade, devido a diferença entre as velocidades nas profundidades de 0,2h e 0,8h, velocidades estas necessárias para determinar a média das velocidades do escoamento. Neste caso é recomendada a utilização de um molinete hidrométrico e com ele, traçar o perfil de velocidades para no mínimo quatro pontos com diferentes distancias da margem, feito isso para cada uma das seções transversais escolhidas ao longo o trecho adotado.

O molinete hidrométrico é um aparelho que transforma o movimento longitudinal do escoamento em movimento de rotação de um eixo montado na horizontal, graças a ação de uma hélice nele fixada. Um transdutor transforma as rotações em impulsos elétrico e um conversor de sinais os relaciona com a vazão.

Para lâminas d'água iguais ou inferiores a 12 cm, normalmente encontrada em pequenas vazões (20 l/s), a utilização deste método leva a erro grosseiro no cálculo da velocidade e conseqüentemente na vazão calculada, é aconselhado nestes casos utilizar o método do vertedor padrão.

5.2.3. MÉTODO DO VERTEADOR PADRÃO

Trata-se de método com precisão maior que o anterior porém, bem mais trabalhoso para ser implantado.

Muito utilizado em cursos d'água com reduzida altura de lâmina d'água ou em canais com fundo irregular, onde não é possível utilizar o método do flutuador.

O vertedor padrão pode ser da forma triangular para pequenas vazões (até 50 l/s) ou da forma retangular para vazões maiores (até 1500 l/s).

São construídos normalmente com pranchas de madeira e sustentadas por sacos cheios com areia ou com terra. A vedação é conseguida com lençol de plástico ou de borracha envolvendo o conjunto.

A figura 5.5 mostra do esquema de implantação do vertedouro padrão.

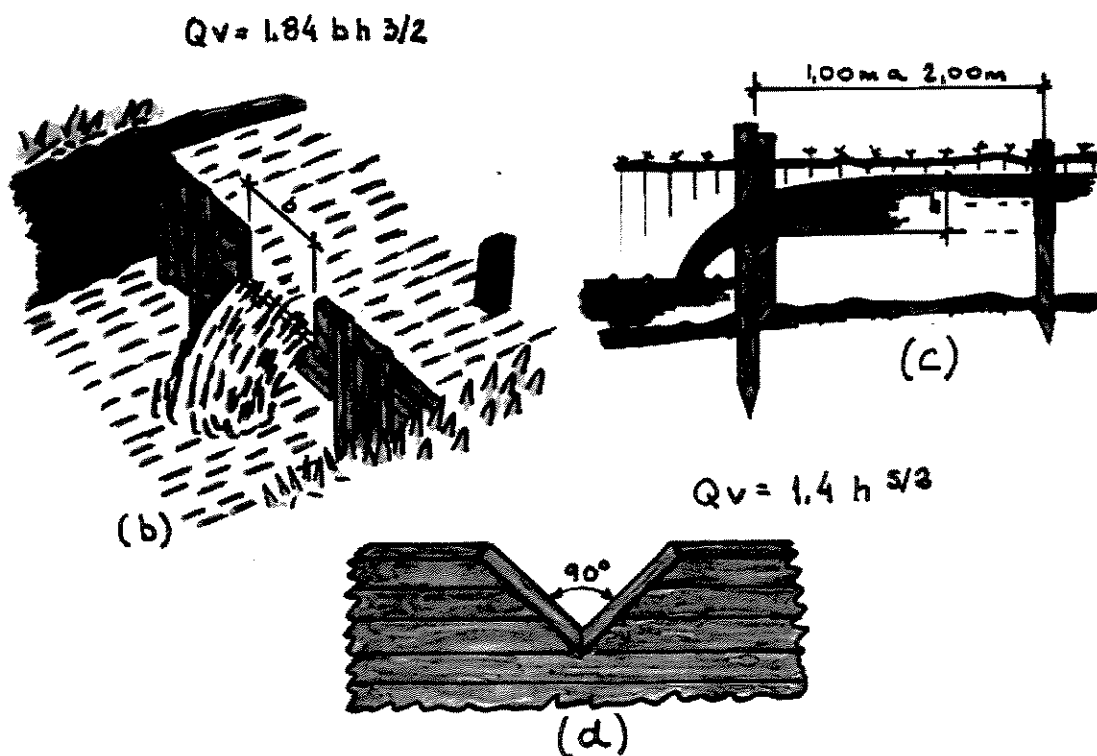


Figura 5.5 – Esquema para aplicação do Método do Vertedouro Padrão

Para o vertedor de forma triangular a vazão é calculada pela formula de Thompson (Macintyre – 1982):

$$Q = 1,4 \cdot h^{3/2} \quad (5.2)$$

onde :

Q vazão (m^3/s);

h altura da lâmina d'água sobre o vertedor, (m).

Para o vertedor de forma retangular sem contração lateral, a vazão é determinada pela fórmula de Bazin (Macintyre - 1982) :

$$Q = 1,84 \cdot b \cdot h^{\frac{3}{2}} \quad (\text{válida para } 0,1\text{m} < h < 0,6\text{m}) \quad (5.3)$$

onde :

b largura da abertura do vertedor (m);

h altura da lâmina d'água sobre o vertedor (m).

5.2.4. MEDIDA DA QUEDA OU CARGA HIDRÁULICA

É definido como queda em um aproveitamento hidráulico, a diferença entre o nível d'água dentro da caixa de captação a ser instalada à montante do aproveitamento e o nível d'água no canal de fuga da turbina no caso de se utilizar turbina provida de tubo de sucção. Para aproveitamentos utilizando turbina sem tubo de sucção, a queda é dada pela diferença entre o nível d'água dentro da caixa de captação e o eixo da turbina.

A queda é medida com um nível de topografia, ou para pequenos desníveis, pelo método de transposição de níveis, utilizando uma mangueira transparente cheia com água e uma escala graduada.

5.2.5. MEDIDA DO DESNÍVEL GEOMÉTRICO

O desnível geométrico desde a saída do conjunto turbina bomba até o ponto de descarga da água bombeada é medido com o auxilio de um altímetro.

5.2.6. ESCOLHA DO CONJUNTO TURBINA BOMBA

Com os dados colhidos no campo, da queda, vazão, desnível geométrico e comprimentos da tubulação de recalque, complementados pelas informações obtidas junto aos moradores locais, permitirão a escolha do conjunto turbina bomba e a melhor alternativa para o local de sua implantação.

5.2.7. DEFINIÇÃO DO MODELO DA TURBINA HIDRÁULICA

As turbinas hidráulicas tipo Michell Banki fabricadas pela empresa Betta Hidroturbinas, são padronizadas em função da queda líquida e da vazão disponível.

A queda líquida é definida pela diferença entre a queda medida e a perda de carga no tubo de adução da turbina.

A vazão máxima turbinada é um dado característico de cada modelo padrão da turbina e é função direta da queda líquida. Para o calculo é utilizado a equação de Bernoulli :

$$Q = B \cdot (\pi \cdot D - e \cdot Z) \cdot \gamma \cdot k \cdot (2 \cdot g \cdot H)^{\frac{1}{2}} \cdot \sin \alpha \quad (5.4)$$

onde :

$B \cdot (\pi \cdot D - e \cdot Z) \cdot \gamma$ área molhada do rotor da turbina;

$k \cdot (2 \cdot g \cdot H)^{\frac{1}{2}} \cdot \sin \alpha$ velocidade absoluta, projetado na direção perpendicular à superfície de entrada do rotor.

sendo :

Q vazão máxima turbinada (m^3/s);

B largura útil do rotor da turbina (m);

D diâmetro do rotor da turbina (m);

e espessura da pá da turbina (m);

Z número de pás do rotor;

γ ângulo molhado do rotor;

k coeficiente de velocidade do injetor da turbina - $k = \left(1 - \frac{\Delta H_i}{H}\right)^{1/2}$

Conforme a Organização Latino Americana de Energia – OLADE, em seu Manual para Padronização e Fabricação de Equipamentos para Pequenas Centrais Hidrelétricas–1980, pág.16, adota-se para k valores entre 0,97 e 0,98.

H queda líquida calculada (m);

α ângulo formado entre a direção do vetor velocidade absoluta “V” e a tangente ao rotor da turbina, chamado de ângulo de ataque.

O valor a ser adotado para o ângulo de ataque α tem grande influência no rendimento da turbina Banki, este assunto tem sido pesquisado por inúmeros estudiosos. Em publicação do Oregon State College – Boletim série N° 25, de fevereiro de 1949, os Professores Mockmore e Merryfield adotaram para α o mesmo valor utilizado pelo Prf. Donat Banki em seu trabalho original, ou seja 16°. Trabalhos mais recentes, baseadas em estudos experimentais como Desai e Aziz – Journal of Energy

Engineering -v.120, nº 1 – Abril 1994, apresentam a tendência em aumentar o ângulo de ataque para 24°.

Analisando o funcionamento de diversas turbinas instaladas pela Betta Hidroturbinas, o autor considera a hipótese de se adotar um ângulo de ataque específico para cada faixa de queda pré-estabelecida, hipótese que inviabiliza a padronização desta turbina. Na prática adota-se para o ângulo de ataque α , um único valor para todas as quedas, situado entre 16° a 22°.

5.2.8. ROTAÇÃO IDEAL PARA O ROTOR BANKI

A rotação nominal do rotor da turbina tem influencia direta no rendimento do equipamento, um dos objetivos deste trabalho é a comprovação experimental desta afirmação.

A rotação onde teoricamente a turbina apresenta melhor rendimento é função da queda líquida, do diâmetro externo do rotor e do ângulo formado entre o vetor velocidade absoluta do jato de entrada no rotor e o vetor velocidade periférica do rotor.

Segundo o manual da Olade, destinado ao programa de Pequenas Centrais Hidrelétricas utilizando a turbina Michell Banki –Quito / Peru - Setembro de 1980, a rotação nominal do rotor é dada pela equação:

$$n = \frac{\lambda \cdot H^{1/2}}{D} \quad (5.5)$$

onde:

λ constante de velocidades, tem o valor fixado entre 38 a 42 $\frac{\text{rpm} \times \text{m}}{\sqrt{\text{m}}}$;

n rotação nominal do rotor da turbina (rpm);

H carga hidráulica na turbina (m);

D diâmetro externo do rotor da turbina (m).

Ensaio realizado pelos Professores Shahram Khosrowpanah e Fiazat, publicado no "Journal of Hydráulic Engineering" de Março de 1988, estabelece para rotores com ângulo molhado $\gamma = 90^\circ$, e ângulo de ataque $\alpha = 16^\circ$, a relação ideal entre a velocidade periférica do rotor da turbina e a velocidade absoluta do jato de entrada $U_1/V_1 = 0,52$.

Sabendo que $U_1/V_1 = \frac{(\pi \cdot D_1 \cdot n)}{[60 \cdot (2 \cdot g \cdot H)^{1/2}]}$, calcula-se a rotação nominal sem a necessidade de se utilizar o valor empírico λ . Porém, trata-se de uma fórmula específica para rotores com ângulo molhado $\gamma = 90^\circ$ e ângulo de ataque $\alpha = 16^\circ$.

5.2.9. DEFINIÇÃO DA BOMBA DE RECALQUE

A escolha do modelo padrão da bomba alternativa tipo três pistões fabricada pela empresa Betta Hidroturbinas é feita com base na potência fornecida pela turbina ao eixo da bomba e pela pressão necessária na saída da bomba.

A pressão na saída da bomba é determinada pela soma do desnível geométrico com a perda de carga calculada para a tubulação de recalque.

Para o cálculo inicial estima-se para a perda de carga na tubulação de recalque o valor de 5 metros para cada 1000 metros de tubo. Este valor empírico, tem como base observações feitas em aproveitamentos anteriormente instalados.

A vazão bombeada é calculada pela equação abaixo, com base na potência "P" fornecida pela turbina hidráulica ao eixo da bomba, quando fixada uma carga hidráulica "HB" na saída da bomba.

$$Q_B = \frac{P}{(0,0052 \cdot HB)} \quad (5.6)$$

onde:

QB vazão máxima bombeada em m^3/h ;

HB pressão na saída da bomba em mH_2O ;

P potência fornecida pela turbina ao eixo da bomba em c.v.

O coeficiente de valor 0,0052 é o produto da multiplicação dos fatores de conversão de unidades, rendimentos da transmissão por polias e correias e rendimento da bomba.

$$1 \text{ kw} = 0,735 \text{ c.v.}$$

$$1 \text{ h} = 3.600 \text{ s}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$\eta_{transmissão} = 96 \% \text{ (Dobrovolski, pag. 270)}$$

$$\eta_{bomba} = 75 \%$$

A vazão máxima bombeada para todos os modelos padronizados das bombas, ocorre na máxima rotação permitida de 540 rpm.

Os modelos padrões das bombas fabricadas pela Betta Hidroturbinas são apresentados na tabela abaixo, juntamente com as máximas vazões bombeadas:

Tabela 5.1 – Bombas Padronizadas pela Betta Hidroturbinas

MODELO DA BOMBA	MÁX. VAZÃO BOMBEADA (m ³ /h)
BETTA 40	2,4
BETTA 60	3,6
BETTA 80	4,8
BETTA 160	10,0

A figura 5.6, mostra através de um gráfico, as vazões bombeadas distribuídas por regiões.

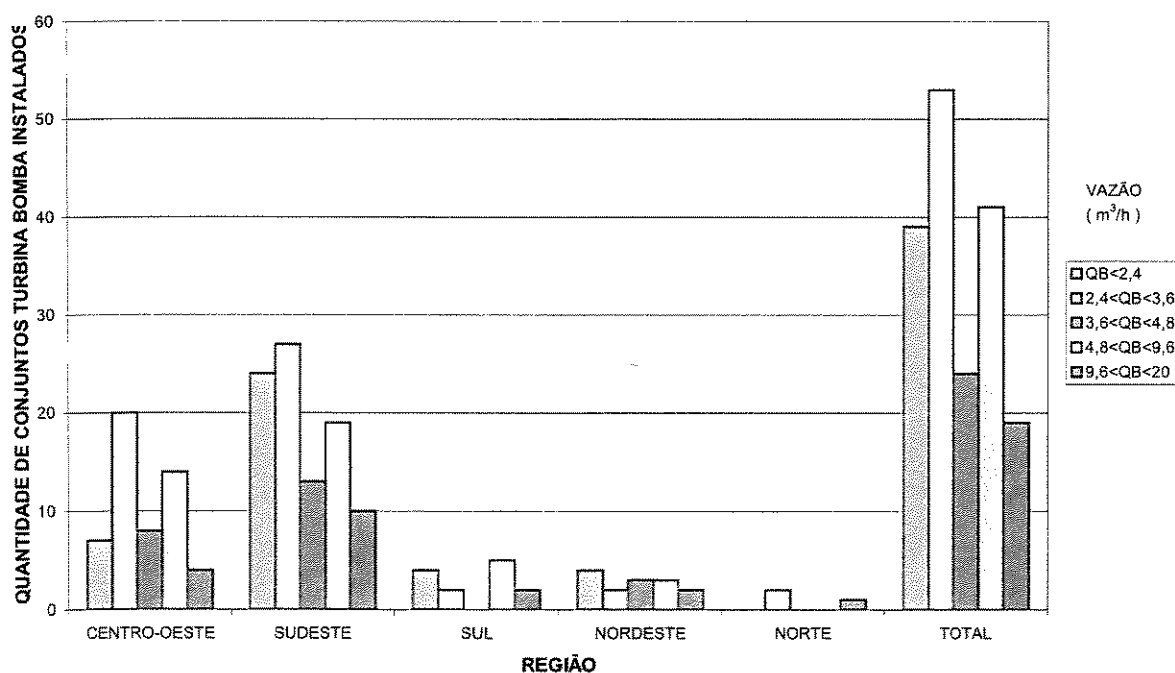


Figura 5.6 – Quantidade de conjuntos turbina bomba instalados em função da vazão bombeada

5.3. DIMENSIONAMENTO DA TUBULAÇÃO DE ADUÇÃO PARA A TURBINA E DA TUBULAÇÃO DE RECALQUE PARA A BOMBA

5.3.1. CÁLCULO DO DIÂMETRO

O diâmetro adotado para a tubulação de adução da turbina hidráulica e para a tubulação de recalque da bomba deve atender o ponto de equilíbrio entre a perda de carga e o custo da tubulação.

O diâmetro inicial é calculado utilizando a fórmula de Bresse, adotando o valor da constante K em torno de 1,3 :

$$D = 1,3 \cdot (Q)^{1/2} \quad (5.7)$$

onde:

D diâmetro interno do conduto em metros;

Q vazão máxima em m³/s;

Para sistemas de bombeamento que não operam de forma contínua, 24 horas por dia, adota-se o recomendado pela NBR-5626 da ABNT, ou seja, introduzindo na fórmula de Bresse um fator corretivo função do número de horas trabalhadas em relação a 24 horas do dia . A fórmula de Bresse para estes casos passa a ser :

$$D = 1,3 \cdot (X)^{1/4} \cdot (Q)^{1/2} \quad (5.8)$$

onde:

X fração do dia, isto é o número de horas de funcionamento do sistema dividido por 24.

Caso a velocidade média no conduto com o diâmetro calculado pela fórmula anterior for igual ou inferior a 3,0 m/s prossegue-se o cálculo do diâmetro do conduto utilizando o critério de perda de carga, caso contrário, adota-se o valor da velocidade como sendo igual a 3,0 m/s e recalcula-se um novo diâmetro inicial.

A perda de carga distribuída no conduto é calculada utilizando a fórmula de Hazen-Williams, ou a fórmula de Darcy-Weisbach.

As perdas de carga singulares devido a válvulas de retenção, registros, curvas, reduções, saídas e entradas de reservatório, são transformadas em comprimentos equivalentes e somados ao comprimento total do conduto.

Os coeficientes de rugosidade “C” adotados para o material do tubo quando utilizada a fórmula de Hazen-Williams, são:

- tubo PVC $C = 150$
- tubo metálico $C = 130$

Para o cálculo do coeficiente de perda de carga “f” quando utilizada a fórmula de Darcy-Weisbach, os valores das rugosidades das paredes adotados são:

- tubo PVC $\varepsilon = 0,0015 \text{ mm}$
- tubo metálico $\varepsilon = 0,15 \text{ mm}$

5.3.2. MATERIAL ADOTADO PARA O TUBO DE ADUÇÃO DA TURBINA

O material adotado para o tubo de adução da turbina hidráulica é função da carga de pressão.

Para carga de pressão até 10 m é utilizado o tubo PVC branco leve.

Em testes realizados pela Betta Hidroturbinas, este material suportou sem apresentar qualquer tipo de deformações plásticas, uma carga de pressão igual a 15 metros de coluna d'água.

Para quedas superiores a 10 metros e inferiores a 15 metros utiliza-se o tubo PVC de cor ocre.

Para quedas superiores a 15 metros é recomendado o tubo PVC azul para irrigação ou o metálico.

5.3.3. MATERIAL E CLASSE DE PRESSÃO ADOTADA PARA O TUBO DE RECALQUE DA BOMBA

A pressão de trabalho da bomba em média é superior a 60 mH₂O, valor baseado em estudo feito nos aproveitamentos implantados pela empresa Betta Hidroturbinas ao longo dos últimos anos e mostrado na figura 5.7.

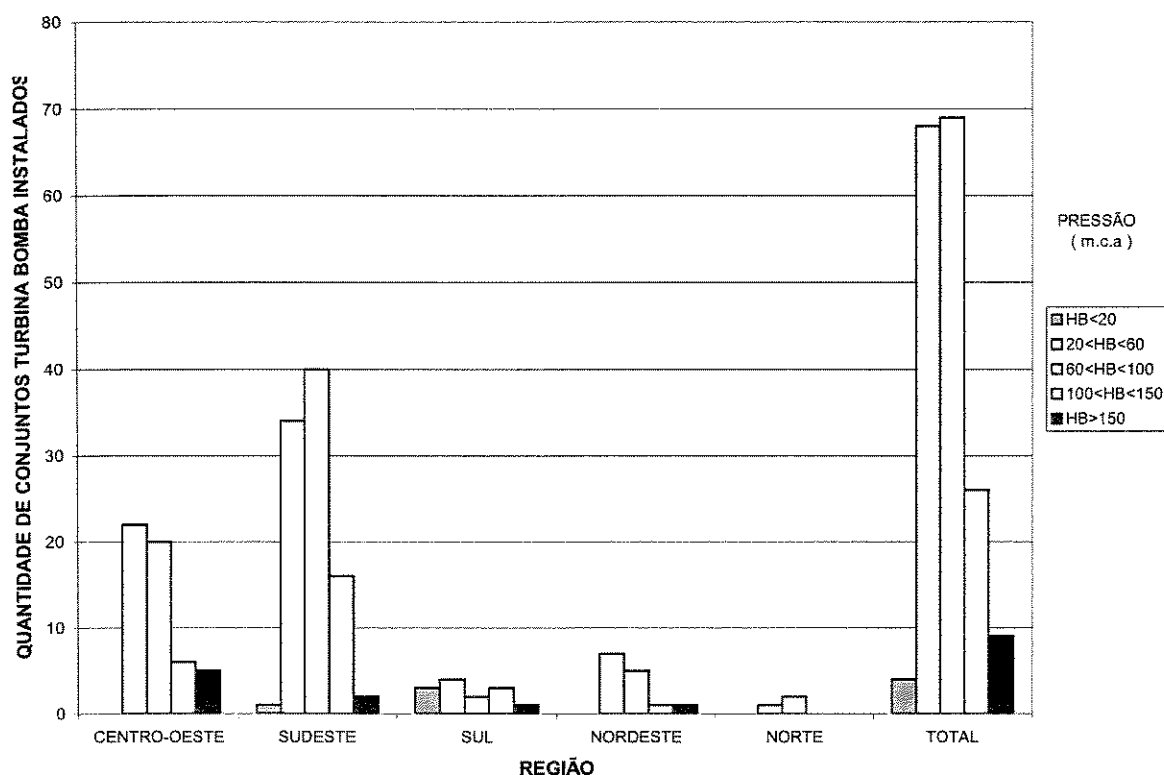


Figura 5.7 – Distribuição das pressões na saída da bomba por região

Para o recalque da bomba é utilizado o tubo PVC azul para irrigação, encontrado nos diâmetros de 25 a 400 mm e para pressões até 125 mH₂O.

Para pressão de trabalho superior a 125 mH₂O, utiliza-se o tubo metálico sem costura, dimensionado para suportar a pressão calculada acrescida em 20%, margem de segurança para eventuais transitórios que possam existir durante a operação do sistema.

Na maioria dos projetos de bombeamento, a tubulação de recalque da bomba possui comprimentos superiores a 1000 metros, conforme mostrado na figura 5.8. O custo deste item é elevado, exigindo atenção especial na escolha do diâmetro do tubo e no escalonamento das classes de pressão para a linha de recalque.

A escolha do diâmetro do tubo normalmente não atende somente o quesito perda de carga. O custo da tubulação ocupa o mesmo nível de importância na definição do diâmetro, não sendo raro a escolha recair para um diâmetro menor mesmo que isso implique na redução da vazão bombeada.

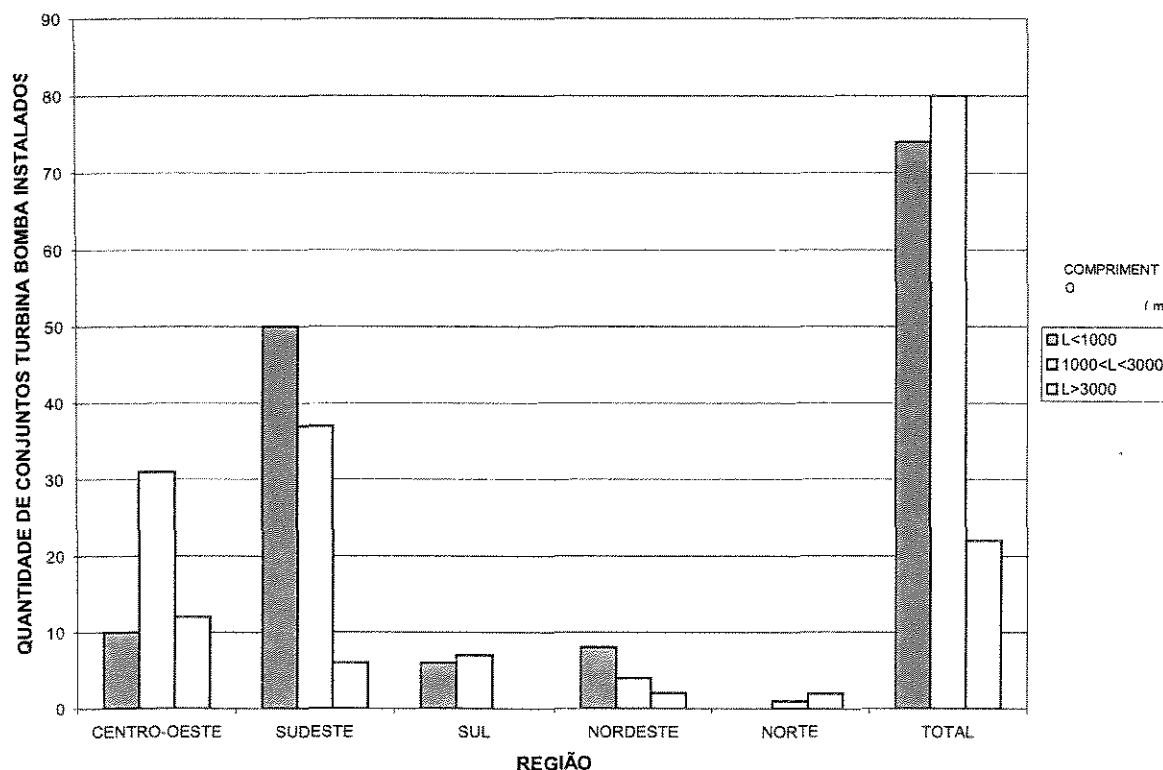


Figura 5.8 - Comprimento da tubulação de recalque por região

5.4. EQUIPAMENTOS DE PROTEÇÃO PARA A TUBULAÇÃO DE RECALQUE

5.4.1. EFEITOS TRANSITÓRIOS

A maior parte dos projetos para bombeamento de água utilizando turbina hidráulica tipo Michell Banki e bomba de deslocamento positivo tipo três pistões são destinados a locais com desníveis geométrico não inferiores a 60 metros e tubulação de

recalque com comprimento não menor que 1000 metros, exigindo da bomba elevada pressão de trabalho.

Como caso extremo, citamos projeto implantado no município de Tangará da Serra –MT, utilizando um conjunto turbina bomba com comprimento de recalque igual a 12.000 metros e desnível geométrico igual a 150 metros, exigindo uma pressão na saída da bomba igual a 250 mH₂O.

A utilização de bomba alternativa de pistões, bombeando pressões elevadas em tubulação de recalque de grande comprimento, facilita o aparecimento de transitórios.

Mesmo contando com amortecedor hidropneumático instalado na saída da bomba, as oscilações transitórias de pressão provocam freqüentes rupturas nas emendas das barras e fissuras longitudinais nos tubos.

Medidas preventivas são tomadas com a utilização de válvulas de alívio de pressão e válvulas de retenção, estrategicamente montadas ao longo da tubulação de recalque, de forma a reduzir a sobre pressão na linha no caso da ocorrência de golpe de aríete.

5.4.2. RETENÇÃO DE AR NO INTERIOR DO TUBO

O tubo de recalque é montado dentro de vala rasa acompanhando o perfil do terreno e posteriormente coberto com terra.

As ondulações do terreno impõem à tubulação um percurso composto por trecho ascendente, ponto superior, trecho descendente, ponto inferior e novamente trecho ascendente.

Nos pontos inferiores é comum a retenção de bolha formada por ar ou vapor de água, dificultando ou até interrompem a passagem da água, o que provoca oscilações de pressões no sistema de bombeamento.

O problema é solucionado com a instalação de válvulas tipo ventosa nos pontos de cota inferior, permitindo assim a descarga do ar ou do vapor de água para a atmosfera.

5.5. CONSTRUÇÃO DA QUEDA DE ÁGUA

O processo utilizado para criar a queda necessária à operação do conjunto turbina hidráulica e bomba de recalque é definido conforme a característica do local escolhido para a implantação do aproveitamento.

Os aproveitamentos hidráulicos são divididos em dois grupos:

- Aproveitamento hidráulico com queda natural;
- Aproveitamento hidráulico com queda artificial.

5.5.1. APROVEITAMENTO HIDRÁULICO COM QUEDA NATURAL

É caracterizado por apresentar acentuado desnível em um curto trecho do curso d'água, chamado de "corredeira" ou uma abrupta queda d'água, chamado de "cachoeira".

Para estes aproveitamentos, a vazão adotada para alimentar a turbina hidráulica é a do período seco do ano, fato que os dá o nome de aproveitamento a fio d'água.

O aproveitamento a fio d'água utiliza um pequeno barramento de regularização, implantado a montante do acidente hidráulico, normalmente construído com altura não superior a 2,0 metros.

A figura abaixo mostra um aproveitamento a fio d'água, utilizando uma barragem vertedouro, tomada d'água em concreto, canal lateral escavado em terra, caixa de captação instalada no final do canal e base de apoio do conjunto turbina bomba ambas em concreto.

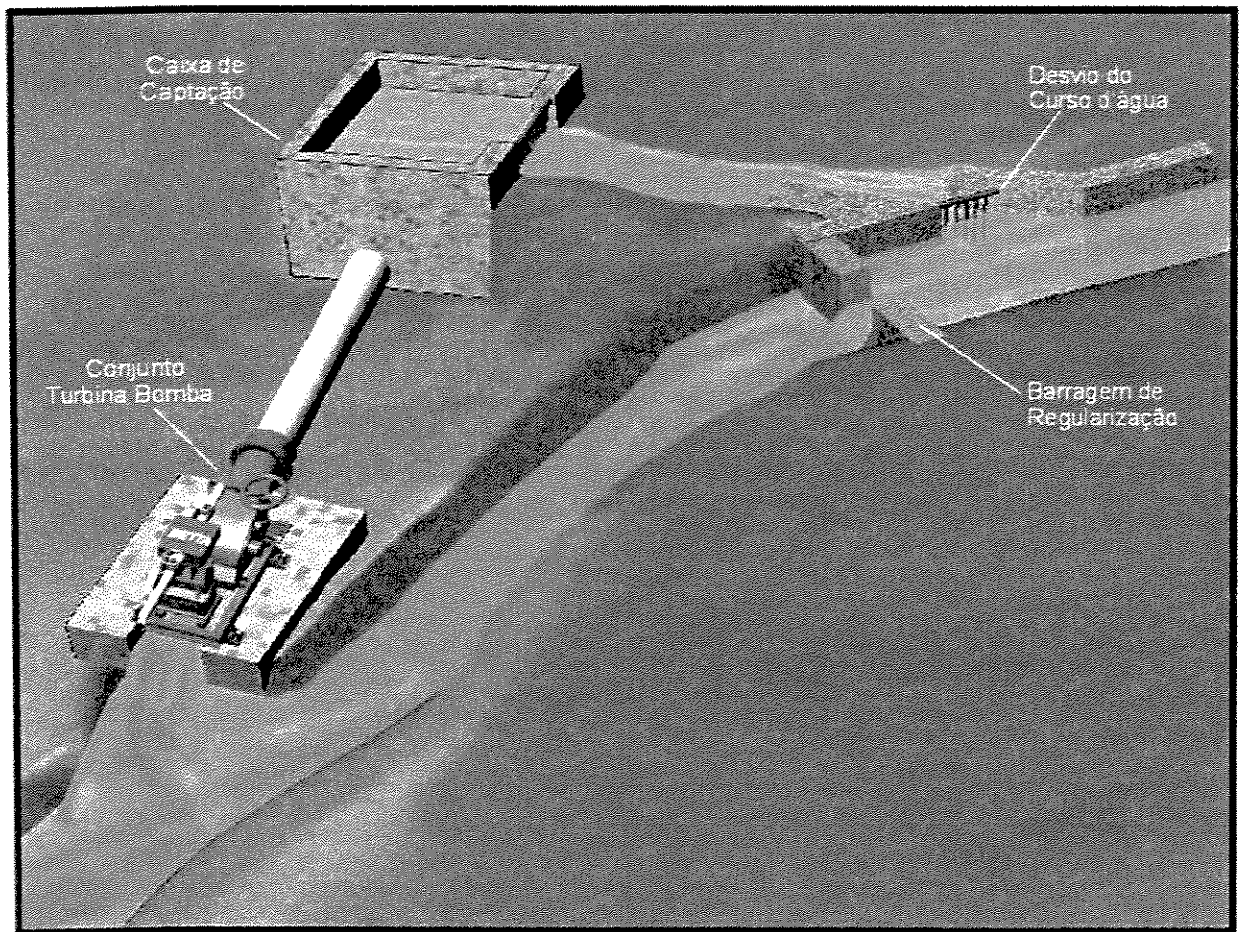


Figura 5.9 – Aproveitamento com queda natural

Em cursos d'água que apresentam acentuada redução da vazão nos períodos secos, costuma-se instalar sobre o barramento de regularização perfis metálicos ou pré-moldados em concreto que servem como guia e apoio para pranchas de madeira montadas na vertical uma sobre a outra. O objetivo deste feito é elevar o barramento em até 1 metro e fornecer maior vazão para o canal lateral nos períodos secos do ano.

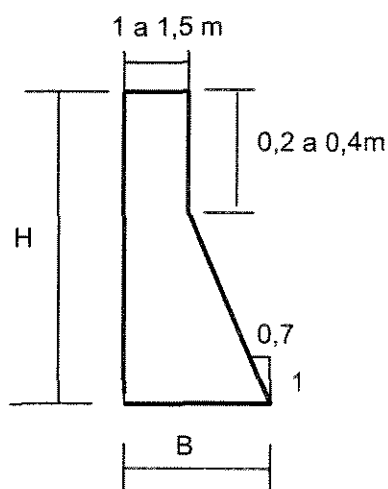
5.5.1.1 BARRAGEM DE NÍVEL

A barragem de nível, empregada em pequenos aproveitamentos à fio d'água, é utilizada para elevar o nível d'água. É classificado conforme o material empregado e a concepção física do projeto, sendo os principais tipos:

- Barramento por gravidade, utiliza o peso próprio do material para suportar os esforços hidráulicos, normalmente feita em concreto ou pedra argamassada;
- Barragem estruturada, projetada em concreto armado, ou estrutura metálica que utiliza paramento em madeira.

Barramento por gravidade

O barramento por gravidade em concreto ou em pedra argamassada, adota como principais dimensões a tabela abaixo (Manual de Micro Centrais Hidrelétricas – Ministério de Minas e Energia e Eletrobrás– 1985 – Pg 133) :



BARRAMENTO POR GRAVIDADE EM CONCRETO OU EM PEDRA ARGAMASSADA	
ALTURA H (m)	LARGURA B (m)
1,0	1,2
2,0	2,4
3,0	3,6

Figura 5.10 – Barragem por gravidade

O peso específico do concreto a ser considerado para o cálculo da estabilidade do barramento é igual a $2,4 \text{ kgf/cm}^3$ (Jack J. FRITZ , 1984).

Barramento estruturado

O barramento em concreto armado é normalmente ancorado em laje de pedra com estribos verticais de diâmetro $\frac{1}{2}$ ", fixados na laje a cada 30 cm a uma profundidade média de 15 cm. Uma talhadeira é utilizada para perfurar a laje.

O projeto da armação da barragem é feito em função da altura e do vão livre do barramento. No manual de microcentrais hidrelétricas, elaborado pelo Ministério de Minas e Energia e Eletrobrás – 1985, páginas 88 a 90, encontra-se sugestões para o projeto de forma e armação para diversas dimensões de caixas de captação, projetos estes que podem ser utilizados para este tipo de barramento.

5.5.2. APROVEITAMENTO HIDRÁULICO COM QUEDA ARTIFICIAL – BARRAGEM

Nesta concepção, a barragem de retenção normalmente em terra, cria a queda necessária para a operação do conjunto turbina bomba.

Esta concepção normalmente é adotada para locais onde já existe a barragem, pois a construção de uma barragem demanda investimentos de tal ordem que pode inviabilizar economicamente o projeto.

Cuidados especiais devem ser tomados na construção da barragem de retenção, para evitar surpresas desagradáveis como seu rompimento.

O envolvimento no projeto da barragem de um engenheiro ou de um geólogo com conhecimentos no assunto, é condição imperiosa para o sucesso do empreendimento.

A figura abaixo mostra a concepção de projeto para a instalação do conjunto turbina bomba no caso de se utilizar uma barragem em terra para a criação da queda.

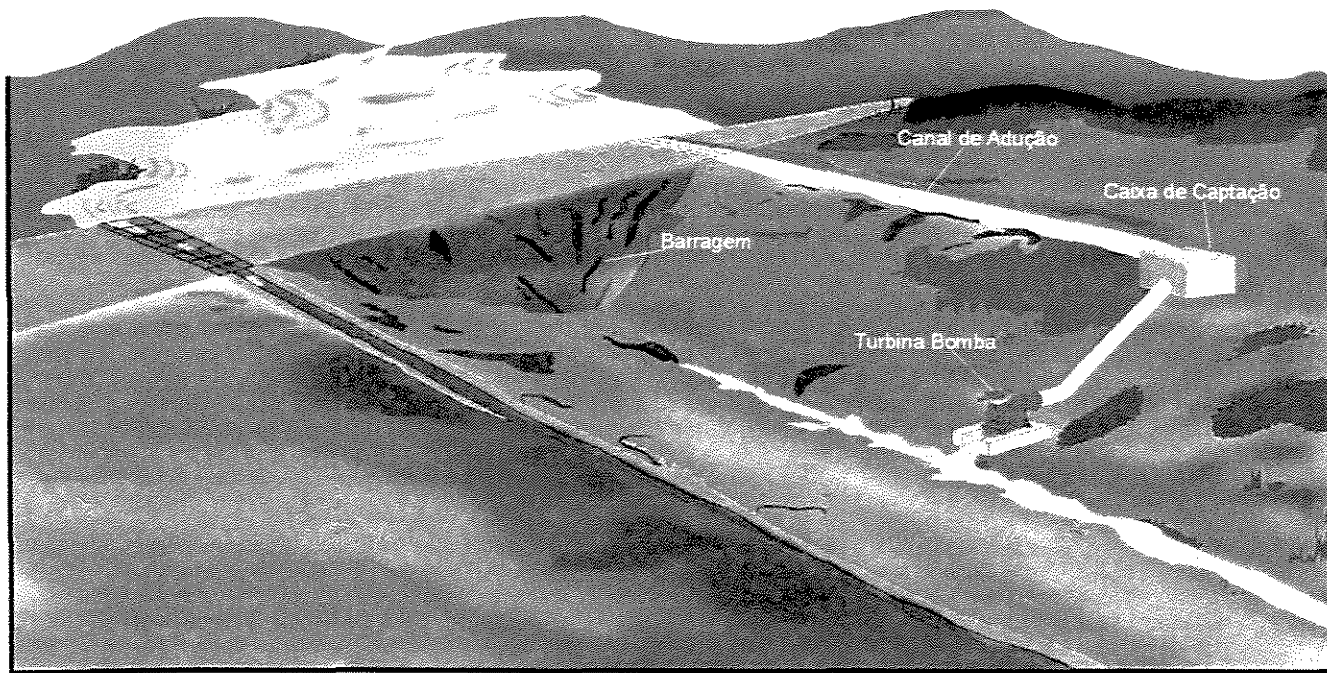


Figura 5.11 – Aproveitamento com queda artificial – Barragem

O volume acumulado no reservatório criado pela barragem, possibilita utilizar uma turbina com vazão turbinada superior a vazão mínima do curso d'água, aumentando assim a potência instalada e conseqüentemente a vazão bombeada. O volume de água excedente consumido pela turbina, é repostado durante as paradas normais do equipamento.

5.6. OBRAS HIDRÁULICAS AUXILIARES NA INSTALAÇÃO DO CONJUNTO TURBINA BOMBA

5.6.1. TOMADA DE ÁGUA PARA A TURBINA

A captação de água para a turbina pode ser feita através de uma caixa de captação instalada na superfície do reservatório, instalada em uma das laterais da barragem, ou por tomada de água profunda que capta a água do fundo do reservatório, normalmente instalada no centro da barragem.

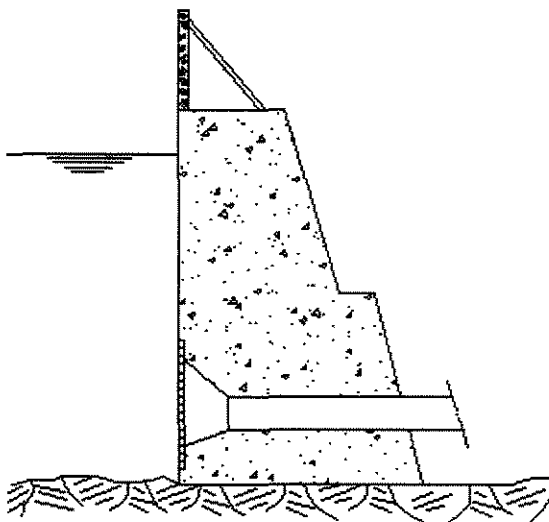


Figura 5.12 – Tomada de água profunda

Tomada de água profunda, vantagens e desvantagens:

- Descarrega a parcela de água pouco oxigenada, melhorando a “saúde” do reservatório;
- Mesmo com considerável depleção no reservatório mantém o equipamento operando;

- Pode ser instalada apenas durante a construção da barragem, não permitindo sua utilização em barramentos já construídos;
- Por estar submersa não permite nenhum tipo de manutenção, exigindo a drenagem do reservatório no caso de sua manutenção;
- Requer a instalação de uma válvula à jusante, no final do conduto de adução para a turbina, instalada imediatamente antes da turbina hidráulica.

Tomada de água superficial, vantagens e desvantagens:

- Permite ser instalada em barramentos já prontos ou em construção;
- Possibilita manutenção em qualquer momento, mesmo estando o sistema em operação;
- Necessita apenas de uma comporta de madeira para interromper o fluxo no conduto forçado;
- Opera com a parcela mais oxigenada da água, comprometendo a qualidade da água do reservatório por não permitir a renovação das camadas profundas pouco oxigenadas;
- Depleções no reservatório superior a 2 metros, provocam a parada do conjunto por falta de água na turbina hidráulica.

5.6.2. CANAL DE ADUÇÃO

A vazão a ser utilizada pelo conjunto turbina hidráulica e bomba de recalque é conduzida por um canal lateral a montante do barramento. O canal será ou não revestido, conforme a permeabilidade do terreno.

Segundo Fritz (1984, p. 5.23) os canais revestidos possuem seção retangular com declividade de fundo igual a 0,5% e raio hidráulico $R_h = 0,25 \times \text{largura do canal}$.

Os canais sem revestimento possuem seção trapezoidal com declividade de fundo que permita manter o escoamento em velocidade inferior a 1 m/s.

A inclinação do talude é determinada pelo tipo de solo e as dimensões geométricas calculadas por Manning.

Na entrada do canal é previsto uma tomada d'água em alvenaria, munida de grade metálica para a retenção de detritos e ranhuras laterais permitindo o encaixe de pranchas de madeira necessárias para barrar o fluxo durante a limpeza e manutenção do canal. O canal de adução desemboca em uma caixa de captação.

5.6.3. CAIXA DE CAPTAÇÃO DA TURBINA

A caixa de captação é construída em duas câmaras com pisos em níveis diferentes e separadas por um degrau que tem a função de reter a areia em suspensão.

Uma grade metálica com espaçamento entre barras suficiente para impedir a passagem de detritos que possam prejudicar o funcionamento da turbina, é instalada na entrada da segunda câmara.

Ranhuras projetadas à montante da grade e na entrada da primeira câmara permitem a instalação de pranchas de madeira que interrompem o fluxo d'água na caixa, possibilitando sua limpeza e manutenção.

Uma tábua é colocada semi-afogada no sentido da largura da caixa, desviando para o vertedouro lateral da caixa, folhas e entulhos que chegam flutuando, reduzindo assim o trabalho de limpeza da grade. O projeto da caixa de captação mostrado na figura abaixo é padronizado conforme a vazão de adução.

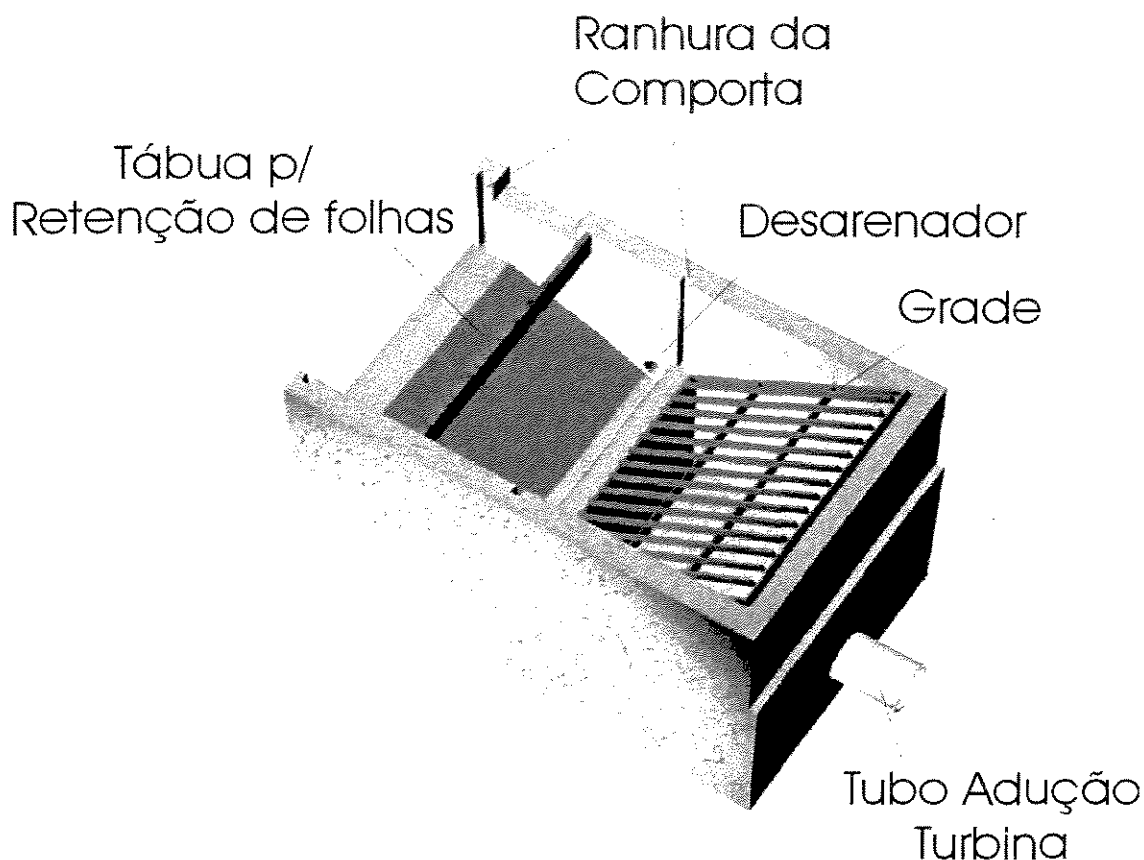


Figura 5.13 - Caixa de captação de água para a turbina

O tubo de adução para a turbina hidráulica é instalado a uma altura de 0,1 a 0,15 m acima do piso da segunda câmara da caixa de captação, observando uma altura P para a lâmina d'água suficiente para evitar a formação de vórtices. Esta altura P de lâmina d'água é calculada segundo a equação de Gordon J.L., baseada em estudos feitos para tomadas d'água com pouca profundidade. (Water Power & Dam Construction – Abril / 1970 - pp. 137-138)

$$P = C \cdot V \cdot D^{1/2} \quad (5.9)$$

onde :

P altura da lâmina d'água sobre o conduto (m);

C 0,3 (adotado para tomada simétrica);

V velocidade média no conduto (m/s);

D diâmetro do conduto (m).

Para reduzir a perda de carga na entrada da adução, Levin (1969, p. 45) sugere criar antes do tubo, no lado interno da parede vertical da caixa de captação uma reentrância com a forma circular, de diâmetro $1,2 D$ e profundidade $0,2 D$, onde D é o diâmetro interno do tubo.

Observando os tubos de PVC existentes no mercado, pode-se notar a existência na extremidade de uma bolsa com diâmetro ligeiramente superior ao diâmetro externo do tubo e inferior a $1,2 D$.

A utilização do tubo PVC com bolsa substituindo a reentrância na parede proposta por Levin é interessante, mesmo com o aumento da perda de carga na entrada da adução, pelo fato de simplificar em muito as obras civis.

A figura abaixo mostra o tubo com a bolsa faceando a parede interna da caixa.

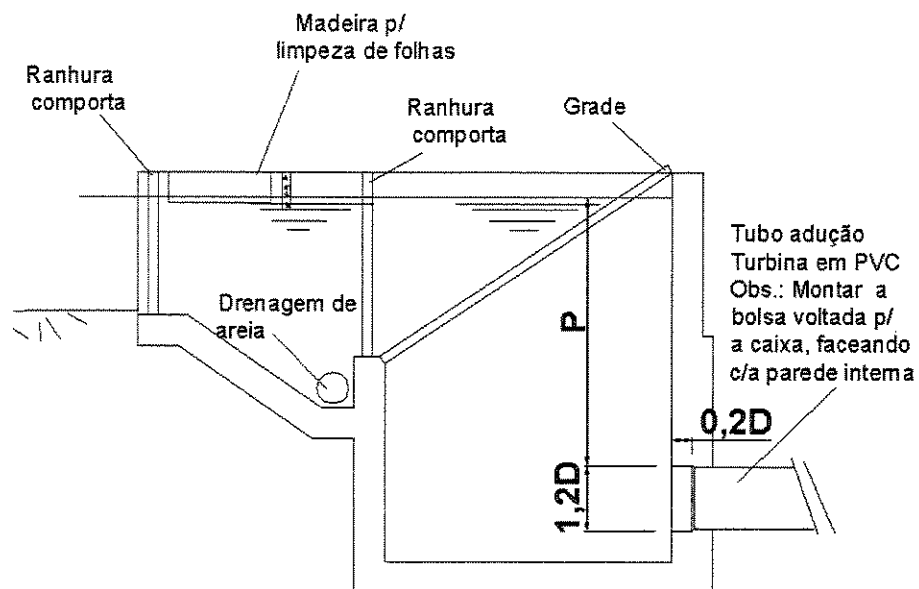


Figura 5.14 - Caixa de captação – montagem do conduto de adução da turbina

5.6.4. BASE DE FIXAÇÃO DO CONJUNTO TURBINA BOMBA E CAPTAÇÃO DE ÁGUA PARA A BOMBA

Construída em alvenaria, possui um canal com largura e profundidade suficiente para permitir a descarga da vazão que passa pela turbina. O projeto é padronizado conforme o modelo da turbina e a vazão turbinada.

A jusante da base de apoio da turbina é prevista uma caixa de captação para a bomba, projetada com compartimentos interligados pela parte superior com a finalidade de promover a desarenação da água, permitindo assim a bomba tomar água limpa e isenta de sólidos em suspensão. Os tubos instalados no fundo das caixas processam a constante limpeza da areia acumulada. A figura 5.15, mostra a concepção de projeto adotada para a base de apoio do conjunto e caixa de captação de água da bomba.

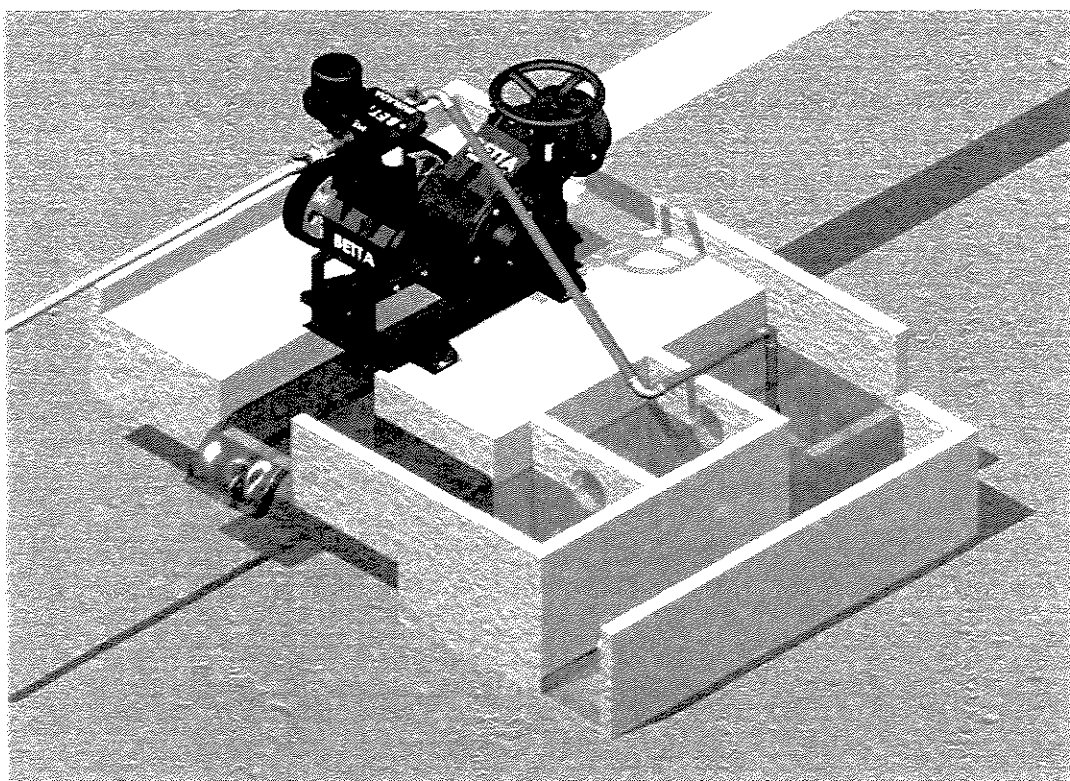


Figura 5.15 - Base de apoio e fixação do conjunto turbina bomba

5.7. REGULARIZAÇÃO JUNTO AOS ÓRGÃOS GOVERNAMENTAIS DO PROJETO DE IMPLANTAÇÃO DO CONJUNTO TURBINA BOMBA

O projeto de bombeamento com o conjunto turbina bomba aproveita a queda natural do curso d'água, não utiliza barragem de retenção. Requer para sua instalação obras hidráulicas simples, envolvendo obras civis pequeno porte, não causando nenhum dano ao meio ambiente quando de sua implantação e durante seu funcionamento. Utiliza combustível não poluente que é a água, devolvendo-a ao curso natural altamente oxigenada.

A implantação do projeto para bombeamento de água com o conjunto turbina bomba requer para a sua regularização a Outorga da água conseguida junto ao Sistema Nacional de Recursos Hídricos e o Licenciamento Ambiental conseguido através do Conselho Nacional do Meio Ambiente – CONAMA.

5.7.1. OUTORGA DA ÁGUA

A Lei Federal nº 9.433 de 8 de Janeiro de 1997, Instituiu a Política Nacional de Recursos Hídricos, cria o Sistema Nacional de Gerenciamento de Recursos Hídricos e defini seus instrumentos. O Artigo 11 desta lei definiu que o regime de Outorga de direitos de uso de Recursos Hídricos tem como objetivos assegurar o controle quantitativo e qualitativo dos usos da água e o efetivo exercício dos direitos de acesso à água.

A Constituição Federal (Art. 26 – inc.I), incluiu entre os bens do estado as águas superficiais ou subterrâneas, fluentes, emergentes e em depósitos, estabelece que qualquer tipo de uso da água, inclusive na agricultura, precisa de outorga.

A outorga é solicitada através de requerimento encaminhado à Secretaria de Recursos Hídricos do Estado, ou do Município se este possuir poderes delegado pelo estado para o Gerenciamento dos Recursos Hídricos locais.

A documentação abaixo citada, apresentada pelo requerente da Outorga ao órgão público competente pelo Gerenciamento dos Recursos Hídricos, é fornecida pela Secretaria de Recursos Hídricos do estado ou do município ao qual pertence o aproveitamento hidráulico.

a) Requerimento de Outorga de Direito de Uso de Recursos Hídricos, utilizando formulário padrão para “Captação de água Superficial”;

b) Relatório Simplificado de Avaliação de Eficiência de Uso da Água – RAE, formulário padrão para “Irrigação”;

c) Anotação de Responsabilidade Técnica (ART) do responsável técnico pelo estudo relativo ao uso dos Recursos Hídricos pretendido;

d) Cronograma de implantação do empreendimento.

5.7.2. LICENCIAMENTO AMBIENTAL

O Ministério do Meio Ambiente - MMA através do Conselho Nacional do Meio Ambiente – CONAMA, pela Resolução nº 237 , de 19 de Dezembro de 1997 definiu o que o Licenciamento Ambiental é um procedimento administrativo pelo qual o órgão ambiental competente licencia a instalação, ampliação e a operação de empreendimentos e atividades que utilizam recursos ambientais , consideradas efetiva ou potencialmente poluidoras ou daquelas que, sob qualquer forma, possam causar degradação ambiental. São elas:

- rodovias, ferrovias, hidrovias, metropolitanos;
- barragens e diques;
- canais para drenagem;
- retificação de curso de água;
- abertura de barras, embocaduras e canais;
- transposição de bacias hidrográficas.

Através da Resolução Nº 279 de 27 de Junho de 2001 e da Medida Provisória nº 2.152-2 de 1º de junho de 2001, o Conselho Nacional do Meio Ambiente – CONAMA considerando a necessidade de estabelecer procedimento simplificado para o licenciamento ambiental dos empreendimentos com impacto ambiental de pequeno porte como é o caso do projeto de implantação do conjunto turbina bomba, instituiu o Relatório Ambiental Simplificado - RAS.

O Relatório Ambiental Simplificado - RAS apresenta o estudo dos aspectos ambientais relacionados à localização, instalação, operação e ampliação de uma atividade ou empreendimento. Contem informações relativas ao diagnóstico ambiental da região de inserção do empreendimento, sua caracterização, a identificação dos impactos ambientais e medidas compensatórias que minimizarão o impacto ambiental.

O Relatório Ambiental Simplificado – RAS é basicamente composto por:

a) Descrição do Projeto e suas alternativas tecnológicas e de localização;

b) Diagnóstico e Prognóstico Ambiental

Descrição dos prováveis impactos ambientais e sócio-econômicos da implantação e operação da atividade, considerando o projeto, suas alternativas, os horizontes de tempo de incidência dos impactos e indicando os métodos, técnicas e critérios para sua identificação, quantificação e interpretação;

Caracterização da qualidade ambiental futura da área de influência, considerando a interação dos diferentes fatores ambientais;

c) Medidas Mitigadoras e Compensatórias

Medidas mitigadoras e compensatórias, identificando os impactos que não possam ser evitados, recomendação quanto à alternativa mais favorável;

Programa de acompanhamento, monitoramento e controle.

6. METODOLOGIA

Este trabalho está fundamentado em estudo teórico, e foi devidamente comprovado por ensaios em laboratório.

A parte teórica determinou o campo de funcionamento do conjunto turbina tipo Michell Banki e bomba alternativa de três pistões, tendo como base à bibliografia existente sobre o assunto e estudos realizados pela empresa Betta Hidroturbinas.

A parte experimental constou de ensaio do conjunto turbina tipo Michell Banki modelo Betta 2020 e bomba alternativa de três pistões modelo Betta 80, para comprovar o campo teórico de funcionamento.

Os ensaios foram realizados nas dependências do Centro Tecnológico de Hidráulica FCTH / EPUSP.

6.1. DESCRIÇÃO DO BANCO DE ENSAIOS

O circuito hidráulico montado para a realização dos ensaios é apresentado na Figura 6.1 , e composto basicamente pelos seguintes equipamentos:

- Reservatório de água com grandes dimensões de modo a evitar turbulência na entrada da tubulação de adução para a turbina hidráulica;
- Tubulação de adução metálica do tipo com flanges, diâmetro nominal 250mm.
- Bomba de recalque com vazão e pressão suficiente para repor a água no reservatório, mantendo assim o circuito fechado.

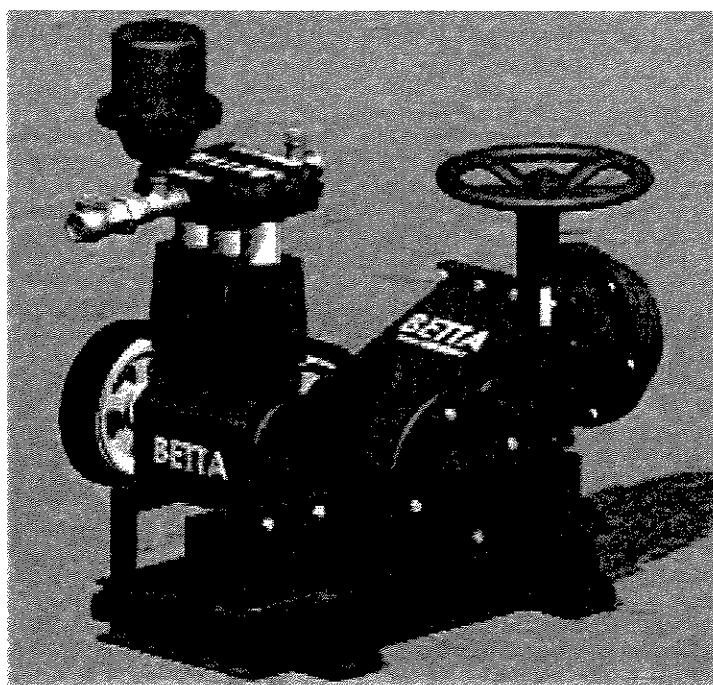


Figura 6.1 – Conjunto Turbina Bomba ensaiado.

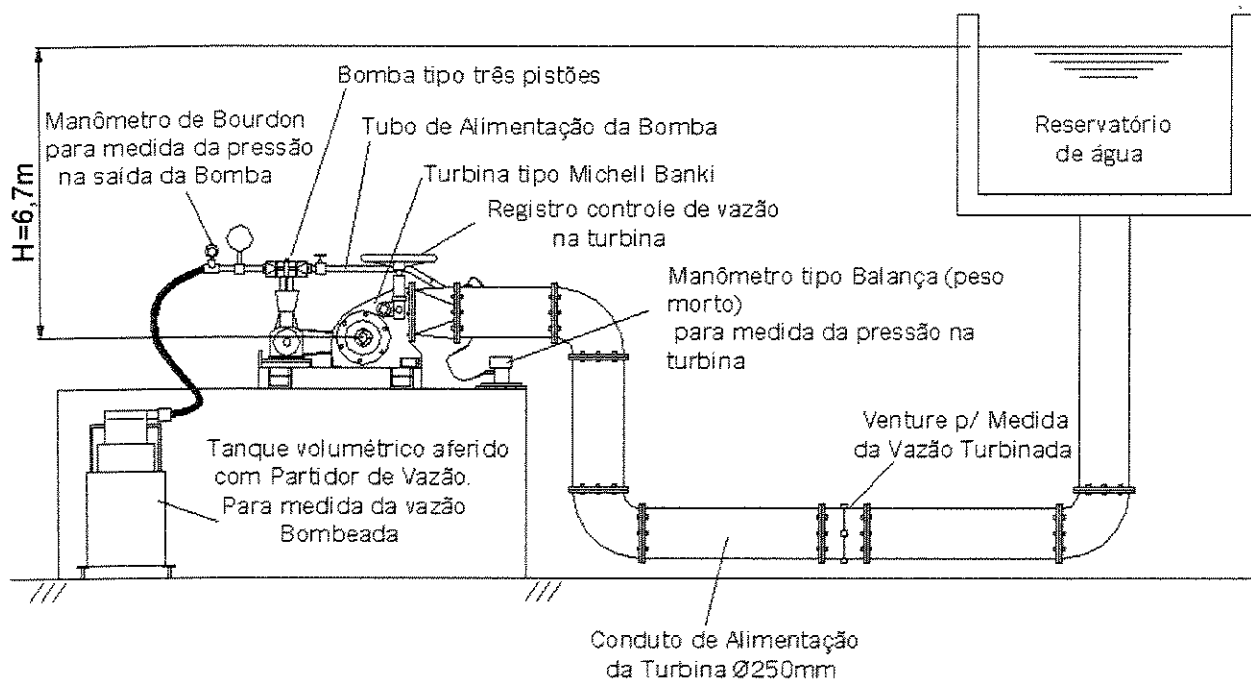


Figura 6.2 – Esquema do Banco de Ensaio

O conjunto turbina bomba foi instalado à jusante de uma tubulação retilínea com 36 metros de comprimento e diâmetro de 250 mm, mostrado na figura 6.2.

A água utilizada nos ensaios foi obtida de um reservatório de nível constante, situado a uma cota de 6,7 metros em relação ao eixo da turbina.

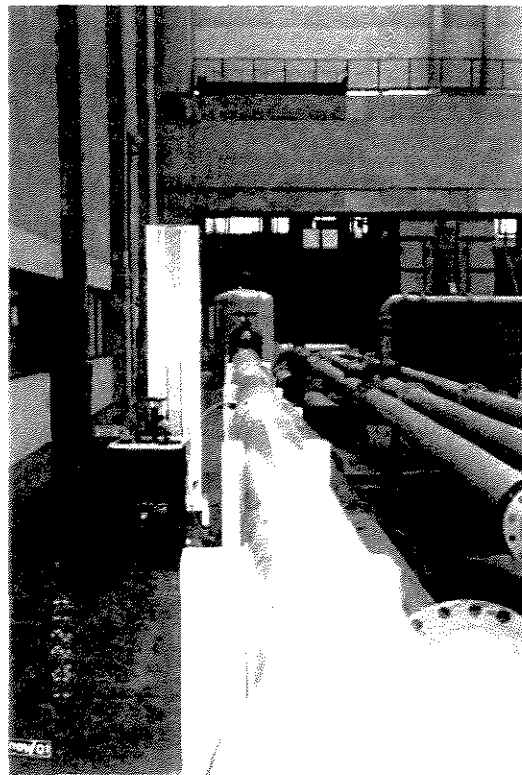


Figura 6.3 - Vista parcial do conduto de alimentação da turbina

Foi instalada uma válvula tipo borboleta à montante da turbina para o controle da vazão, juntamente com um medidor de vazão, tipo deprimogêneo, marca Solanil, previamente aferido.

6.2. EQUIPAMENTOS DE MEDIÇÃO

6.2.1. VAZÃO

A medição da vazão escoada pela turbina foi feita através de um medidor deprimogêneo tipo Venturi curto inserido, marca Solanil, previamente aferido e localizado a montante da tubulação de alimentação da turbina, figura 6.3.

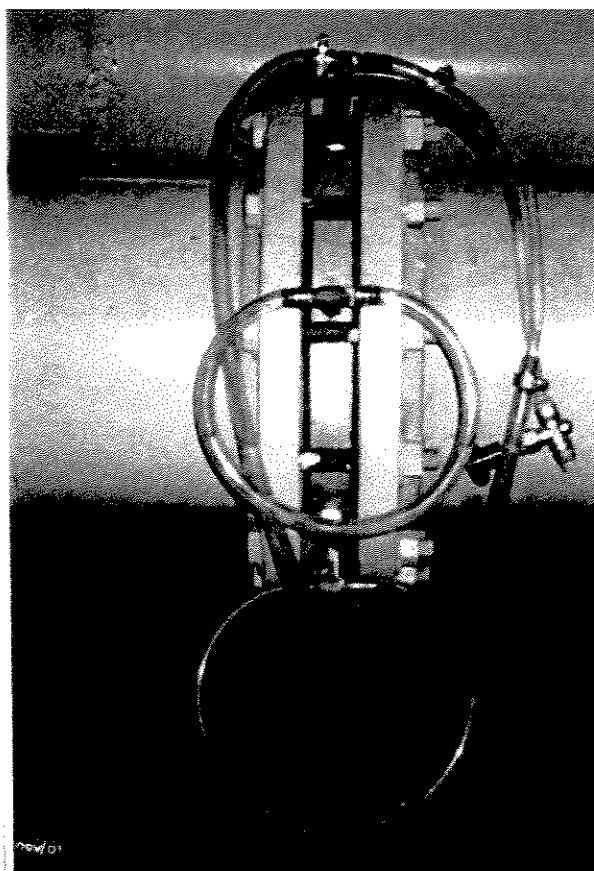


Figura 6.4 – Medidor de vazão deprimogêneo tipo Venturi

A vazão da bomba de pistão foi medida através de um reservatório volumétrico de 300 litros, previamente aferido, munido de partidor de vazão, e um cronômetro digital, com precisão de centésimo de segundos, figura 6.4.

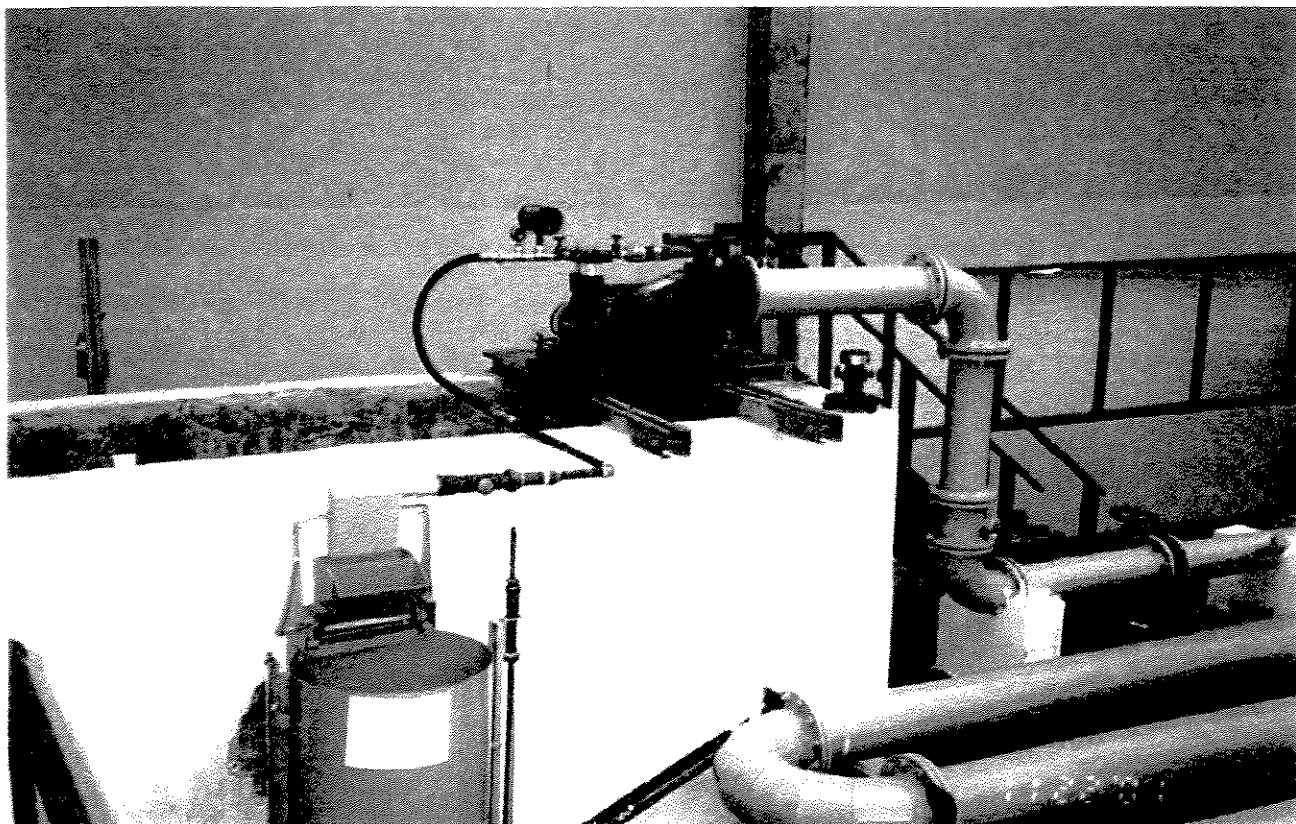


Figura 6.5 – Vista do partidor de vazão

6.2.2. PRESSÃO

O diferencial de pressão ocorrido no medidor de vazão da turbina foi medido através de um transdutor diferencial eletrônico, marca Engistrel Engematic, modelo 540-PD4BS12SVNCC, com escala de 0 a 1000 mmH₂O, figura 6.5.

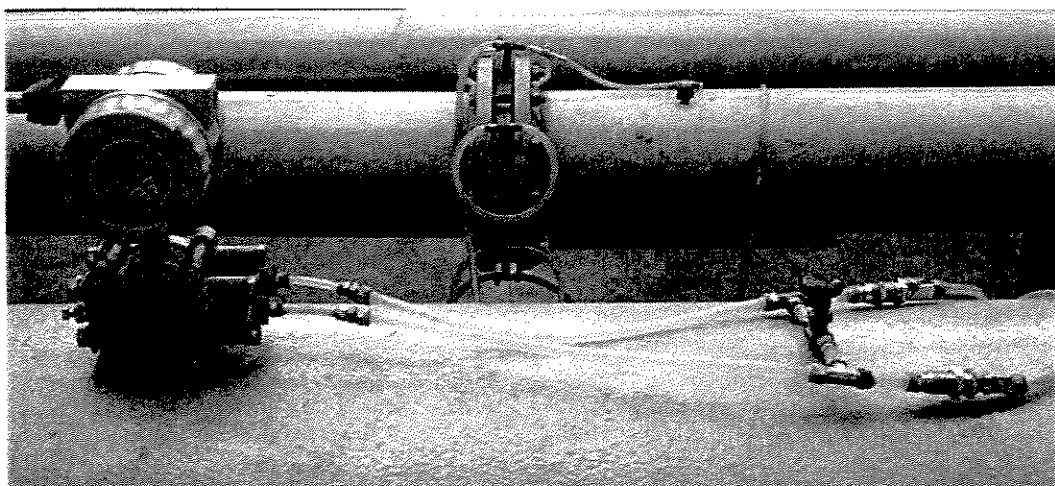


Figura 6.6 – Transdutor diferencial de pressão

A tensão no transdutor diferencial e foi medida por um voltímetro, uma tabela com os valores de tensão registrados , em função da vazão na turbina foi elaborada.

A pressão na entrada da turbina foi medida através de um manômetro “de peso morto”, marca Haeni, com massas variando de 500 gr a 30 kg, figura 6.6.

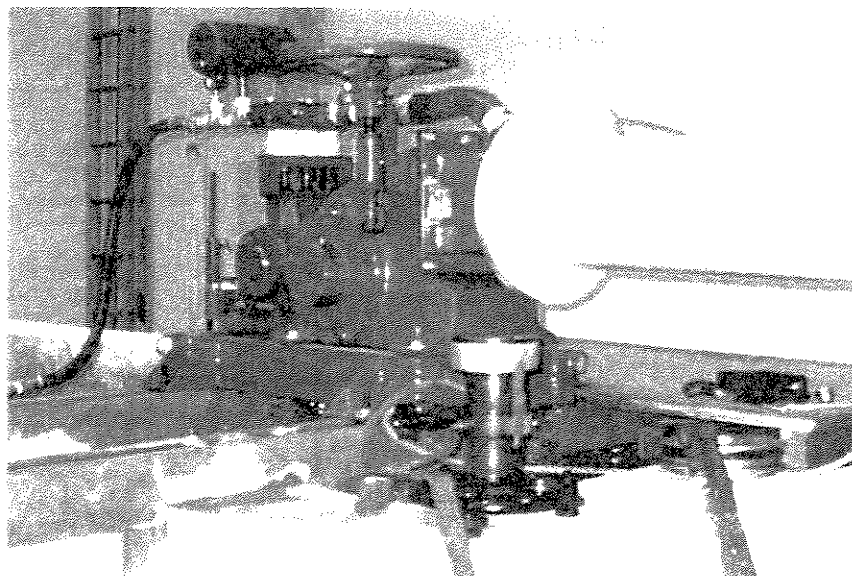


Figura 6.7 – Vista do manômetro “peso morto”

A pressão na saída da bomba foi medida com um manômetro tipo Bourdon com fundo de escala 40 kgf/cm², aferido com uma máquina hidropneumática e manômetro padrão, figura 6.7.

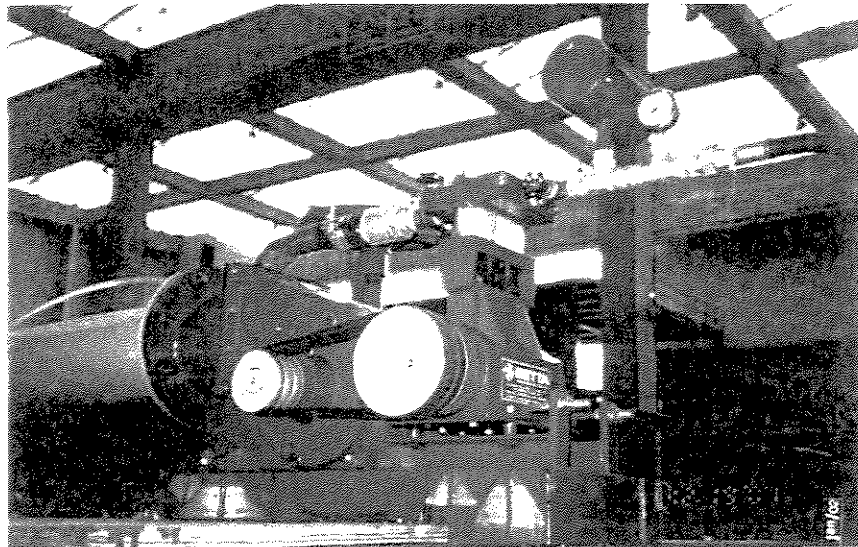


Figura 6.8 – Vista do manômetro tipo Bourdon

Para criar pressão no recalque da bomba foram projetados bicos injetores fabricados em aço inoxidável, com diâmetros calibrados de 2,5, 3,0 e 4,0 milímetros, figura 6.8.

O bico injetor foi montado no final de uma mangueira flexível de alta pressão, de diâmetro interno igual a 25 mm e comprimento de 1 m. A outra extremidade da mangueira foi acoplada à saída da bomba de pistões. Solução adotada para evitar interferência nas pressões medidas pelo manômetro de Bourdon, figura 6.4.

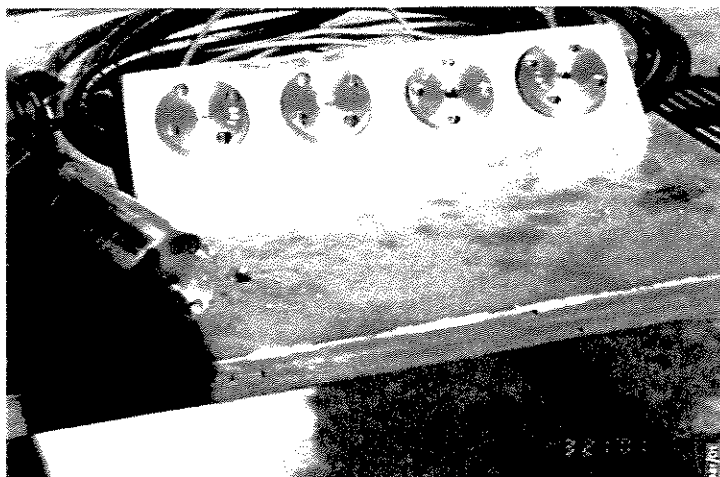


Figura 6.9 – Bicos injetores da bomba de pistão

6.2.3. ROTAÇÃO NO EIXO

Para medir a rotação no eixo da turbina e no eixo da bomba foi utilizado um tacômetro digital, marca Renogiro, resolução de 1rpm e precisão de 0,05%.

6.2.4. TEMPERATURA DA ÁGUA

Durante os ensaios a temperatura da água foi medida através de um termômetro marca FUESS, com escala centígrado e divisão de 0,2 segundos.

6.3. REALIZAÇÃO DOS ENSAIOS

Fixados uma abertura no distribuidor da turbina e um diâmetro do bico injetor da bomba de pistão, regulou-se a carga de pressão na entrada da turbina para os valores aproximados de: 6,0; 5,5; 5,0; 4,5; 4,0; 3,5 e 3,0 mH₂O, estabelecendo-se uma condição de ensaio.

Para cada condição de ensaio foram feitas as seguintes medições: vazão da turbina, rotação da turbina, pressão na saída da bomba pistão e rotação no eixo da bomba e vazão bombeada.

Para cada carga de pressão na entrada da turbina, foram realizados ensaios para 4 aberturas do distribuidor da turbina (100%, 80%, 65% e 50%) e 3 (três) diâmetros diferentes do bico injetor.

De acordo com a disposição construtiva do Banco de Ensaios, a carga hidráulica disponível da turbina foi determinada pela seguinte expressão:

$$H_t = \frac{p_e}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} - a \quad (6.1)$$

onde:

$\frac{p_e}{\gamma}$ leitura da carga de pressão na entrada da turbina lida através do manômetro de peso morto (mH₂O);

$\frac{V^2}{2g}$ carga dinâmica da turbina (m), onde $V = \frac{Q_{turbina}}{A_{tubo}}$;

$Q_{turbina}$ vazão medida no medidor deprimogêneo (m³/s);

A_{tubo} área medida na seção de entrada da turbina, onde $A_{tubo} = \frac{\pi D^2}{4}$ onde $D = 0,200m$;

a cota do manômetro de peso morto em relação ao centro do eixo da turbina (m).

A carga manométrica na saída da bomba foi determinada pela expressão:

$$H_B = \frac{p_B}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} \quad (6.2)$$

onde:

$\frac{p_B}{\gamma}$ carga de pressão na saída da bomba (mH₂O).

$\frac{V^2}{2g}$ carga dinâmica na saída da bomba (m)

A potência disponível da turbina, $P_{disp_{turbina}}$ e a potência hidráulica da bomba, Pot_{bomba} foram determinadas pelas seguintes expressões:

$$P_{disp_{turbina}} = \gamma \cdot H_t \cdot Q_{turbina} \quad (6.3)$$

$$Pot_{bomba} = \gamma \cdot H_B \cdot Q_B \quad (6.4)$$

onde:

γ peso específico da água (N/m³) (a temperatura de ensaio em °C);

H_t carga hidráulica disponível na turbina;

Q_t vazão na turbina;

H_B carga de pressão na saída da bomba de pistão;

Q_B vazão na bomba.

O rendimento do conjunto turbina bomba foi determinado através da seguinte expressão:

$$\eta_{conj} = \frac{Pot_{bomba}}{P_{disp_{turbina}} \cdot \eta_{transmissão}} \cdot 100 \quad (6.5)$$

onde:

$$\eta_{transmissão} = 0,96$$

Para a elaboração do gráfico do rendimento do conjunto turbina bomba em função da vazão para cargas hidráulicas constantes e de valores iguais a 3,0 – 3,5 – 4,0 – 4,5 – 5,0 – 5,5 e 6,0 mH₂O, determinou-se analiticamente através dos pontos experimentais as equações das vazões turbinadas em função das cargas hidráulicas das turbinas para as aberturas de 100 %, 80 %, 65 % e 50 % para cada Bico Injetor da Bomba.

6.4. ANÁLISE DAS INCERTEZAS

Todo resultado de uma medição é falseado pelas imperfeições do objeto medido, dos instrumentos de medição e dos métodos de medição utilizados, os quais são influenciados, pelo meio ambiente, pelo observador e ainda pelas modificações que quase todas essas fontes de erro sofrem com o tempo.

As influências devidas ao meio ambiente que tendem a falsear os resultados de uma medição são, por exemplo, a temperatura, pressão atmosférica, umidade, voltagens, freqüências e campos elétricos e magnéticos anormais.

As influências do observador que tendem a falsear o resultado de uma medição, derivam das características e da capacitação do mesmo (por exemplo, falta de atenção, habilidade, acuidade visual e “poder de estimativa”).

Ainda deve-se considerar que os resultados de uma medição podem ser falseados por erros cometidos pelo observador, pela escolha de processos ou métodos de avaliação inadequados, ou ainda pelas falhas na consideração das fontes de erro.

Os erros são classificados em duas categorias: sistemáticos e aleatórios.

Os erros sistemáticos são causados, em primeiro lugar, por imperfeições que afetam os instrumentos de medida, os métodos de medição e o objeto medido, e, em segundo lugar, por efeitos devidos ao meio ambiente e os relativos ao observador. Erros sistemáticos tem magnitude definida e influem na medida sempre num mesmo sentido e assim, podem ser eliminados aplicando-se correções quando puderem ser detectados.

Os erros aleatórios são devidos a causas fortuitas, acidentais e variáveis. Quando um mesmo observador repete uma medida da mesma grandeza sobre o mesmo objeto utilizando o mesmo instrumento de medida sob as mesmas condições, concluirá que há uma discrepância entre os valores individuais medidos. Erros aleatórios variam não uniformemente em magnitude e sinal. Não podem ser determinados individualmente e sua ocorrência torna o resultado incerto. Reunidos, entretanto, poderão ser avaliados e caracterizados pela média e desvio padrão, e isto poderá ser feito de maneira cada vez mais segura quanto for o número de medidas realizadas.

Quando o resultado de uma medição é dado em função de uma ou mais grandezas, o erro no resultado deve ser determinado através das regras de propagação de erros. Assim, sendo y uma grandeza tal que:

$$y = F(x_1, x_2, \dots, x_j, \dots, x_n) \quad (6.6)$$

O erro no resultado de y é dado por:

$$\Delta y = \pm \sqrt{\sum_{j=1}^n \left[\frac{\partial y}{\partial x_j} \cdot \Delta x_j \right]^2}$$

$$\Delta y = \pm \sqrt{\left[\frac{\partial y}{\partial x_1} \cdot \Delta x_1 \right]^2 + \left[\frac{\partial y}{\partial x_2} \cdot \Delta x_2 \right]^2 + \dots + \left[\frac{\partial y}{\partial x_j} \cdot \Delta x_j \right]^2 + \dots + \left[\frac{\partial y}{\partial x_n} \cdot \Delta x_n \right]^2} \quad (6.7)$$

Aplicando-se em alguns casos simples tem-se:

- Soma ou diferença

$$y = x_1 \pm x_2 \quad (6.8)$$

$$\Delta y = \pm \sqrt{(\Delta x_1)^2 + (\Delta x_2)^2} \quad (6.9)$$

- Produto

$$y = x_1 \cdot x_2 \quad (6.10)$$

$$\Delta y = \pm \sqrt{(x_2 \cdot \Delta x_1)^2 + (x_1 \cdot \Delta x_2)^2} \quad (6.11)$$

$$fy = \frac{\Delta y}{y} = \pm \sqrt{(fx_1)^2 + (fx_2)^2} \quad (6.12)$$

- Quociente

$$y = \frac{x_1}{x_2} \quad (6.13)$$

$$\Delta y = \pm \sqrt{\left(\frac{1}{x_2} \cdot \Delta x_1\right)^2 + \left(-\frac{x_1}{x_2^2} \cdot \Delta x_2\right)^2} \quad (6.14)$$

$$fy = \frac{\Delta y}{y} = \pm \sqrt{(fx_1)^2 + (fx_2)^2} \quad (6.15)$$

- Potência constante

$$y = x_1^a \quad (6.16)$$

$$\Delta y = \pm \sqrt{(ax_1^{a-1} \cdot \Delta x_1)^2} \quad (6.17)$$

$$fy = \pm \sqrt{(afx_1)^2} = \pm afx_1 \quad (6.18)$$

Para a determinação da incerteza no cálculo do rendimento do conjunto turbina bomba , Equação 6.5, foram admitidas as seguintes incertezas parciais:

- Tempo $\Delta t_c = 0,2s$;
- Volume do reservatório volumétrico $\Delta \nabla = 0,08litros$;
- Vazão da turbina $\frac{\Delta Q}{Q} = 0,8\%$;
- Pressão na saída da bomba $\frac{\Delta p_B}{\gamma} = 10mH_2O$;
- Pressão na entrada da bomba $\frac{\Delta p_e}{\gamma} = 0,1mH_2O$.

7. RESULTADOS DOS ENSAIOS

A partir dos dados obtidos foram construídos gráficos, para cada condição de ensaio (abertura do distribuidor da turbina e diâmetro do bico injetor da bomba):

- Rendimento do conjunto turbina bomba em função da Rotação no eixo da turbina, figura 7.1;
- Rendimento do conjunto turbina-bomba em função da vazão turbinada para cargas hidráulicas na turbina de: 3,0 - 3,5 - 4,0 - 4,5 - 5,0 - 5,5 e 6,0 mH₂O, figura 7.2, figura 7.3 e figura 7.4;
- Vazão bombeada em função da rotação na bomba, figura 7.5;
- Rotação na bomba em função da rotação na turbina, figura 7.6;
- Rendimento do conjunto turbina-bomba em função da pressão na saída da bomba, figura 7.7, figura 7.8 e figura 7.9;
- Carga hidráulica da turbina em função da vazão turbinada, figura 7.10;
- Rotação na turbina em função da vazão turbinada, figura 7.11;
- Gráfico da incerteza relativa do rendimento do conjunto turbina bomba, figura 7.12.

7.1. RELAÇÃO ENTRE A ROTAÇÃO DA TURBINA E O RENDIMENTO DO CONJUNTO TURBINA BOMBA

A figura 7.1 mostra a variação do rendimento do conjunto turbina bomba em função da rotação da turbina, para diferentes cargas de pressão na entrada da turbina e diferentes pressões de saída da bomba.

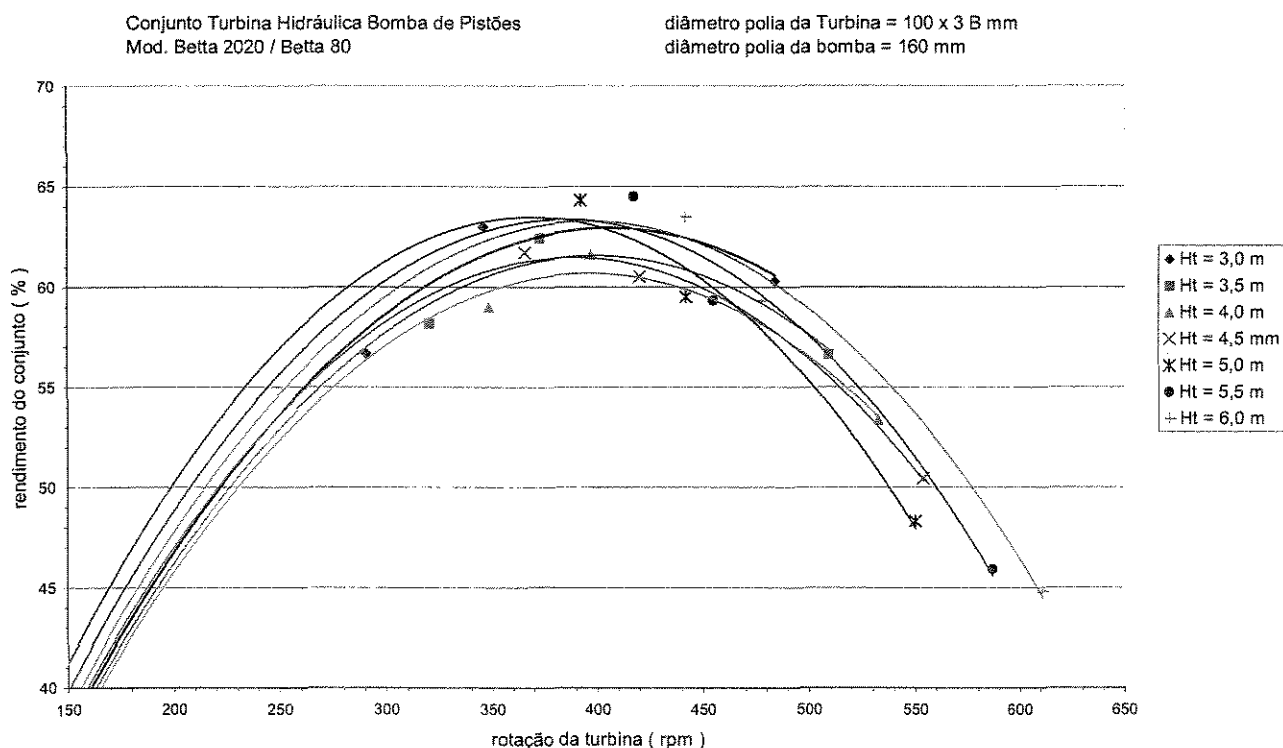


Figura 7.1 – Rendimentos máximos do conjunto Turbina-bomba x rotação da turbina para bico injetor 2,5 – 3,0 e 4,0 mm

A ampla faixa de rotações para as quais a turbina apresentou bons rendimentos, mostrado na figura 7.1, comprova a principal qualidade da turbina tipo Banki que é permitir trabalhar com grande variação de quedas sem prejudicar seu rendimento.

Para cada carga pressão ensaiada foi selecionado entre os resultados dos ensaios o valor de máximo rendimento do conjunto turbina bomba, bem como sua rotação correspondente. Foi constatado que uma constante λ_1 de proporcionalidade entre a carga de pressão na entrada da turbina e sua rotação ótima é mantida para as cargas 3,0 m , 3,5 m e 4,0 m, e que uma nova constante λ_2 é estabelecida para as cargas 4,5 m, 5,0 m, 5,5 m e 6,0 m. Na tabela abaixo são apresentados os valores da rotação ótima para cada uma das cargas de pressão ensaiada, o máximo rendimento do conjunto medido nesta rotação, e os valores das constantes de proporcionalidade λ_1 e λ_2 .

Tabela 7.1 – Rotação ótima em função da carga de pressão ensaiada

CARGA DE PRESSÃO NA ENTRADA DA TURBINA (m)	ROTAÇÃO ÓTIMA (rpm)	RENDIMENTO MÁXIMO DO CONJUNTO (%)	CONSTANTE λ DE PROPORCIONALIDADE $(\frac{\text{rpm} \times \text{m}}{\sqrt{\text{m}}})$
3,0	345	62,0	$\lambda_1 = 39,84$
3,5	372	62,4	$\lambda_1 = 39,76$
4,0	396	61,6	$\lambda_1 = 39,60$
4,5	365	61,7	$\lambda_2 = 34,41$
5,0	391	62,3	$\lambda_2 = 34,97$
5,5	417	62,5	$\lambda_2 = 35,56$
6,0	441	61,5	$\lambda_2 = 36,00$

A título de comparação com os valores encontrados nos ensaios, foi calculada a rotação ótima da turbina para cada uma das cargas de pressão ensaiadas, utilizando a equação teórica $n = \frac{\lambda \cdot H^{1/2}}{D}$, proposta pelo manual da OLADE, citada no Capítulo 5.2.8, adotando para a constante de velocidades λ os valores extremos 38 e 42 $\frac{\text{rpm} \times \text{m}}{\sqrt{\text{m}}}$, os resultados são apresentados na tabela abaixo:

Tabela 7.2 – Comparação entre a rotação ótima verificada nos ensaios e as rotações teóricas adotando as constantes de proporcionalidades recomendadas pela OLADE

CARGA DE PRESSÃO NA ENTRADA DA TURBINA (m)	ROTAÇÃO NOMINAL DA TURBINA (rpm) COM $\lambda = 38 \frac{\text{rpm} \times \text{m}}{\sqrt{\text{m}}}$	ROTAÇÃO NOMINAL DA TURBINA (rpm) COM $\lambda = 42 \frac{\text{rpm} \times \text{m}}{\sqrt{\text{m}}}$	ROTAÇÃO ÓTIMA (rpm) VERIFICADA NOS ENSAIOS
3,0	329	364	345
3,5	355	393	372
4,0	380	420	396
4,5	403	445	365
5,0	425	469	391
5,5	445	492	417
6,0	465	514	441

A tabela acima mostra que a rotação ótima para a turbina não segue constantes rigidamente fixadas como adotado pela Olade.

Parâmetros como a carga de pressão na entrada da turbina, o número de pás no rotor e o ângulo de ataque α podem influenciar na constante de velocidade, fato que merece minucioso estudo, complementado por ensaios em laboratório, tais como os já realizados pelos Professores Shahram Khosrowpanah e Fiuzat, publicados no "Journal of Hydraulic Engineering" de Março de 1988.

7.2. RELAÇÃO ENTRE A VAZÃO TURBINADA E O RENDIMENTO DO CONJUNTO TURBINA BOMBA.

O rendimento do conjunto turbina bomba modifica em função da vazão turbinada, da carga hidráulica na entrada da turbina e da pressão de saída da bomba, figura 7.2, figura 7.3 e figura 7.4.

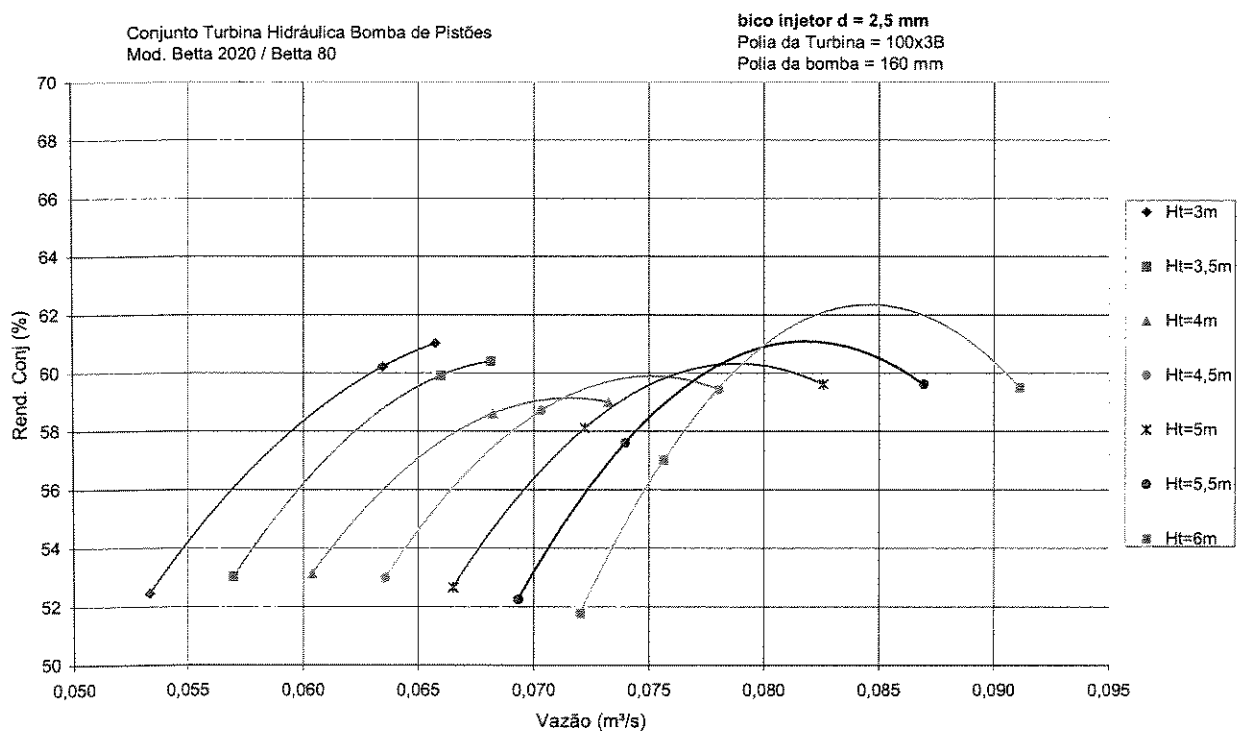


Figura 7.2 – Rendimento do conjunto Turbina-bomba x vazão turbinada para aberturas do distribuidor de 100, 80 e 65 %

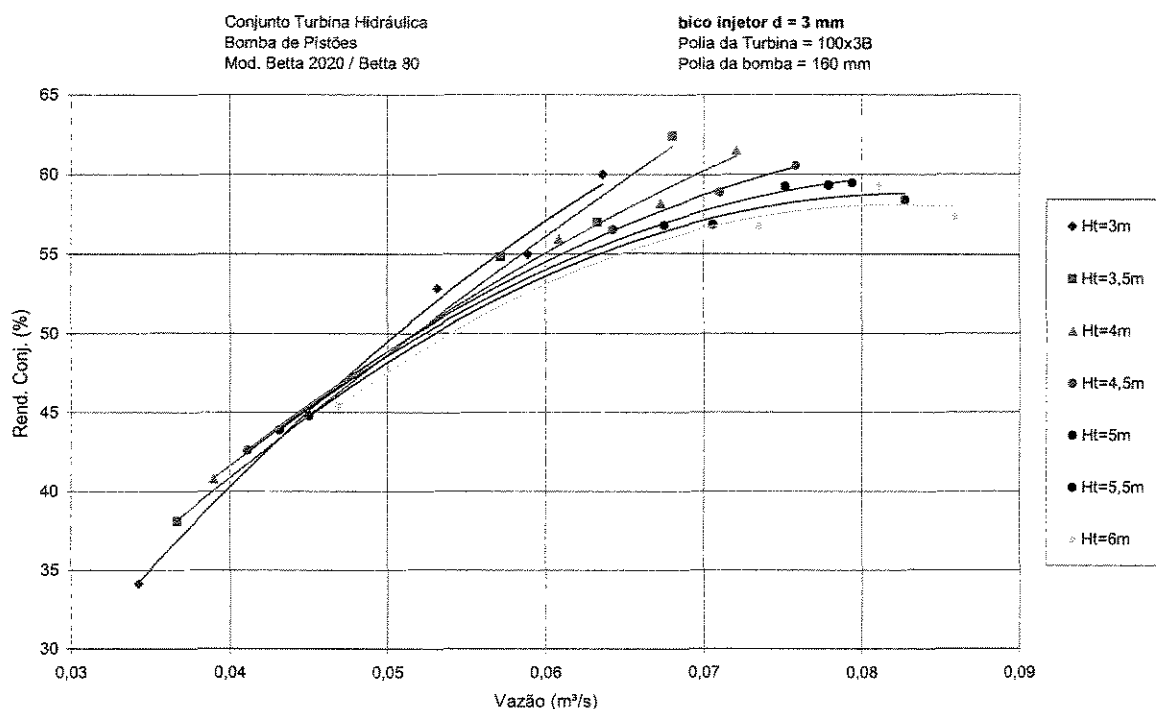


Figura 7.3 – Rendimento do conjunto Turbina-bomba x vazão turbinada para aberturas do distribuidor de 100, 80, 65 e 50%

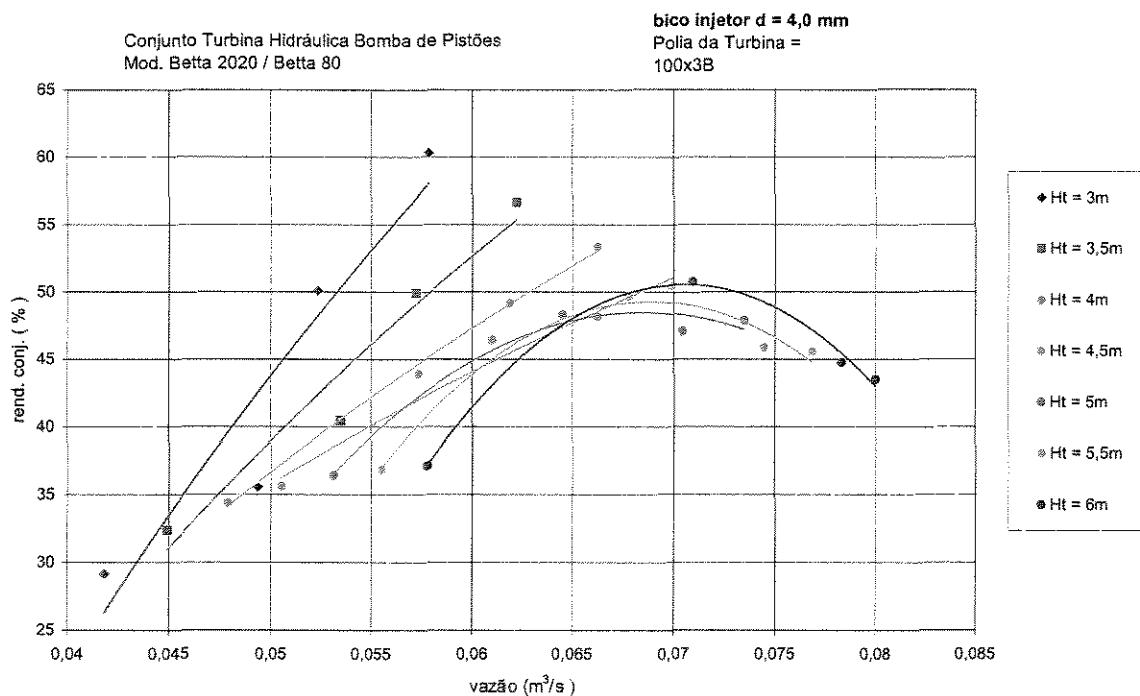


Figura 7.4 – Rendimento do conjunto Turbina-bomba x vazão turbinada para aberturas do distribuidor de 100, 80, 65 e 50%

Tabela 7.3 – Rendimento máximo do conjunto turbina bomba em função da carga hidráulica na turbina, pressão na saída da bomba e vazão turbinada

CARGA HIDRÁULICA NA TURBINA (m)	BICO INJETOR UTILIZADO (mm)	VAZÃO NA TURBINA (l/s)	% DA VAZÃO MÁXIMA (%)	RENDIMENTO MÁXIMO DO CONJUNTO (%)
3,0	2,5	66	100	61,0
3,5	2,5	68	100	60,5
4,0	2,5	72	97	59,0
4,5	2,5	75	96	59,9
5,0	2,5	79	95	60,5
5,5	2,5	83	95	61,0
6,0	2,5	84	91	62,5
3,0	3,0	63	100	60,0
3,5	3,0	68	100	62,0
4,0	3,0	72	100	61,0
4,5	3,0	75	100	60,5
5,0	3,0	79	100	59,0
5,5	3,0	84	100	58,0
6,0	3,0	83	97	57,5
3,0	4,0	57	100	58,0
3,5	4,0	63	100	55,2
4,0	4,0	66	100	53,5
5,0	4,0	67	84	47,4
5,5	4,0	69	86	48,3
6,0	4,0	72	90	50,8

A tabela anterior, mostra a relação que envolve a carga hidráulica na entrada da turbina, a pressão na saída da bomba referenciada pelo bico injetor utilizado e a vazão turbinada, todas medidas no ponto de melhor rendimento do conjunto turbina bomba.

Na prática o ponto de melhor rendimento do conjunto é conseguido partindo da abertura máxima do perfil regulador de vazão da turbina, após o que se fecha lentamente até observar um aumento na rotação do conjunto.

7.3. RELAÇÃO ENTRE A VAZÃO BOMBEADA E A ROTAÇÃO NO EIXO DA BOMBA

A figura 7.5, mostra a vazão da bomba em função da rotação na bomba, nos pontos com melhor rendimento do conjunto, e nas alturas de queda 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5 e 6,0.

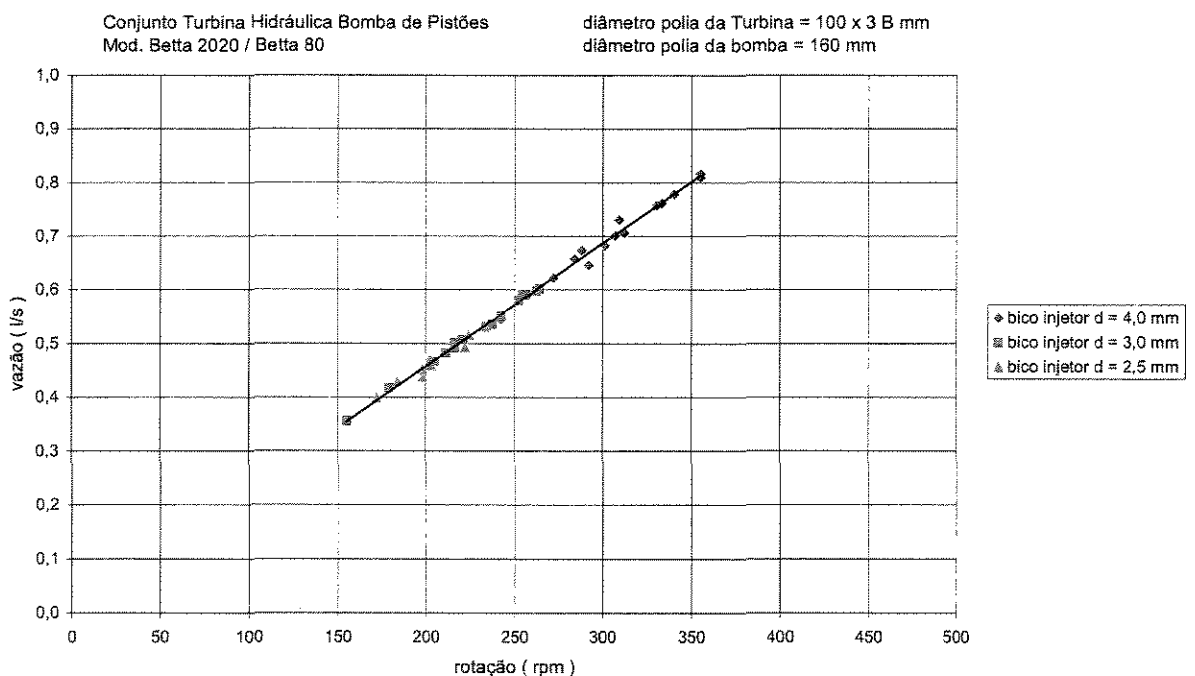


Figura 7.5 – Vazão bombeada x rotação na bomba

A vazão bombeada varia linearmente com a rotação na bomba, indicando que a potência de atrito na bomba independe da rotação.

A relação vazão bombeada em função da rotação na bomba, é representada pela equação abaixo:

$$Q = n \cdot \frac{1}{436} \quad (7.1)$$

onde:

Q Vazão bombeada em l/s;

n Rotação no eixo da bomba em rpm.

7.4. RELAÇÃO ENTRE A ROTAÇÃO NO EIXO DA BOMBA E A ROTAÇÃO NO EIXO DA TURBINA

A transmissão de força e rotação entre a turbina hidráulica e a bomba de recalque é feita através polias e correias. O tipo e o número de correias a ser adotado é função da potência a ser transmitida. Os diâmetros das polias definidos pela relação de transmissão.

Pela relação de transmissão necessária e o tipo da correia adotado, determina-se os diâmetros primitivos de cada polia, utilizando tabela fornecida pelo fabricante das correias. Para o conjunto ensaiado, utilizou-se na polia montada no eixo da turbina o diâmetro externo de 100 mm e três canais do tipo B e na polia montada no eixo da bomba o diâmetro externo de 160 mm.

Pelo catálogo do fabricante das correias, chega-se ao diâmetro primitivo da polia do eixo da turbina em 90,5 mm e para a polia no eixo da bomba em 150,5 mm, o que corresponde à relação de transmissão igual a 1 : 1,663.

Analisando os resultados dos ensaios apresentado na figura 7.6 encontra-se uma relação de transmissão igual a 1 : 1,63. A diferença de 2% a menor do valor teórico, evidencia a perda por escorregamento nas transmissões por polias e correias.

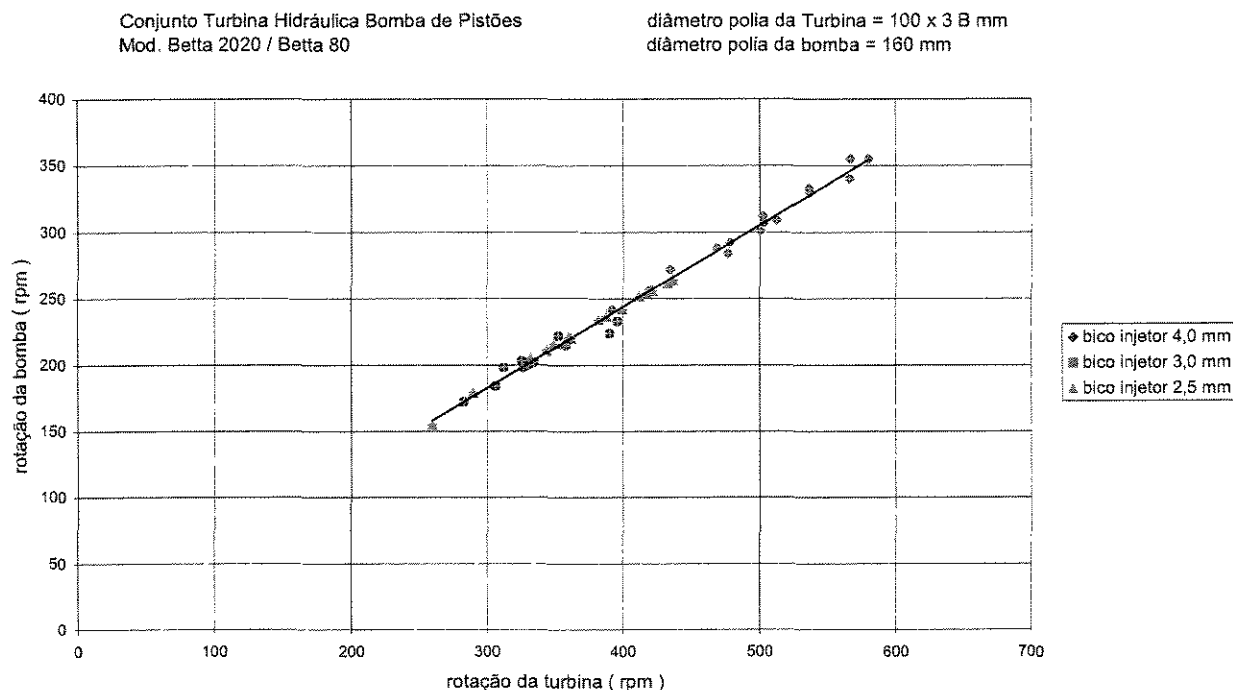


Figura 7.6 – Rotação da bomba x rotação da turbina

7.5. RELAÇÃO ENTRE A PRESSÃO NA SAÍDA DA BOMBA E O RENDIMENTO DO CONJUNTO TURBINA BOMBA

A tabela abaixo construída com base nos gráficos das figuras 7.7 a 7.9, relaciona o máximo rendimento do conjunto turbina bomba com a máxima pressão na saída da bomba, para diferentes cargas hidráulicas.

Tabela 7.4 – Rendimento do conjunto turbo bomba em relação a carga hidráulica na turbina e pressão na saída da bomba

CARGA HIDRÁULICA ENTRADA TURBINA (m)	PRESSÃO NA SAÍDA DA BOMBA (mH₂O)	RENDIMENTO CONJUNTO TURBINA BOMBA (%)
3,0	149	60,5
3,5	160	58,0
4,0	180	54,0
3,0	230	62,5
3,0	250	58,0
3,5	270	62,0
3,5	290	59,0
4,0	320	61,0
4,5	325	60,5
4,0	330	59,0
4,5	360	60,5
5,5	380	59,5
6,0	410	59,0
5,0	420	61,0
5,5	450	62,0
6,0	490	63,0

Conclui-se que não existe qualquer lei de proporcionalidade entre o rendimento do conjunto turbina bomba e a pressão de saída na bomba.

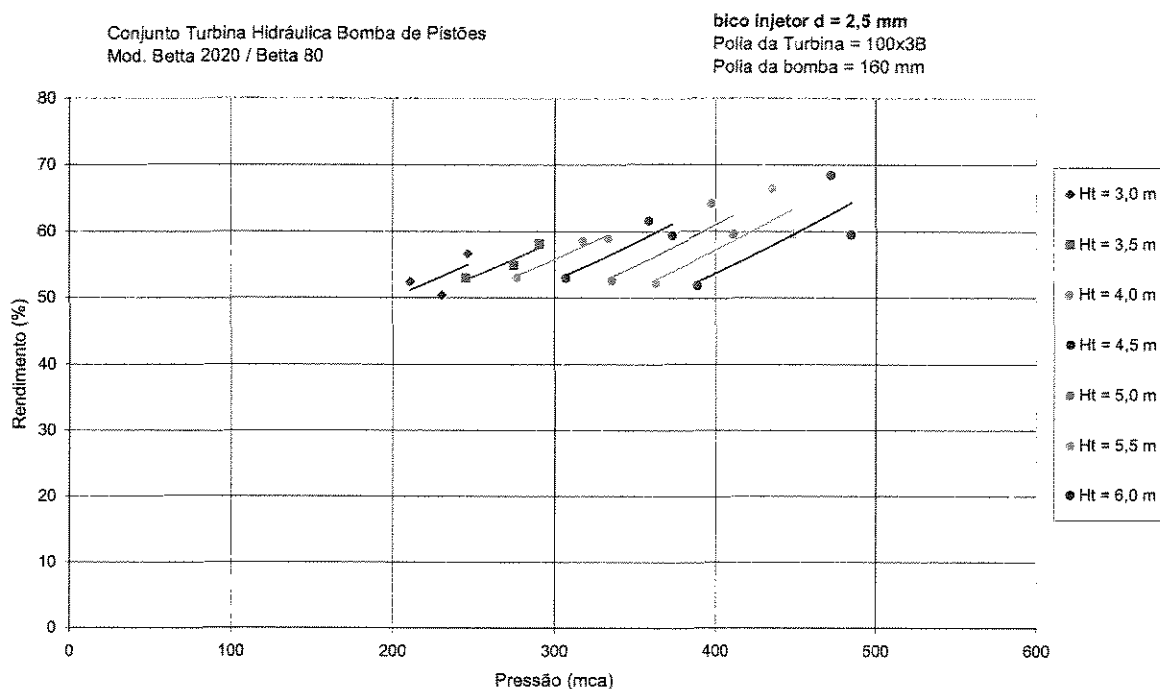


Figura 7.7 – Rendimento do conjunto Turbina-bomba x pressão de saída da bomba para aberturas do distribuidor de 100, 80 e 65 %

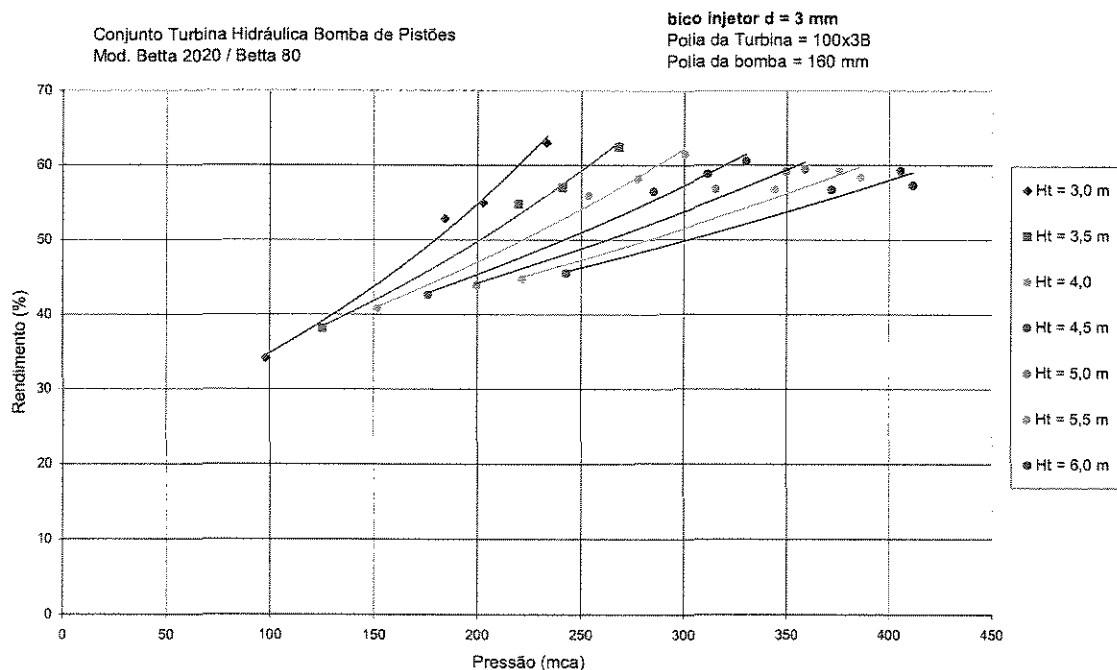


Figura 7.8 – Rendimento do conjunto Turbina-bomba x pressão de saída da bomba para aberturas do distribuidor de 100, 80, 65 e 50 %

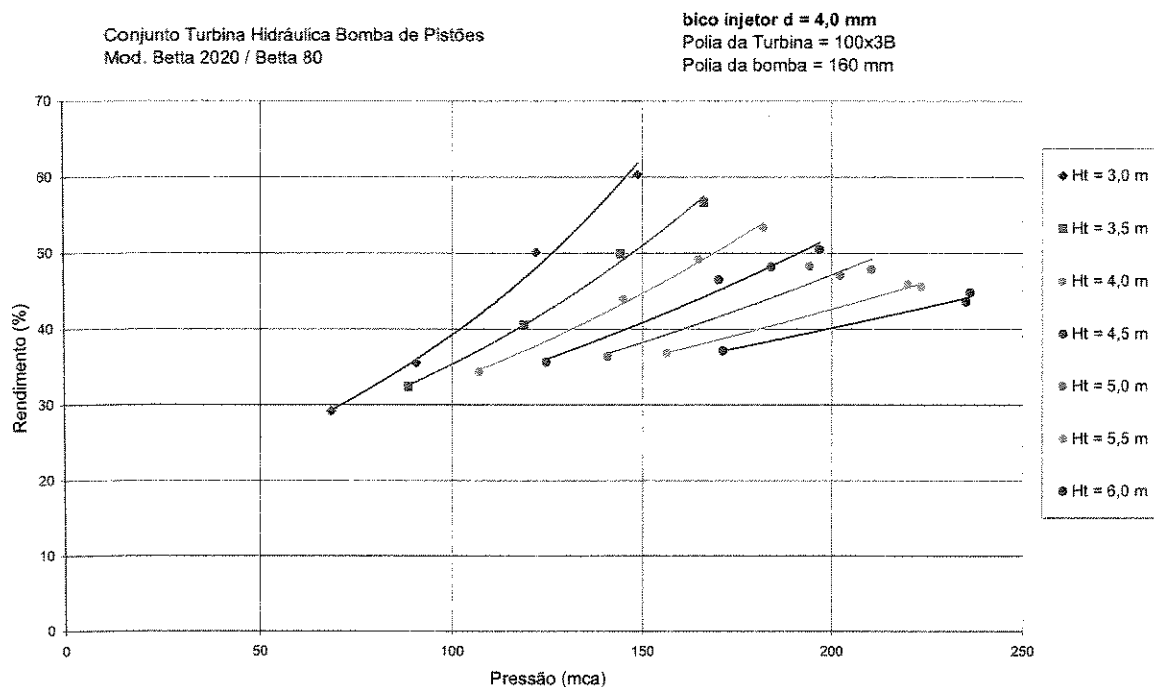


Figura 7.9 - Rendimento do conjunto Turbina-bomba x pressão de saída da bomba para aberturas do distribuidor de 100, 80, 65 e 50 %

7.6. RELAÇÃO ENTRE A CARGA HIDRÁULICA NA TURBINA E A VAZÃO TURBINADA

Conforme mostrado no gráfico da figura 7.10, a relação entre a vazão na turbina e a carga hidráulica, é quase linear.

Para cada uma das aberturas do distribuidor da turbina e para cada bico injetor ensaiado a carga hidráulica se relaciona com a vazão turbinada através de uma constante de proporcionalidade.

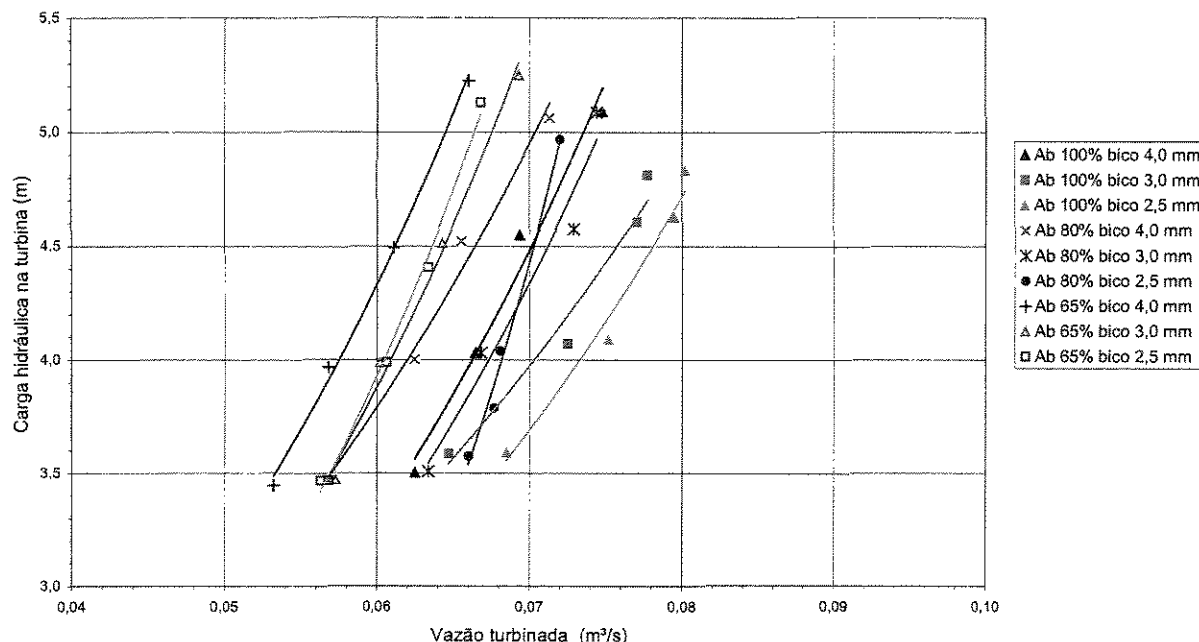


Figura 7.10 – Carga hidráulica na turbina x Vazão turbinada para aberturas do distribuidor de 100, 80 e 65%. Bicos de 2,5, 3,0 e 4,0 mm

7.7. RELAÇÃO ENTRE A VAZÃO TURBINADA E A ROTAÇÃO DA TURBINA

De acordo com o gráfico da figura 7.11, a vazão turbinada aumenta linearmente com a rotação da turbina.

As três retas situadas na parte superiores do gráfico separadas das demais, pertencem aos ensaios utilizando bico injetor com diâmetro de 4mm. Esta descontinuidade se deve a maior diferença entre o bico injetor com diâmetro de 4mm e o seguinte com diâmetro de 3mm, não observada nos bicos com diâmetros 2,5 mm e 3,0 mm, dado ao menor degrau entre eles.

Conjunto Turbina Hidráulica Bomba de Pistões
Mod. Betta 2020 / Betta 80

diâmetro polia da Turbina = 100 x 3 B mm
diâmetro polia da bomba = 160 mm

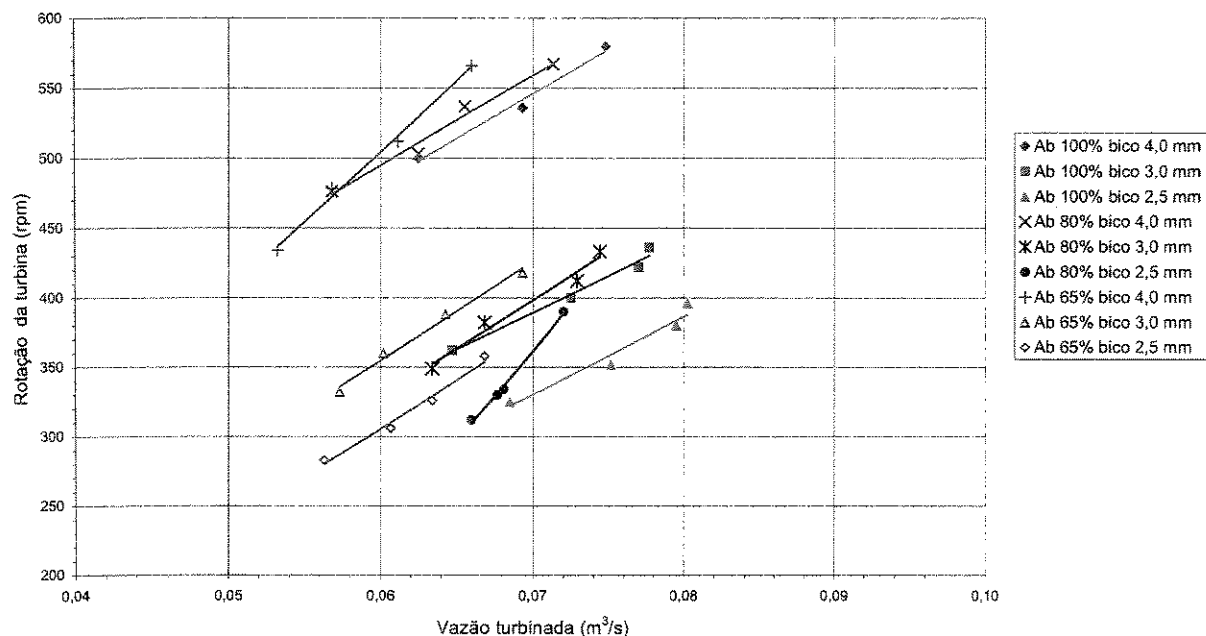


Figura 7.11 – Rotação da turbina x vazão turbinada para aberturas do distribuidor de 100, 80 e 65 %. Bicos de 2,5-3,0 e 4,0 mm

7.8. INCERTEZA RELATIVA DO RENDIMENTO DO CONJUNTO TURBINA BOMBA

Através das equações 6.7 a 6.18, calculou-se as incertezas relativas do rendimento do conjunto turbina bomba, representadas no gráfico da figura 7.12.

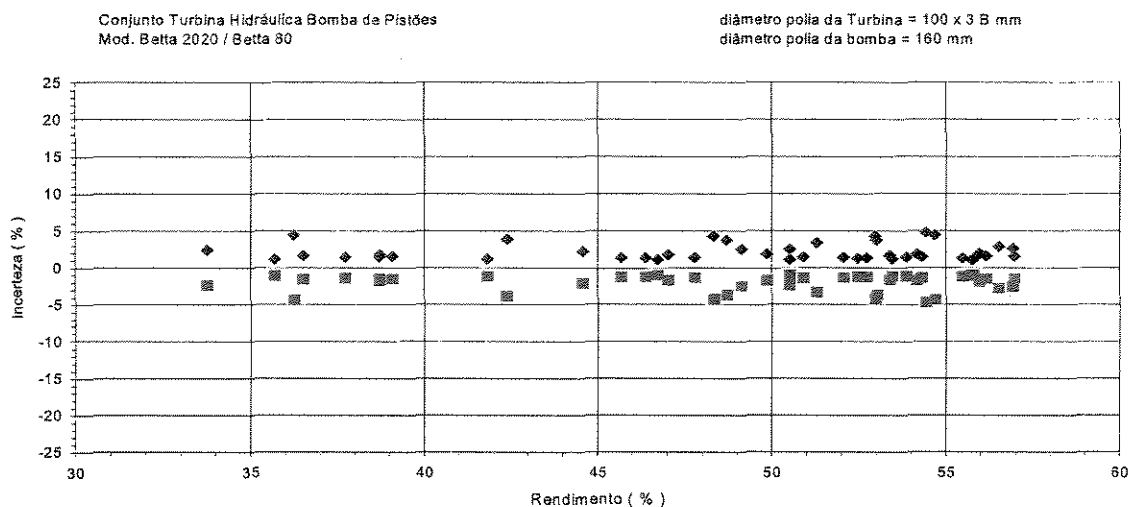


Figura 7.12 – Incerteza do rendimento do conjunto turbina bomba

Através das incertezas no rendimento máximo do conjunto turbina bomba, podemos afirmar que o resultado obtido para esse conjunto modelo Beta 2020/Betta 80 é da ordem de 62,5 % + 4,7 % (carga hidráulica de 6,0 m e vazão na turbina de 84 l/s).

8. CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES

Hoje, os projetos agrícolas em sua maioria são dependentes do bombeamento de água, utilizando para isso conjuntos moto bomba. Um grande número destes projetos depois de implantado é interrompido, por serem economicamente inviáveis, devido ao alto preço pago pela energia elétrica.

A utilização em projetos de bombeamento do conjunto turbina do tipo Michell Banki e bomba alternativa com múltiplos pistões, ainda que recente já ocupa considerável espaço nos pequenos e médios projetos de irrigação e bombeamento para reservatórios.

Sua escolha se dá pelo elevado rendimento do conjunto, em média 62%, conforme mostrado no capítulo 7 desta dissertação, maior flexibilidade e confiabilidade operacional.

Embora o custo de implantação do conjunto turbina bomba seja superior ao da moto bomba, o fato de não consumir energia elétrica permite rápida amortização do capital investido, em média 15 meses, mostrado no item 4.4 desta dissertação.

O elevado rendimento do conjunto, permite com reduzida carga hidráulica na turbina em média 3 metros, e pequena vazão disponível em média 60 l/s, bombear vazão da ordem de 5.000 l/h, com pressão na saída da bomba de 100 m.c.a., características que atendem perfeitamente projetos de irrigação de pequeno e médio porte, e bombeamento para reservatórios, conforme mostrado no item 4.3 desta dissertação.

Cargas hidráulicas de 3m e vazões 60 l/s são comuns à maioria dos aproveitamentos hidráulicos espalhados pelo Brasil, citado no item 5.1 desta dissertação, permitindo a este conjunto ser implantado em uma grande parcela das propriedades rurais brasileiras, fato que credita ao país significativa parcela da energia elétrica hoje gasta com o bombeamento de água na agricultura.

As bombas alternativas de múltiplos pistões têm como princípio de funcionamento o deslocamento longitudinalmente do “reparo” dentro da camisa, valendo-se apenas da água como lubrificante, o que provoca considerável desgaste, exigindo paradas periódicas para troca-lo, citado no item 4.3 desta dissertação. A utilização de materiais que apresentam reduzido coeficiente de atrito, tem atenuado este desgaste, porém, sua vida útil não ultrapassa doze meses.

Tendo em conta os resultados obtidos nos trabalhos expostos na dissertação de mestrado relativos aos ensaios com bombas centrífugas (Puell F. – 1999) e nos resultados expostos nesta dissertação relativos ao conjunto utilizando bomba alternativa de múltiplos pistões, ambas orientadas segundo a mesma linha de pesquisa, conclui-se que a bomba alternativa de múltiplos pistões mesmo com as limitações citada no parágrafo anterior, é atualmente a mais indicada para juntamente com a turbina tipo Michell Banki compor o conjunto turbina bomba.

A partir de pesquisas bibliográficas chega-se à conclusão que no atual contexto mundial de geração de energia que virá modificar a matriz energética, os mini e micros aproveitamentos hidráulicos no Brasil, principalmente no que diz respeito ao bombeamento de água para irrigação terão importância na viabilização econômica da geração por biomassa.

O desenvolvimento do projeto de uma bomba do tipo centrífuga que trabalhando nas mesmas condições de vazão e pressão da bomba alternativa de múltiplos pistões, apresente rendimento igual ou superior, permitirá reduzir os custos com manutenções e eliminará as constantes interrupções no processo de bombeamento.

Dada a importância futura do conjunto turbina bomba é necessário prosseguir o trabalho do seu aprimoramento de forma a poder utilizar com vantagem o conjunto turbina tipo Michell Banki e bomba centrífuga.

Caberá a algum fabricante de bombas se interessar pelo assunto, ou desenvolvê-lo dentro da própria UNICAMP com recursos governamentais destinados a pesquisas.

O grande mercado existente para o conjunto turbina bomba indica que qualquer investimento neste setor é certo e com retorno garantido em curto prazo.

Com relação à linha de pesquisas da Unicamp, verificou-se que os futuros trabalhos poderão ser divididos em dois setores, um pertinente a laboratório de máquinas hidráulicas e outro associado à engenharia agrônoma para comparar resultados entre culturas irrigadas e não irrigadas.

9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas – NB580 – **Recepção em Modelos de Turbinas Hidráulicas**, 1978.

ARNDT, E. A. R., FARELL, 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.

ASSY, T. M. **Mecânica dos Fluidos.**, Volume II. (partes 2e3), Edição Preliminar, 1975.

BAZO C. A. H., **“Manual de Diseño, Estandarización y fabricación de Equipos para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas”**, OLADE, Quito, Ecuador, (1983).

BAZO C. A. H., **“Diseño y Estandarización de Turbinas Michell-Banki”**, in Boletín Energético OLADE, n 16,p. 31-39, (1980).

- BETTA HIDROTURBINAS, **Informes técnicos** / Catálogos - 2002 , Franca (SP), Brasil.
- BLACK P., **Bombas**, Ao Livro Técnico S/A, Rio de Janeiro 1979.
- BRAN, R., SOUZA Z., **Máquinas de Fluxo Turbinas – Bombas – ventiladores**, Editora Ao Livro Técnico, Rio de Janeiro, 1969.
- BRESLIN, W. R. **“Small Michell (Banki) Turbine: a construction Manual – VITA – Volunteers in Technical, Assistance – Rhode Island Avenue – USA.**
- BERKTEL V. J., **Modelling an adjustable Nozzle for the Cross Flow Turbine, Water Power & Dam Construction**, april, 1988.
- CARLIER M., **Hydraulique Générale et Appliquée**, Eyrolles – Paris, 1980
- CAUVIN, A., GUERRÉE H., **Éléments D’Hydraulique**, Huitième Édition Corrigée et mise a jour. Editions Eyrolles 61, boulevard Saint-Germain – PARIS-V° 1973.
- COMOLET R., BONNIN J., **Mécanique Expérimentale des Fluides – Tome I. Statique et Dynamique des fluides non visqueux**, 1961.
- COMOLET R., **Mécanique Expérimentale des Fluides - Tome II. Dynamique des Fluides Réels** 2^a édition revue et corrigée, 1976.
- COLEMAN W. H., STEELE G. W., **Experimentation and Uncertainty Analysis for Engineers**, 1989.
- CHÉRIÈRE B., **“Creation d’une gamme de turbines e flux traversant”**, in La houille blanche, p. 56-62, (1986).
- CHERHASSHY V. M., **Pumps, Fans, Compressors**, Ed. Mir Publishers, Moscow, 1980.

DESAI V. R., AZIZ N. M., **Parametric Evaluation of Cross-Flow Turbine Performance**, Journal Of Energy Engineering, v. 120, nº 1, p. 17-34, april, 1994.

DOBROVOLSKI Z. ZABLONSKI, **Elementos de Máquinas**, Mir Moscou– Rússia, 1970.

ELETROBRÁS, **Tipos de Pequenas Centrais Hidroelétricas**, in **Manual de pequenas centrais hidroelétricas**, Rio de Janeiro (RJ), Brasil, (1982).

EBERGOMACHEXPORT, **Catálogo técnico turbinas “Cross Flow”**, Leningrado – Rússia.

FÉDIAEVSKI C., VOÏTKOUNSKI I., FADDÉEV Y., **Mécanique des Fluides**, Mir 1974.

FIUZAT, ABBAS A., BHUSHAN P., AKERKAR, **Power Outputs of two Stages of Cross-Flow Turbine**, Journal on Energy Engineering, v. 117, nº 2 p. 57-70, August 1991.

FOX R. W., McDonald A. T., **Introdução a Mecânica dos Fluidos** 1992.

FRITZ, J. J. **Smal and mini hydropower systems**. McGraw-Hill, 1984.

FUKUTOMI I., NAZASE Y., ICHIMIYA M., **Unsteady Fluid Forces on a Blade in a Cross Flow Turbine**, JSME International Journal, série B. Vol. 38, nº 3, 1995.

FUPAI, Fundação de pesquisa e Assessoramento a Industria – Escola Federal de Engenharia de Itajubá – EFEI - **Relatório de ensaio da Turbina Michell Banki modelo Betta/ 20 20**, 1992.

FUPAI, Fundação de pesquisa e Assessoramento à Industria – Escola Federal de Engenharia de Itajubá – EFEI - **Relatório de ensaio da Turbina Michell Banki modelo Betta/ 15 10 – Projeto Itambé do Mato Dentro – Fazenda do Sobrado – Companhia Energética de Minas Gerais - Cemig**, 1994.

FUPAI, Fundação de pesquisa e Assessoramento à Indústria – Escola Federal de Engenharia de Itajubá – EFEI - **Relatório de ensaio da Turbina Michell Banki modelo Betta/ 20 30 – Projeto Delfim Moreira** – Fazenda Boa Esperança – Companhia Energética de Minas Gerais - Cemig, 1997.

GOODYER, **Catálogo técnicos de correias**, 2000

HAIMERL L. A., **“The Cross-Flow Turbine”**, in Water Power & Dam Construction, p. 5-13, january, (1960).

HARA G.S., AZÍZ M.N., **Refinement of Cross Flow Turbine – Design Parameters**, Journal Of Energy Engineering, v. 120, nº 3, December 1994.

HOTHERSALL R., C., **“A review of the cross-flow turbine “**, Water Power '85, vol. 2, p. 914-923, (1985).

HUG M., **Mécanique des Fluides – APPLIQUÉE- Aux Probléms D'Aménagement, et D'Énergétique**, Eyrolles 1975.

IDELCIK I.E., **Memento des Pertes De Charge, Coefficients De Pertes De Charge Par Frottement**, Editeur Paris, 1969.

JOSHI C. B., Seshardi V., Singh S. N. – **Parametric Study on Performance of Cross-Flow Turbine**. Journal of Energy Engineering, v. 121-no 1, p. 28-45, april, 1995.

KOVALEV N.N., **Hydro turbines Design and Construction Vol. I e II**, The U.S. Department of Interior, U.S.A., 1965

KHOSROWPANAH S., ALBERTSON M.L. and FIUZAT A., **“Historical overview of cross-flow turbine”**, Water Power & Dam Construction, p. 38-43, october, (1984).

KHORSOWPANAH S., FIUZAT A., ALBERTSON M. L., – **Experimental Study of Cross-Flow Turbine**, Journal of Hydraulic Engineering, v. 114, no 3, p. 229-314, march, 1988.

KRIVCHENKO G. I., **Hydraulic Machines Turbines and Pumps**, Mir Publishers, Moscow, 1986.

KUBOTA LTDA, **Catálogo técnico turbinas “Cross Flow”**, Tóquio –Japão.

Levin L., **Formularies des Conduites Forcées Oléoducs et Conduits D Aération**, Editeur Paris, 1969.

LÚCIO Tiago F.G., **Desenvolvimento Teórico e Experimental para Dimensionamento de Turbina Hidráulica michell-Banki**.

MABIE H., OCVIRK W., **Mecanismos e Dinâmica das Máquinas**, Editora Usp 1967.

MACINTYRE A. J., **Bombas e Instalações de Bombeamento**, Editora Guanabara Dois, Rio de Janeiro, 1982.

MACINTYRE A. J., **Máquinas Motrizes Hidráulicas**, Editora Guanabara Dois, Rio de Janeiro, 1983.

MARUSHIMA , **Mini-hydro for pipelings**, catálogos, Osana, Japan.

MONITION L. M., ROUX, J., **Micro Hydroelectric Power Stations**, 1984.

MOCKMORE C.A., **“The Banki Water Turbine”**, Oregon State system of Higher Education, 1949.

M. M. E. – ELETROBRÁS – **Centrais Elétricas Brasileiras S.A., Manual de Micro Central Hidrelétrica**, junho 1985.

NEIMANN G., **“Transmissão por Correias”** Elementos de Máquinas - São Paulo (SP) Editora Edgard Blücher Ltda.,1971.

NECHLEBA M., and KOPECKY, V., **“Mini and micro hydro in Czechoslovakia”** Water Power & Dam Construction, p. 37-39, april, (1986).

NEW FOUNDEPOWER, **Cross-Flow Turbines**, Rhode Island, USA.

OLADE, **Manual de Diseño Estandarización y Fabricación de Equipos para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas, Diseño, Estandarización y Fabricación de Turbinas Michell-Banki**, Organización Latino Americana de Energía – OLADE, Quito-Ecuador.

OSSBERGER, **Catálogos técnicos turbina tipo “Cross Flow”**, Alemanha.

PUELL, F., **Banco de ensaios para pequenas bombas utilizando a turbina Michell Banki como máquina motora**, Dissertação de mestrado, Campinas, 1999.

QUANTZ, L., **“Turbinas Michell o de Doble Efecto”**, item 26, cap. II, in Motores Hidráulicos, Barcelona, Espanha, Editorial Gustavo Gili S. A.

RAABE J., **Hydro Power – The Design, use and function of hydromenical, hydraulic, and electrical equipment**, VDI Verlag GmbH, 1985.

SALAMANCA T. L., Garcia J. S. – **Construction de una Turbina Hidráulica Michell-Banki para el Laboratorio de Turbomáquinas Hidráulicas de La UIS – Universidad Industrial de Santander**, Facultad de Ingenieria Mecânica, Bucaramanga, 1983.

SMALL AND MICRO HYDROELECTRIC POWER PLANTS, **Technology and Feasibility Edited Noyes Robert**, Park Ridge, New Jersey, U.S.A. 1980.

SONG S., "RN –SHP Co-operative Research project on **"Split flow Turbine"** is underway", in SHP News, Hangzou, China, n 4, (1985).

SOGREAH, Société Grenobloise d'Études et d'Applications Hydrauliques **-Les Pompes et Les Petites Stations de Pompage** - Techniques rurales en Afrique; Février 1974.

SOUZA, Z., **Turbinas Hidráulicas para PCH**, FUPAI, Itajubá (MG), Brasil, maio, (1985).

STREETER, L. Vitor, Wylie E. B., **Mecânica dos Fluidos**, 7a Edição, 1982.

TIMOSHENKO, S., **Resistência dos Materiais**, Rio de Janeiro, RJ, Vol. I e II, 1a.edição livros Técnicos e Científicos. Editora S.A., 1979.

TIMOSHENKO, S.; YOUNG, D.H., **Problemas de Vibration en Ingenieria, Mexico**, 2a. edição, Companhia Editorial Continental, SP, 1960.

TOSHIBA DO BRASIL, **Turbina Hidráulica de Fluxo Transversal**, Catálogos, Brasil.

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.

TROSKOLAŃSKI, A.T., **Les Turbopompes, Théorie, trace et construction**, Editions Eyrolles 61, boulevard Saint-Germain, 75005 Paris 1977.

WARRING, R.H., **Pumps: Selection, Systems and Applications**, Houston, Texas, Published, 1984.

WYLIE B. E., STREETER V., **"Fluid Transients"** McGraw-Hill – USA 1978.

WKV, **Catálogo técnico turbina tipo "Cross Flow"**, Alemanha

VERPLANC, “**Cross-Flow Turbines** “, Report on Turbo generating Equipment for Low Head Hydroelectric Developments, Boston (Massachusetts), USA, april, (1978).

VIVIER, LUCIEN, **Turbines Hydrauliques et Leur Régulation**, Editions Albin Michel, Paris, 1966.

VIANA, Augusto Nelson Carvalho, **Pequenas Centrais Hidrelétricas no Meio Rural**.

ZAREA S. G. – **Proyecto e Construcción Turbine Banki**, 1973.

YASSUDA, Eduardo R., Chiara José, Nogami Paulo S. – **Bombas e Estações Elevatórias Utilizadas em Abastecimento de Água**, Universidade de São Paulo – USP, Faculdade de Higiene e Saúde Pública – Escola Politécnica, 1966

10. ABSTRACT

The pumping system using motor pumps can become economically useless due to the high cost of electrical energy or fossil fuel consumption.

In Brazil, the idea of associating a hydraulic turbine with a pump is new, but it was put to use after some years of study, researches and application of water pump equipment in rural projects.

The choice of the Michell Banki turbine and multi piston pumps fitting the turbine pump set, object of this dissertation, comes from its high operational flexibility, good efficiency when working in extreme hydraulic head and discharge conditions, low operating costs and maximum reliability.

In this work are defined the technical characteristics of small and micro hydraulic resource, peculiarities of the turbine pump set in the consumer market and the criteria for its implantation.

Finally, it is shown the technical and economical viability of the turbine pump set. In conclusion, it is an equipment which can substitute the motor pumps, when operating at small and medium range of pumping operations.