UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

USP

Programa Interunidades de Pós-Graduação em Energia

PIPGE

(EP/FEA/IEE/IF)

A Turbina de Fluxo Cruzado (Michell - Banki) Como Opção Para Centrais Hidráulicas de Pequeno Porte

ANTONIO GONÇALVES DE MELLO JÚNIOR

São Paulo

2000

ANTONIO GONÇALVES DE MELLO JÚNIOR

A Turbina de Fluxo Cruzado (Michell - Banki) Como Opção Para Centrais Hidráulicas de Pequeno Porte

Dissertação apresentada ao Programa Interunidades de Pós Graduação em Energia da Universidade de S. Paulo para obtenção de título de Mestre em Energia

Área de concentração: Energia

Orientador: Prof. Dr. Ildo Luís Sauer

São Paulo

2000

Dedicatória

À Maria Lúcia, Angélica e Neto.

Aos meus tios Satiro e Líria (in memorium).

Aos meus pais Antonio e Edmer.

Agradecimentos

Agradeço ao meu orientador e professor, Dr. Ildo Luís Sauer, por ter compreendido a escolha do tema e incentivado nas colocações de itens relevantes que ressaltaram o conteúdo da pesquisa.

Agradeço ao Dr. José Roberto Bonilha, antigo professor dos tempos universitário, que me despertou para o campo das máquinas hidráulicas, e com quem tive a honra de trabalhar por um longo período, aprendendo sempre mais.

Agradeço ao pessoal do CTH (Centro Técnico de Hidráulica), em nome da Dra. Yvone de Lucca, pela primeira correção e disposição dos capítulos deste trabalho.

Estendo meus agradecimentos à memória do Sr. Damianno Quinzan, antigo fabricante de turbinas para mini e microcentrais hidrelétricas, cuja oficina localizava-se na rua dos trilhos, em S. Paulo, do qual pude adquirir os conhecimentos iniciais sobre a construção da turbina de fluxo cruzado.

Estendo meus agradecimentos as empresas e pessoas que auxiliaram no fornecimento de dados técnicos e financeiros, os quais deram origem a tabelas e gráficos, tornando alguns tópicos mais compreensíveis. Entre elas, destacam-se:

Ossberger Turbinenfabrik GmbH + Co – Mr. Edumeier;
HYDROCINK s.r.o. – Mr. Martin Exner;
ENTEC A. G. - Mrs. Sabrina Machia;
BETTA Hidroturbinas Ltda – Sr. Antonio Carlos / Rodolpho;
HISA – Hidráulica Industrial S.A.- Sr. Renato Groth / Gerson;
ALSTOM-ABB S. A. – Sr. Rodney Suhr;
N H Geradores – Sra. Nilma;
R M Equipamentos Ltda – Sr. José Henrique de Mattos.

Agradeço a Deus, por ter permitido que eu chegasse até aqui.

Resumo

Estima–se que nos próximos 20 anos a energia hidráulica contribuirá com quase 30% da energia elétrica do planeta, atualmente esta participação é de 19%. Muitos países possuem iniciativas sérias de implementação de Pequenas Centrais Hidrelétricas, quer seja a médio ou a longo prazo. No Brasil, particularmente, um novo programa de incentivo as pequenas centrais hidrelétricas está sendo lançado pela ELETROBRÁS. Porém, a previsão do número de usinas de pequeno porte e a potência total a ser instalada dentro do plano decenal, 1997 – 2006, de geração é relativamente pequeno (15 PCH somando 93,71 MW de possíveis 2.161 totalizando 3.633 MW – Fonte: SIPOT- ELETROBRÁS – abr / 98). A média do consumo de energia elétrica por habitante no Brasil está abaixo da média do consumo mundial (1805 kWh/ano para 2160 kWh/ano. (Fontes: SIESE-Síntese anual 1999 e International Energy Outlook 1998 – DOE / EIA). Quando comparamos as várias regiões do território brasileiro a discrepância se torna ainda maior. Vários tipos de turbinas hidráulicas podem ser usadas em pequenas, mini e micro centrais hidroelétricas, entre as quais podemos destacar: Pelton, Francis, Turgo, Kaplan, Hélice, Banki etc. No Brasil as mais utilizadas são: Francis e Kaplan seguidas de longe pela Pelton. O uso dos demais tipos é quase que desconhecido, principalmente a Turgo. A turbina de fluxo cruzado, também conhecida pelos nomes de: Michell–Banki, Banki e Michell–Ossberger é definida como uma turbina de ação que pode ser instalada com quedas de 1 a 200 m de altura e vazões de 0,025 a 13 m^3/s. Com a evolução apresentada principalmente nas últimas duas décadas por firmas tradicionais como: Ossberger Turbinenfabrick ou mais novas como a CINK, pode alcançar diâmetros de rotores próximos de 1,0 m com largura de até 3,0m e desenvolver potência de até 2000 kW, com rendimentos que já podem chegar a 90%. As principais evoluções estão concentradas em modificações no injetor da turbina, emprego de novos materiais nas pás, eixo e rolamentos do rotor e em tentativas de utilização do tubo de sucção. Um dos estudos de mostra a viabilidade técnica e econômica na implantação de uma turbina de fluxo cruzado em comparação com as turbinas Francis e Kaplan. As conclusões serão relatadas após a análise de viabilidade técnico-econômica entre os três tipos de turbinas.

Palavras Chave: *turbina, fluxo cruzado, Banki, Michell-Ossberger.*

Abstract

It is forecasted that in next 20 years the hydraulic energy will contribute with almost 30% of the total electric power of the planet, while this participation is today near 19%. Many countries have firm initiatives of implementation on SHPs, in medium or long terms. In Brazil, a new incentive program for SHPs is being introduced by ELETROBRAS. However, the forecast for the number of small plants and output installed into "Ten-Year Expansion Plan" of Energy to the year 2006 is relatively small (15 SHP amount to 93.71 MW, compared to feasible levels of 2,161 SHPs and 3,633 MW. (Source: SIPOT-ELETROBRAS – april / 98). The average electric power consumption per inhabitant in Brazil is below of the world average consumption (1,805 kWh/year against 2,160 kWh/year. Source: SIESE - Annual summary 1999 and International Energy Outlook 1998 – DOE/EIA) and when compared with the different regions of the Brazilian territory this discrepancy becomes still larger. Several types of hydraulic turbines can be used in small hydropower, as Pelton, Francis, Turgo, Kaplan, Propeller, Banki, etc. In Brazil the more used are Francis and Kaplan followed by Pelton. The usage of the other types is almost that unknown, mainly the Turgo turbine. The cross flow turbine, also known by the names of: Michell–Banki, Banki, and Michell–Ossberger is defined as an action turbine that can be applicable to falls from 1 to 200 m and flows from 0,025 to 13 m3/s. With the evolution technical presented mainly in the last two decades by traditional firms like Ossberger Turbinenfabrik and new firms like CINK, that turbine can reach diameters of rotors of 1,0 m with width of 2,6m and to develop capacity up to 2,000 kW, with efficiency near 90%. The main evolutions are concentrated in modifications presented in the injector of the turbine by several manufacturers, and the use of new materials in the blades of the runner, shafts, bearings and the use of the draft tube. Case study shows the technical and economical implications using a cross flow turbine in comparison to a Francis turbine and a Kaplan. The conclusions will be reported after technical and economical viability analysis among the three types of turbines.

Keywords: *turbine, cross flow,Banki,Michell-Osgberger*

Lista de figuras

PAG.

Figura 2.1- Gráfico da energia gerada mundialmente por 09
Figura 2.2- Gráfico da participação das fontes de energia na geração de 10
Figura 2.3- Gráfico de exploração de energia hidráulica nos 17
Figura 2.4- Gráfico de comparação de pequenas centrais de alguns 21
Figura 2.5- Comparação entre as centrais hidrelétricas de pequeno porte e as turbinas de pequeno porte 30
Figura 3.1- Desenho de funcionamento da turbina 36
Figura 3.2- Foto da roda de uma turbina 37
Figura 3.3- Desenho de funcionamento de uma turbina Pelton 39
Figura 3.4- Foto de uma pequena turbina 40
Figura 3.5- Esquema de funcionamento de uma turbina de fluxo 41
Figura 3.6- Desenho de funcionamento de uma turbina Francis de eixo 42
Figura 3.7- Foto de uma turbina Francis de eixo horizontal 43
Figura 3.8- Desenho de funcionamento de uma turbina 45
Figura 3.9- Foto de instalação de uma microturbina axial 46
Figura 3.10- Desenho de funcionamento de uma turbina axial tipo 48
Figura 3.11- Foto de montagem de uma turbina axial tipo 49
Figura 3.12- Gráfico para seleção da turbina tipo 49
Figura 3.13- Desenho de funcionamento de uma turbina axial tipo 50
Figura 3.14- Foto de montagem de uma turbina axial tipo 51
Figura 3.15- Gráfico de seleção da turbina tipo 51
Figura 3.16- Desenho de funcionamento de uma turbina axial tipo 52
Figura 3.17- Gráfico mostrando o campo de aplicação das 54
Figura 3.18- Gráfico de determinação da potência de uma turbina de águas 56
Figura 3.19- Gráfico de rendimentos de turbinas com variação da 59
Figura 3.20- Gráfico para seleção do tipo de turbina pela rotação 62
Figura 4.1- Gráfico adaptado com o campo de atuação da turbina de fluxo 68
Figura 4.2- Campo de aplicação de turbinas para mini e microcentrais 69
Figura 4.3- Desenho com as principais partes da turbina de fluxo 72

Figura 4.4- Fotos de montagem da turbina de fluxo 73
Figura 4.5- Foto da carcaça pronta para montagem de uma turbina de fluxo 74
Figura 4.6- Primeiras turbinas de fluxo alemãs mostrando os tipos de 76
Figura 4.7- Curva de rendimento de uma turbina de fluxo cruzado de dois 77
Figura 4.8- Foto de um pequeno rotor de turbina de fluxo 78
Figura 4.9- Desenho das posições e admissão da água no rotor da turbina 80
Figura 4.10- Desenho do conjunto da caixa de rolamentos e anéis de 81
Figura 4.11- Fotos da caixa e rolamento autocompensador de rolos do 82
Figura 4.12- Desenho mostrando o injetor tradicional 84
Figura 4.13- Desenho mostrando o injetor desenvolvido pela 84
Figura 4.14- Desenho construtivo do injetor 87
Figura 4.15- Foto de seqüência de fabricação de uma pá de injetor 86
Figura 4.16- Gráfico de variação do torque aplicado na pá do injetor tipo 91
Figura 4.17- Desenho construtivo do injetor 96
Figura 4.18- Desenho construtivo do perfil da pá do injetor 97
Figura 4.19- Gráfico de variação do torque aplicado na pá do injetor tipo 98
Figura 4.20- Desenho do esquema de funcionamento do injetor 100
Figura 4.21- Gráfico de comparação das curvas de rendimento de uma turbina de injetor radial e outra de dois 101
Figura 4.22- Distribuição das velocidades da água no rotor da turbina 105
Figura 4.23- Desenho da trajetória do líquido no interior do rotor da 106
Figura 4.24- Desenho sobre considerações da espessura do jato na entrada e saída das pás para determinação da relação dos diâmetros do 108
Figura 4.25- Desenho de traçado das pás do 113
Figura 4.26- Fotografias mostrando a traçagem, montagem e soldagem das pás do 114
Figura 4.27- Desenho mostrando as relações para determinação do $d_{máx.}$ do eixo 115
Figura 4.28- Exemplo de levantamento do gráfico de padronização das turbinas de fluxo cruzado 117
Figura 4.29- Série de turbinas “Banki”, padronizadas pela 119
Figura 4.30- Incidência das faixas de potências para turbinas de fluxo cruzado fornecidas por dois fabricantes europeus nos últimos 7 120
Figura 4.31- Comparação de custo das turbinas Francis e fluxo 123

Figura 4.32- Comparação de custo para turbinas Francis e fluxo cruzado para fabricantes 123
Figura 5.3.1- Curva característica hidrológica de 127
Figura 5.3.2– Curva hidrológica de utilização; $\overline{Q} = f$ 128
Figura 5.4.1- Gráfico das freqüências das vazões anuais no período 130
Figura 5.4.2- Diagrama de fluxo de caixa para estudo de caso 132
Figura 5.4.3- Gráfico de comparação do custo da energia com fator de utilização e de desconto entre a turbina Francis e de fluxo 134
Figura 5.4.4- Gráfico do tempo de retorno do capital para turbina de fluxo cruzado, levando em conta: taxa de desconto, preço da energia e fator de 136
Figura 5.4.5- Gráfico da sensibilidade da variação do custo da energia 137
Figura 5.5.1- Gráfico das freqüências das vazões anuais no período 139
Figura 5.5.2- Gráfico das características hidrológicas de utilização no período 139
Figura 5.5.3- Gráfico das freqüências das vazões a longo 141
Figura 5.5.4- Gráfico das características hidrológicas de utilização a longo 141
Figura 5.5.5- Gráfico das vazões turbináveis no período crítico e longo 142
Figura 5.5.6- Gráfico da potência instalada e potência 143
Figura 5.5.7- Gráfico de rendimentos para as turbinas utilizadas no estudo de caso 145
Figura 5.5.8- Gráfico do rendimento do gerador com a variação da 145
Figura 5.5.9- Fluxo de caixa para análise de investimento do estudo de caso 148
Figura 5.5.10- Gráfico de comparação do custo da energia gerada entre os três tipos turbinas com a variação do fator de utilização e das taxas de 150
Figura 5.5.11- Gráfico do tempo de retorno em função do preço de venda da energia, taxa de desconto, fator de utilização para o estudo de caso 151
Figura 5.5.12- Gráfico da sensibilidade da variação do custo da energia 152
Figura 5.6.1– Curvas de rendimentos utilizadas no estudo de caso 154
Figura 5.6.2– Curva de carga diária típica..... 155
Figura 5.6.3- Comportamento diário da vazão para a turbina de fluxo cruzado..... 159
Figura 5.6.4- Comportamento diário da vazão para a turbina Francis..... 159
Figura 5.6.5- Comparação de custos entre a turbina Francis e a turbina de fluxo cruzado, em função da vazão e da queda 160

Lista de tabelas

Pag.

Tabela 2.1- Balanço dos recursos hidrelétricos do planeta..... 16
Tabela 2.2- Classificação das centrais hidrelétricas de pequeno porte em alguns países..... 24
Tabela 2.3- Classificação da OLADE para micro, mini e pequenas centrais..... 25
Tabela 2.4- Classificação da ELETROBRAS para micro, mini e pequenas centrais... 26
Tabela 2.5- Classificação das turbinas hidráulicas de pequena potência no Brasil..... 27
Tabela 3.1- Rendimentos propostos pela OLADE para avaliação de PCH..... 58
Tabela 3.2- Classificação das turbinas hidráulicas pelas rotações específicas..... 61
Tabela 4.1- Principais dimensões do injetor Ossberger..... 86
Tabela 4.2- Diâmetro máximo admissível para o eixo do injetor 89
Tabela 4.3- Relação de vazões nos canais do injetor tipo OLADE..... 94
Tabela 4.4- Dimensões principais das turbinas padronizadas OLDAE..... 118
Tabela 4.5- Custos de mini e microcentrais hidrelétricas..... 121
Tabela 4.6- Custos de microcentrais hidráulicas utilizando turbinas de fluxo cruzado..... 122
Tabela 5.4.1- Dados das vazões do período crítico..... 129
Tabela 5.4.2- Levantamento de dados para análise econômica da turbina Francis..... 133
Tabela 5.4.3- Levantamento de dados para análise econômica da turbina de fluxo cruzado 133
Tabela 5.4.4- Estudo do tempo de retorno para a turbina de fluxo cruzado..... 135
Tabela 5.4.5- Parâmetros para análise de sensibilidade no caso 1..... 136
Tabela 5.5.1- Levantamento da freqüência das vazões a longo prazo..... 140
Tabela 5.5.2- Levantamento da potência instalada e da potência média..... 143
Tabela 5.5.3- Levantamento da energia gerada anualmente pela turbina Francis..... 146
Tabela 5.5.4- Levantamento da energia gerada anualmente pela turbina de fluxo cruzado..... 146
Tabela 5.5.5- Levantamento da energia gerada anualmente pela turbina Kaplan “S”. 146
Tabela 5.5.6- Composição dos custos para análise de viabilidade econômica..... 148
Tabela 5.5.7- Cálculo dos custos da energia para a turbina Francis..... 149
Tabela 5.5.8- Cálculo dos custos da energia para a turbina de fluxo cruzado..... 149

Tabela 5.5.9- Cálculo dos custos da energia para a turbina Kaplan tipo “S”..... 150
Tabela 5.5.10– Levantamento do tempo de retorno para a turbina de fluxo cruzado... 151
Tabela 5.5.11- Parâmetros para análise de sensibilidade no caso 2..... 152
Tabela 5.6.1- Distribuição dos rendimentos e vazões de operação e excedente..... 157
Tabela 5.6.2- Custo de turbinas em US$, sem gerador e redutor..... 160

Simbologia

A	área (m^2)
a	largura radial das pás (m)
$\mathbf{a_m}$	largura da pá do injetor OLADE (m)
B	profundidade superior do injetor OLADE (m)
C	arco de admissão de entrada da água no rotor (^{0})
$\mathbf{C_f}$	coeficiente de perdas de carga
$\mathbf{C_g}$	centro de gravidade de área (m)
$\mathbf{C_0}$	porcentagem do arco de admissão (%)
$\mathbf{C_u}$	coeficiente de velocidade tangencial
$\mathbf{C_v}$	coeficiente de velocidade na saída da tubulação
$\mathbf{D_c}$	diâmetro do cubo do rotor (m)
$\mathbf{D_e}$	diâmetro externo do rotor (m)
$\mathbf{D_i}$	diâmetro interno do rotor (m)
$\mathbf{d_e}$	diâmetro do eixo do rotor ou pá do injetor (m)
$\mathbf{d_m}$	diâmetro do eixo da pá do injetor (m)
$\mathbf{d_{máx}}$	diâmetro máximo para o eixo do rotor e pá móvel (m)
E	módulo de elasticidade do material (N/m^2)
$\mathbf{E_e}$	energia na entrada do injetor (kWh)
$\mathbf{E_s}$	energia na saída do injetor (kWh)
$\mathbf{e_f}$	espessura da pá fixa do injetor OLADE (m)
$\mathbf{e_m}$	espessura máxima da pá móvel do injetor (m)
$\mathbf{e_{m1}}$	espessura mínima da pá móvel do injetor (m)
F	força exercida pela água nas pás do rotor (N)
$\mathbf{F_a}$	força sobre cada pá do rotor (N)
$\mathbf{F_t}$	força total da água sobre todas as pás do rotor (N)
f	coeficiente de perda de carga
$\mathbf{H_t}$	altura total da queda, altura bruta (m)
$\mathbf{H_u}$	altura útil da queda sobre a turbina (m)

$\mathbf{g}$	aceleração da gravidade (m/s^2)
$\mathbf{I_{cg}}$	momento de inércia da área em relação ao centro de gravidade (m^4)
$\mathbf{k_f}$	constante de forma
$\mathbf{L}$	comprimento do injetor (m)
$\mathbf{L_r}$	comprimento do rotor (m)
$\mathbf{M_{f\ máx.}}$	momento fletor máximo (N.m)
$\mathbf{M_{t\ máx.}}$	momento torçor máximo (N.m)
$\mathbf{n}$	rotação (rpm)
$\mathbf{n_q}$	rotação específica em função da vazão (rpm)
$\mathbf{n_{(CV)}}$	rotação específica em função da potência em CV (rpm)
$\mathbf{n_{(kW)}}$	rotação específica em função da potência em kW (rpm)
$\mathbf{P}$	potência instalada (kW)
$\mathbf{P_h}$	potência hidráulica (kW)
$\mathbf{P_t}$	potência no eixo da turbina (kW)
$\mathbf{p}$	pressão (Pa)
$\mathbf{Q}$	vazão (m^3/s)
$\mathbf{R}$	relação de vazões
$\mathbf{R_e}$	raio externo do rotor (m)
$\mathbf{R_i}$	raio interno do rotor (m)
$\mathbf{R_p}$	raio do centro de curvatura das pás do rotor; raio primitivo (m)
$\mathbf{r_i}$	raio de curvatura da pá fixa do injetor OLADE (m)
$\mathbf{r_p}$	raio de curvatura das pás do rotor (m)
$\mathbf{S_0}$	espessura do jato na saída do injetor (m)
$\mathbf{S_1}$	espessura do jato na entrada do rotor (m)
$\mathbf{S_2}$	espessura do jato na saída das pás na primeira etapa do rotor (m)
$\mathbf{T}$	espessura do disco lateral do rotor (m)
$\mathbf{t}$	espessura da pá do rotor (m)
$\mathbf{t_1}$	espaçamento entre as pás na circunferência externa (m)
$\mathbf{t_2}$	espaçamento entre as pás na circunferência interna (m)
$\mathbf{u}$	velocidade tangencial (m/s)
$\mathbf{u_1}$	velocidade tangencial na entrada do rotor (m/s)

$\mathbf{u_2}$	velocidade tangencial na primeira saída das pás do rotor (m/s)
$\mathbf{u_e}$	velocidade tangencial de disparo (m/s)
$\mathbf{V}$	velocidade absoluta da água na entrada do injetor (m/s)
$\mathbf{V_m}$	velocidade meridiana (m/s)
$\mathbf{V_r}$	velocidade relativa (m/s)
$\mathbf{V_u}$	componente tangencial da velocidade absoluta (m/s)
$\mathbf{V_1}$	velocidade absoluta na entrada do rotor (m/s)
$\mathbf{V_{1t}}$	velocidade teórica (m/s)
$\mathbf{Y_1}$	espaço livre entre a aresta interior do jato e o eixo do rotor (m)
$\mathbf{Y_2}$	espaço entre a aresta exterior do jato e a periferia interna do rotor (m)
$\mathbf{y}$	espessura do jato no interior do rotor = S_2 (m)
$\mathbf{y_{máx.}}$	flecha máxima no eixo do rotor (m)
$\mathbf{z}$	número de pás do rotor
$\mathbf{W_o}$	peso total das pás do rotor (N)

Alfabeto Grego

α	ângulo formado entre as velocidades V e u (^{0})
α_1	ângulo na entrada do rotor formado por V_1 e u_1 (^{0})
β	ângulo formado entre a velocidade V_r e a velocidade u (^{0})
β_1	ângulo formado por V_{r1} e u_1, ângulo das pás na entrada do rotor (^{0})
β_2	ângulo das pás no interior do rotor (^{0})
γ	peso específico da água (N/m^3)
δ	ângulo de curvatura das pás do rotor (^{0})
Δh_i	perda de carga no injetor (m)
Δh_t	perda de carga no sistema (m)
η	rendimento (%)
η_g	rendimento do gerador (%)
η_h	rendimento hidráulico (%)
η_i	rendimento do injetor (%)
η_m	rendimento mecânico (%)

η_t	rendimento total (%)
η_{tu}	rendimento da turbina (%)
η_v	rendimento volumétrico (%)
θ_I	ângulo parcial na saída do injetor OLADE no tramo A-B (^{0})
θ_{II}	ângulo parcial na saída do injetor OLADE no tramo C-D (^{0})
λ	ângulo da componente normal da força da água sobre a pá do rotor (^{0})
Φ	razão de potência
π	constante = 3,1416
ρ	massa específica da água (kg/m^3)
$\sigma_{adm.}$	tensão admissível de flexão nas pás (N/m^2)
$\sigma_{esc.}$	tensão de escoamento do material (N/m^2)
$\sigma_{máx.}$	tensão máxima de flexão nas pás (N/m^2)
τ	tensão de cisalhamento do eixo da pá do injetor (N/m^2)
$\tau_{adm.}$	tensão de cisalhamento admissível do material do eixo (N/m^2)
$\tau_{máx.}$	tensão máxima de cisalhamento do eixo da pá do injetor (N/m^2)

Conteúdo

Dedicatória .....*i*

Agradecimentos ..... *ii*

Resumo .....*iii*

Abstract .....*iv*

Lista de figuras .....*v*

Lista de tabelas .....*vi..*

Simbologia .....*vii*

PAG.

Capítulo 1 **– Introdução**

1.1 – Introdução..... 01

1.2 – Motivação e justificativas..... 01

1.3 - Objetivos..... 03

1.4 - Metodologia e estrutura do trabalho..... 04

Capítulo 2 **– Os aproveitamentos hidráulicos e sua importância para a geração da energia**

2.1- Introdução 07

2.2 – A Energia hidráulica..... 08

2.2.1 – Algumas vantagens da energia hidráulica..... 06

2.2.2 – A energia hidráulica nos continentes 07

2.3 – As pequenas centrais hidrelétricas 18

2.3.1 – Um panorama mundial..... 18

2.3.2 - As pequenas centrais hidrelétricas no Brasil..... 22

2.4 – Classificação das pequenas centrais hidrelétricas e das pequenas turbinas hidráulicas..... 24

2.4.1 – Classificação em diversos países..... 24

2.4.2 – Classificação da OLADE..... 25

2.4.3 - Classificação no Brasil..... 25

2.4.4 - O campo de aplicação da turbina de fluxo cruzado..... 29

Capítulo 3 – **Tipos de turbinas hidráulicas aplicadas as pequenas, mini e microcentrais hidráulicas.**

3.1 – Introdução..... 31

3.2 – Histórico sobre a evolução das turbinas hidráulicas..... 32

3.3 – Tipos de turbinas utilizadas em micro mini e pequenas centrais Hidráulicas..... 35

3.3.1– A turbina Turgo..... 36
3.3.2 – A turbina Pelton..... 38
3.3.3 – A turbina de fluxo cruzado..... 41
3.3.4 – A turbina Francis..... 42
3.3.5 – A turbina axial..... 44
3.3.6 - A turbina tipo "Sifão"..... 47
3.3.7 - A turbina tipo "S"..... 50
3.3.8 - A turbina Bulbo..... 52
3.3.9 – Bomba centrífuga funcionando como turbina..... 53
3.3.10 – Turbinas de águas correntes..... 55

3.4 – Critérios para seleção de turbinas hidráulicas para micro, mini e pequenas centrais hidráulicas..... 57

Capítulo 4 – **A turbina de fluxo cruzado**

4.1 - Histórico da turbina de fluxo cruzado..... 63

4.2 – Definição da turbina de fluxo cruzado..... 67

4.3 – Funcionamento básico da turbina de fluxo cruzado..... 70

4.4 - Descrição das principais partes da turbina de fluxo cruzado..... 71

4.4.1 – Carcaça..... 73
4.4.2 – O injetor e as pás diretrizes..... 74
4.4.3 – O rotor..... 78
4.4.4 - Mancais..... 81
4.4.5 – Tubo de sucção e válvula de aeração..... 82

4.5 – Estudo do injetor: detalhes construtivos..... 84

4.5.1 – O injetor Ossberger..... 85
4.5.2 – O injetor OLADE..... 91
4.5.3 – O injetor CINK..... 99

4.6 - Estudo do rotor : detalhes construtivos..... 103

4.6.1 – Velocidades do líquido no rotor..... 105
4.6.2 – Razão de potência e torque..... 106
4.6.3 – Principais relações geométricas do rotor..... 107
4.6.4 – Relações geométricas para execução das pás..... 110
4.6.5 – Cálculo do diâmetro máximo do eixo do rotor..... 115

4.7 – Padronização e globalização da turbina de fluxo cruzado..... 116

4.7.1 – Enquadramento real do campo de aceitação prática e seguro para escolha da turbina..... 120

4.8 – Análise e comparação de custos da turbina de fluxo cruzado..... 121

***Capítulo 5* – Estudos de casos**

5.1 – Introdução..... 124

5.2 – Potência firme..... 125

5.3 – Potência instalada..... 127

5.4 – Estudo de caso 1..... 129

5.4.1 – Análise econômica para escolha da turbina Francis ou fluxo cruzado..... 131

5.4.2 – Dados para a turbina de Francis..... 132

5.4.3 – Dados para a turbina de fluxo cruzado..... 133

5.4.4 – Estudo do tempo de retorno para o capital investido..... 134

5.4.5 - Análise de sensibilidade para a instalação da turbina 136

5.5 – Estudo de caso 2..... 138

5.5.1 – Levantamento do período a longo prazo..... 140

5.5.2 – Cálculo das potências instaladas e turbinadas..... 142

5.5.3 – Análise da viabilidade econômica..... 147

5.5.4 – Estudo do tempo de retorno do capital aplicado para a turbina de fluxo cruzado..... 151

5.5.5 – Análise de sensibilidade para instalação da turbina 152

5.6 – Estudo de Caso 3..... 153

5.6.2 – A utilização da turbina de fluxo cruzado com variação da vazão..... 153

5.6.3 – A regularização diária de vazão..... 154

5.6.4 – Valores levantados pela planilha Excel..... 158

5.6.5 – O fator custo..... 160

***Capítulo 6* – Conclusões e recomendações** 161

Referências Bibliográficas..... 168

Anexo A

Anexo B

CAPÍTULO 1 – Introdução

1.1 - Introdução

As turbinas hidráulicas desempenham um papel importante na geração de energia em todo o mundo.

Os primeiros aproveitamentos hidráulicos, com a utilização do conceito de turbina hidráulica, de que se tem notícia através de referências bibliográficas, surgiram por volta de 1827[*].

Esses primeiros aproveitamentos, que de início foram utilizados em moinhos, tecelagens, sistemas de irrigação e oficinas de forjaria, passaram a servir de base para o aprimoramento e desenvolvimento dos diversos tipos de turbinas hidráulicas que se conhece atualmente.

Com o advento da geração elétrica e a necessidade cada vez maior de energia, o aumento da capacidade das centrais, sobretudo das turbinas hidráulicas, se faz necessário, e a razão de escala começou a imperar nos grandes centros consumidores, exigindo turbinas de grandes proporções.

Nas últimas décadas, entretanto, as pequenas centrais estão despertando o interesse principalmente dos governantes e ambientalistas, por uma série de motivos entre quais destacam-se: sociais, econômicos e ambientais.

Dentro deste contexto, a turbina de fluxo cruzado vem sendo empregada em diversos países, apresentando grandes avanços na aceitação e também no desenvolvimento técnico.

No Brasil, contudo, a turbina de fluxo cruzado não conseguiu uma posição de destaque, mesmo sendo estudada e mencionada em normas e compêndios desde 1983.

Os fabricantes que produzem este tipo de turbina no Brasil, cobrem de maneira segura somente o campo das microcentrais, fornecendo a turbina de fluxo cruzado para potências de até 100 kW. Acima desse valor e, excepcionalmente até 200 kW, as mesmas merecem um estudo especial por parte desses fabricantes, enquanto alguns fabricantes estrangeiros fabricam-na com potências que podem alcançar entre 1.500 e 2.000 kW.

---

[*] Projetada por Benoit Fourneyron e instalada em Pont-sur-l'Ognon (Haute-Saône, França) com 6CV, VIVIER; L.(1966).

1.2 - Motivação e justificativas

A turbina de fluxo cruzado, embora apresentando faixas de rendimentos menores que as turbinas tradicionais, é de fácil construção, instalação, operação, manutenção e transferência de tecnologia, aliados a um baixo custo.

Praticamente independe de peças fundidas, podendo ser fabricada por oficinas de manutenção de tratores e implementos agrícolas, desde que o rendimento exigido tolere valores menores.

Qualquer dessas oficinas com as máquinas básicas de usinagem e solda, possui condições de fabricar esse tipo de turbina sem requerer sofisticada orientação e supervisão.

A mão-de-obra necessária pode ser conseguida com fácil treinamento entre o pessoal das próprias localidades escolhidas para desenvolvimento e implantação da turbina de fluxo cruzado.

Pode–se conseguir transferência tecnológica de entidades estabelecidas com essa finalidade em países do primeiro mundo, como VITA, nos USA, a SKAT, na Suíça, a SEI, na Suécia e outras, a custos menores que outros empreendimentos do gênero. Muitos exemplos desse tipo podem ser citados com total sucesso, como os da Malásia, Nepal, Indonésia, Butão, Sry Lanka, etc.

Na América do Sul, através de estudos desenvolvidos pela OLADE (Organização Latino Americana de Energia), em sua sede, Quito, no início da década de oitenta, muitos países aderiram e desenvolveram ou de forma completa, ou de forma mais simples e rústica, a turbina de fluxo cruzado.

Em 1985, no II Curso de Projeto de Pequenas Centrais Hidrelétricas, realizado em Bucaramanga, na Colômbia, os exemplos apresentados por representantes de vários países participantes mostraram o interesse dos mesmos no emprego desse tipo de turbina, entre os quais podemos citar como mais entusiasmados, o Chile, Argentina, Paraguai, Equador e a própria Colômbia.

Foi nessa época que surgiu no Brasil, o que parecia ser um sério incentivo às centrais de pequeno porte, com o programa das “Pequenas Centrais Hidrelétricas”, onde se falou objetivamente sobre as possibilidades de aplicação da turbina de fluxo cruzado.

A maioria das turbinas instaladas até agora em nosso país, abrangendo as faixas maiores de potência, ainda no campo das mini e pequenas centrais hidrelétricas, está no

campo das máquinas tradicionais conhecidas como Francis e Kaplan, largamente desenvolvidas em bases teóricas, aparecendo ainda, a turbina Pelton.

Com os aproveitamentos hidráulicos de pequena potência para a geração de eletricidade, surge a oportunidade de propiciar acesso à energia elétrica aos mais isolados e longínquos recantos do país dotados de pequenas quedas d'água.

Com a construção de várias centrais hidrelétricas de pequeno porte construídas na própria região de demanda, pode-se dispensar as linhas de transmissão, muitas vezes extensas, sujeitas a perdas e a monitoração constante em termos de manutenção.

Outro fator importante na construção de usinas hidrelétricas de pequeno porte, próximas as localidades de consumo da energia, está voltado às possibilidades de se manter o equilíbrio do meio ambiente, evitando maiores interferências externas a região.

1.3 - Objetivos

Os objetivos deste trabalho são:

1 - Avaliar a possibilidade de inserção da turbina de fluxo cruzado, mais conhecida no meio técnico nacional como turbina Michell-Banki, no campo de aplicação das micro, mini e pequenas centrais hidráulicas no Brasil, sobretudo nos dois primeiros casos, onde esta turbina tem apresentado grande aceitação em outros países, quer do primeiro mundo, como Alemanha, Canadá, Estados Unidos, Japão e Itália, quer dos chamados países em desenvolvimento, como República Checa, Argentina, China, e mesmo em países como Nepal, Indonésia, Sri Lanka, etc;

2 - Analisar, comparativamente, o campo de turbinas adequadas para utilização em centrais hidráulicas de pequeno porte, permitindo um estudo técnico das suas características, tais como: aspectos de fabricação, utilização, capacidade de geração, tamanho, etc;

3 - Descrever o estado da arte para a turbina de fluxo cruzado e as possibilidades de escolha de alternativas para fabricação com menores recursos de equipamentos e mão de obra, levando em conta o aspecto da eficiência esperada para a turbina;

4 - Comparar as características hidráulicas e mecânicas da peça fundamental da turbina de fluxo cruzado, o injetor, com as possibilidades de seu emprego, aliado com o rendimento esperado da máquina;

5 - Desenvolver estudo de caso que permita comparar uma turbina de reação tipo Francis, com uma turbina de fluxo cruzado para um ponto específico de vazão com freqüência de 95% ($Q_{95\%}$), na faixa de uma mini turbina, ou seja, com potência entre 100 e 1.000 kW, fornecendo uma análise da viabilidade técnico-econômica para subsidiar decisão para escolha do equipamento;

6 - Desenvolver estudo de caso, que permita comparar uma turbina de fluxo cruzado com uma turbina Francis de rotor duplo e uma turbina axial Kaplan tipo "S", para utilização em regimes de vazões variáveis durante o período, no início da faixa das pequenas turbinas hidráulicas, ou seja, potência entre 1.000 e 2.000 kW (limite da faixa da turbina de fluxo cruzado alcançado por poucos fabricantes), fornecendo uma análise de viabilidade técnico-econômica para subsidiar decisão para escolha do equipamento.

1.4 - Metodologia e estrutura do trabalho

O presente trabalho, elaborado através de pesquisas bibliográficas técnicas, comerciais e normativas, e consultas a centros de ensaios e órgãos reguladores de sistemas elétricos e energéticos, avalia a utilização, tanto do ponto de vista técnico quanto econômico, da turbina de fluxo cruzado na geração de energia para centrais hidrelétricas de pequeno porte, principalmente micro e minicentrais.

Trata-se de analisar as perspectivas de uma nova tentativa de introdução dessa máquina no cenário das pequenas centrais hidráulicas no Brasil.

O conceito e a importância das pequenas centrais também merecem ser destacados, como motivo principal do estudo da turbina de fluxo cruzado neste universo.

Assim, o **Capítulo 2** trata da evolução dos aproveitamentos hidráulicos em todo o mundo e das ações esperadas para as próximas décadas para um aumento considerável do aproveitamento do potencial ainda disponível, mostrando a participação bastante tímida, mas de grande importância, das centrais de pequeno porte nesse cenário mundial.

Um estudo da evolução desses aproveitamentos, de recurso renovável, deverá ser incrementado continuamente, mesmo que vagarosamente, adaptando-se com o passar dos tempos apenas às novas tecnologias, o que não se pode esperar e dizer, por exemplo, do petróleo, no próximo século.

O **Capítulo 3** mostra os diversos tipos de equipamentos e turbinas que podem ser utilizados para os pequenos aproveitamentos hidráulicos, o princípio de funcionamento de cada uma dessas máquinas, a tecnologia empregada e a sua difusão em diversas partes do planeta. Algumas delas pouco conhecidas em nosso país, como a Turgo, outras, porém, de grande aceitação e que abrangem mais de 80% de todas as turbinas já instalados em todo território nacional, como é o caso das turbinas Francis e Kaplan. A conceituação desses tipos de turbinas e equipamentos é relevante para efeito de comparação da máquina em estudo, a turbina de fluxo cruzado, que embora muito utilizada em diversos países como Alemanha, Japão, Itália, Nepal, etc, no Brasil, não desperta interesse ou estudos mais aprofundados.

No **Capítulo 4**, a turbina de fluxo cruzado é analisada, apresentando-se um resumo de sua história, desde seu surgimento na Alemanha com A.G.M. Michell e a Ossberger e quase simultaneamente, porém com estudos completamente independentes, na Hungria, com Donat Banki, até a tentativa de sua introdução no Brasil, segundo os registros, por volta de 1983, através do Programa das "Pequenas Centrais Hidrelétricas".

Apresenta ainda uma descrição dos seus principais componentes, dando ênfase às duas partes principais da turbina: o injetor e o rotor.

Com relação ao injetor, é comparada a evolução de 3 conceitos construtivos distintos: a) o tradicional e clássico tipo de injetor desenvolvido pela Ossberger Turbinenfabrick da Alemanha, e também utilizado pela Fuji, Toshiba, ENTEC e outros fabricantes; b) o tipo simples, fácil de fabricar e barato, desenvolvido pela OLADE (Organização Latino Americana de Desenvolvimento Energético) e bastante difundido nos países da América do Sul, como Equador, Paraguai, Colômbia e Argentina; c) e o tipo radial, desenvolvido nos projetos da firma checa "Cink Hydro Turbines", com bastante aceitação em alguns países da Europa e que apresenta alto rendimento, mesmo com variações acentuadas da vazão.

Para o rotor, foram destacados os principais parâmetros dimensionais e vários detalhes construtivos como traçado e montagem das pás, eixo e conceitos geométricos com relação ao fluxo da água no interior do rotor durante a primeira e segunda passagens através do mesmo.

Esse capítulo é finalizado com o estudo da padronização desenvolvida por vários fabricantes e centros de pesquisas, com o intuito de facilitar a seleção e o fornecimento desse tipo de turbina de maneira mais rápida e eficaz.

Também é apresentado o quadro estatístico do fornecimento dos últimos anos de dois conceituados fabricantes europeus, que permite uma melhor avaliação da faixa de capacidade de fornecimento e instalação da turbina de fluxo cruzado, e um melhor enquadramento no campo específico das micro e mini centrais hidráulicas.

O **Capítulo 5** apresenta três estudos de caso, com situações diferentes, objetivando a comparação do desempenho da turbina de fluxo cruzado com o de outros tipos de turbinas.

O **estudo de caso 1** trata da viabilidade técnico-econômica da instalação com potência constante obtida com a vazão de 95% da freqüência acumulada do período crítico do rio, comparando a turbina de fluxo cruzado com a turbina Francis, para uma potência instalada de aproximadamente 450 kW, mostrando, neste caso a importância do rendimento alcançado pela turbina em comparação com o seu custo num ponto de funcionamento de vazão constante.

O **estudo de caso 2** analisa a viabilidade técnica – econômica na comparação de três turbinas: a turbina de fluxo cruzado, a turbina Francis dupla e a turbina Kaplan tipo "S", ambas indicadas para esse tipo de aproveitamento de vazão variável com o decorrer do período. Nesse estudo, o fator de uma pequena variação no rendimento, mesmo com grandes variações de vazão, é de grande importância para avaliação da turbina na soma total da energia gerada em um determinado período, em comparação com o custo da máquina.

O **estudo de caso 3**, mostra a comparação e a importância do efeito do comportamento do rendimento com vazão variável entre uma turbina de fluxo cruzado e a turbina Francis, para atendimento da carga típica diária de demanda, utilizando-se de uma regularização diária da vazão para atender o pico da carga.

O **Capítulo 6** é dedicado à síntese do trabalho e às conclusões e recomendações, com ênfase nas considerações técnicas da turbina de fluxo cruzado e à análise detalhada dos estudos de casos propostos.

Nos **Anexos A e B** são apresentados os dados principais colhidos para elaboração desta dissertação, tabelas técnicas, dados de consultas aos fabricantes e demais organizações, tabelas e fatos históricos sobre a turbina de fluxo cruzado.

CAPÍTULO 2 - Os aproveitamentos hidráulicos e a sua importância para a geração de energia

2.1 - Introdução

De acordo com as estatísticas do World Energy Council estima-se que a demanda total em eletricidade até o ano 2020 pode chegar a 23.000 TWh / ano, dos quais 28%, ou seja, 6.500 TWh poderão ser supridos por hidreletricidade.(BREEZE, P.,1997).

Isso envolveria um maciço aumento na capacidade das hidrelétricas, quase que triplicando em 30 anos, de 1990 a 2020 (em 1990 a participação da hidreletricidade era de aproximadamente 189 Mtep(*) ou 2198 TWh/ ano conforme gráficos estatísticos da Bristsh Petroleum, 1998, WWW.bp.com). Tal expansão em hidreletricidade envolve enorme investimento e, como muitos países não estão dotados com recursos para suportar desenvolvimento em infra-estrutura deste nível, a busca cada vez maior de soluções eficientes, tanto técnica como economicamente se torna essencial.

O crescimento da demanda por eletricidade é mais rápido justamente onde um grande potencial para desenvolvimento em hidreletricidade ainda existe. Ásia, América Central e América do Sul possuem até agora explorados, somente 18% do seu potencial economicamente viável. A África tem somente 6% do seu potencial explorado, enquanto a Europa, por contraste, tem desenvolvido 65% (BREEZE, P., 1997).

O setor privado está se tornando bastante envolvido nas construções de centrais elétricas em todo mundo, por deter a maioria dos recursos financeiros necessários à sua construção.

Muitos desses interesses tem sido focados nas centrais termelétricas, devido uma série de fatores, a maioria de ordem financeira, justamente pelos menores custos de investimentos iniciais, e de ordem tecnológica, com a substituição do carvão e do petróleo, como fontes de energia elétrica, pelo gás natural.

O desenvolvimento em hidrelétricas, embora mostrando sinais nítidos de avanço nas ultimas décadas, ainda tem sido menos popular quando comparado com as termelétricas.

(*) Mtep = milhões de toneladas equivalentes de petróleo. 1 tep = 11,630 MWh.

Estes riscos, hidrológicos, geológicos e ambientais podem ser colocados ainda como fatores de julgamento a serem avaliados.

Grandes centrais hidrelétricas necessitam de um capital inicial intensivo, ainda mais considerando que a construção pode demorar mais de uma década para a sua conclusão. Quando analisado com base em um simples "pay-back", de período similar a uma termelétrica, pode parecer menos atrativa. Porém, levando-se em conta as variáveis e, principalmente, o custo do combustível, a hidroelétrica torna-se muitas vezes a opção mais atrativa.

Para as pequenas, mini e microcentrais hidrelétricas, a compreensão quanto a sua finalidade e aos riscos envolvidos já se tornam mais fáceis de serem avaliados e o prazo de construção é bem menor.

Neste caso, compete, em geral, quanto à viabilidade com outras fontes de energia, como; eólica, solar, diesel, etc.

2.2 - A energia hidráulica

Na energia total, gerada e consumida no planeta, a participação da energia hidráulica talvez não pareça tão significativa, vindo a mesma ficar atrás do petróleo, gás natural, carvão e até da energia nuclear.

Dos quase 8.500 Mtep correspondentes a 1997, a participação da hidroeletricidade chega a aproximadamente, pelos cálculos efetuados a partir de dados estatísticos, a 2,7%,[(*)] como pode ser visto na Figura 2.1.

Porém, existe uma forte conscientização mundial de que a tendência é o aumento das fontes de energia hidráulica e gás natural com um declínio do petróleo e carvão e mais drástico ainda da energia nuclear. Talvez, em uma primeira etapa, um crescimento maior proporcionalmente, das instalações e transformações de usinas a gás, devido aos prazos mais curtos de instalação que as hidrelétricas, mas em curto prazo essas deverão intensificar suas instalações e retomar um ritmo de crescimento mais acentuado para fazer frente a grande necessidade de energia da humanidade.

[(*)] Estatísticas recentes do mesmo IEA – International Energy Agency apontam diminuição para 2,3% (1999)

Alguns países do primeiro mundo, como por exemplo, Canadá e Suécia têm em seus programas de reformulação energética, eliminar até o ano 2020, a participação da energia nuclear em suas matrizes energéticas.

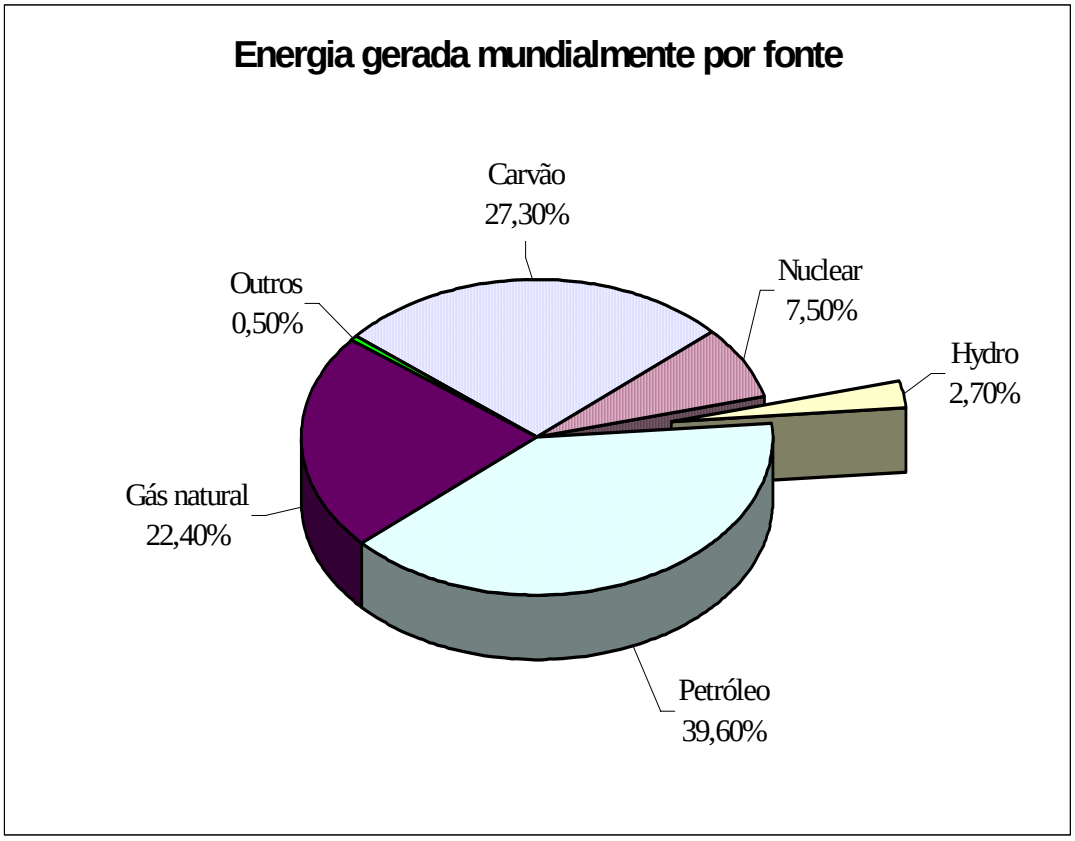


Figura 2.1- Fonte: International Energy Agency, Paris, França, 1998.

No caso da geração elétrica, a energia hidráulica desponta com um grande potencial e ainda com uma grande previsão de aumento, que deve superar, relativamente, os de outras fontes de energia, principalmente nos países em desenvolvimento, como: Brasil, China e Índia. A participação da hidreletricidade é responsável por 19% da energia elétrica gerada em todo o mundo (Figura 2.2). De um total de 13.800 TWh/ anuais, a mesma alcança aproximadamente 2.622 TWh/ano os quais com um fator médio global de utilização de 45% (alguns países como Canadá chegam a um fator de utilização de 60%,

enquanto China e Rússia a 40%,sendo no Brasil esse fator de 56%), dá uma capacidade instalada de aproximadamente 665 GW valor próximo ao apresentado na Tabela-2.1.

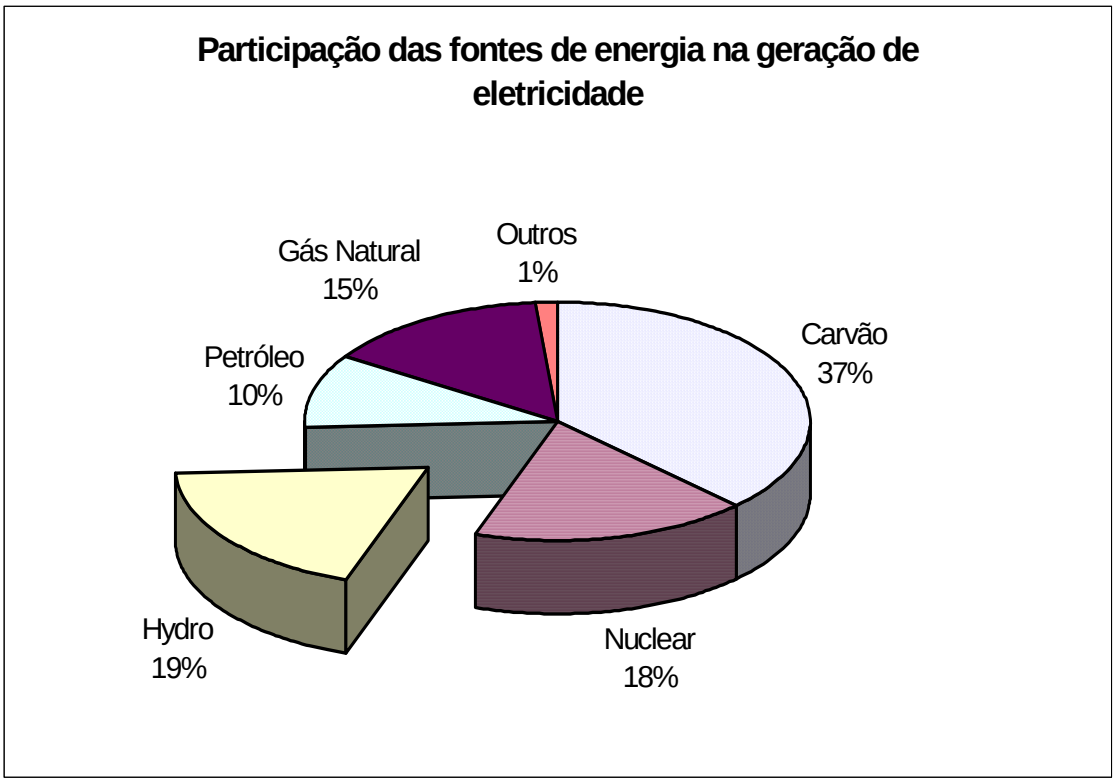


Figura 2.2 – Fonte: International Energy Agency, Paris, França, 1998.

2.2.1 - Algumas vantagens da energia hidráulica

- A hidreletricidade é uma fonte limpa de energia. Economiza o equivalente a 22 bilhões de galões de petróleo e 120 milhões de toneladas de carvão ao ano.
- As hidrelétricas, exceto pela emissão de CH_4, motivado pela matéria orgânica em decomposição, não produzem efeito estufa, chuvas ácidas ou outra poluição do ar*.

---

* **Quanto aos efeitos causados ao meio ambiente, pela degradação da flora e fauna locais, os mesmos estão ligados ao planejamento anterior ao projeto e construção e ao tamanho da hidrelétrica.**

- Armazenam a energia primária no local de aproveitamento, não necessitando de grandes transportes, muitas vezes marítimos, como é o caso do carvão e do petróleo. O mesmo é feito através de linhas de transmissão, que vêem apresentando-se muito mais seguras que os grandes oleodutos e gasodutos.
- A hidrelétrica é a mais eficiente maneira de gerar eletricidade. Turbinas modernas podem converter até 94% da energia disponível em eletricidade, enquanto a melhor planta de combustível fóssil não chega a 50% (ciclo combinado: 55%)*.
- As hidrelétricas não produzem o lixo atômico, muito discutido nas centrais nucleares.
- Nos Estados Unidos da América, por exemplo, somente 2.400 dos quase 80.000 reservatórios são usados para gerar eletricidade. Um bom estudo de instalação de turbinas nos reservatórios existentes pode representar um baixo custo para a fonte de energia.

2.2.2 - A energia hidráulica nos continentes.

A seguir, são apresentadas algumas referências sobre a situação atual da disponibilidade e aproveitamento hidroelétrico no mundo e o quanto pode ser ainda aproveitado de maneira a atender as necessidades de várias regiões.

Estatísticas do “1998 World Atlas of Hydropower & Dams”, mostram que a hidreletricidade supre pelo menos 50% da produção de eletricidade de 66 países, pelo menos 90% em 24 países e, aproximadamente 10 países obtêm quase toda sua eletricidade de recursos hídricos.

África

A África tem desenvolvido o menor potencial hidroelétrico de todos os continentes do planeta. O potencial possível de ser economicamente explorável está em torno de 2.000 TWh/ano, dos quais somente 6% tem já sido utilizado. Muito pouca perspectiva de investimentos existe na África neste setor.

- **No caso particular do petróleo, 1 tep elétrico = 4,60 MWh . Quando comparado com o valor energético 1 tep = 11,6 MW, chega-se a um rendimento de 39%**

A capacidade instalada é de 20.262 MW, quase 1/10 da Europa. Mesmo assim, muitos países na África realizam pesados investimentos em hidrelétricas. Na região do sul do Sahara até 1987, a hidreletricidade acumulava 70% de toda eletricidade gerada. Muitos desses países são pobres e sem grande perspectiva de desenvolvimento. A hidroelétrica está sendo capaz de reunir ao mesmo tempo, crescimento econômico e atendimento a crescente demanda, principalmente no próximo século, se financiamentos puderem estar disponíveis para desenvolve-los.

Alguns projetos como La Grand'Inga, no Zaire, com um potencial estimado de mais de 30.000 MW, podem ser desenvolvidos para prover energia ao norte da África, Oriente Médio e Europa. Não se têm notícias atualmente do andamento de projetos relativos a esse aproveitamento, principalmente devido ao estado de conflitos pelos quais passa a região.

Contudo, parece estar claro, que esses grandes projetos não deverão ser construídos para suprir a própria demanda local num futuro próximo, ficando isso para as pequenas centrais hidrelétricas, onde muitos países da África possuem potencial para o seu desenvolvimento.

Ásia

A Ásia tem um vasto potencial hidrelétrico, o maior de todos os continentes. O potencial bruto é estimado em aproximadamente 13.390 TWh / ano, dos quais 3.830 TWh/ ano podem ser explorados economicamente. A China possui o maior potencial nacional da região, sendo seguida pela Índia e Rússia.

A capacidade instalada na Ásia é de 158.400 MW e a energia gerada aproximadamente 583 TWh /ano, ou seja, somente 15% do que pode ser explorado economicamente. Muitas economias da região estão se expandindo rapidamente e investindo em projetos hidrelétricos, como meio de assegurar o crescimento futuro da demanda de energia. O potencial para investimento do setor privado apresenta-se bastante promissor.

Na China encontra-se em andamento a construção da usina hidrelétrica de 3 Gargantas com prazo de conclusão para 2020 a 2030 e um potencial depois de concluída de 25.000 MW (quase duas usinas de Itaipu).

Em muitos desses países da Ásia, entretanto, os melhores aproveitamentos estão distantes dos centros populacionais e industriais. Isso acontece, por exemplo, na China e na Rússia, obrigando também investimentos em grandes projetos de linhas de transmissão, para o transporte da energia elétrica gerada nesses aproveitamentos hidroelétricos.

Os países do Himalaia, Nepal e Butão, planejam desenvolver seu potencial hidráulico para exportar para a Índia, enquanto na região do rio Mekong, vários países estão vislumbrando a possibilidade do aproveitamento hidroelétrico também para exportação.

Oceania.

A Oceania possui um recurso hidroelétrico de 592 TWh / ano, sendo economicamente viável, de aproveitamento imediato, aproximadamente 200 TWh / ano.

A capacidade instalada na região é de 12.537 MW. Muitos dos potenciais remanescentes a serem explorados estão concentrados na Austrália, Nova Zelândia e Papua Nova Guiné.

A reformulação prevista no setor elétrico australiano e na Nova Zelândia, apresenta-se como um excelente potencial para os investimentos do setor privado em hidrelétricas e operacional do sistema, principalmente no que diz respeito às linhas de transmissão, pelas longas distâncias envolvidas.

Europa

A Europa é o continente mais desenvolvido em hidreletricidade no mundo. Cerca de 64% ou aproximadamente 730 TWh / ano de um potencial economicamente explorável de 1.150 TWh / ano, já foi realizado. Isso significa que a maioria dos melhores aproveitamentos já estão sendo utilizados e os remanescentes são mais dispendiosos economicamente de serem explorados.

A capacidade instalada na Europa em hidreletricidade é de 201.000 MW. Mesmo onde existem lugares ainda apropriados para o desenvolvimento hidrelétrico, o consenso de proteção ao meio ambiente existente em muitos países europeus, torna inviável o desenvolvimento de grandes complexos num futuro próximo. Entretanto, existe ainda um grande potencial para pequenas centrais hidrelétricas, principalmente de baixa queda, em

um bom número de países. Incentivos em fontes de energias renováveis poderão trazer os abandonados aproveitamentos em pequenas centrais hidrelétricas novamente à tona.

Analisando o quadro de fornecimento das firmas européias de pequenas turbinas hidráulicas, vemos que as mesmas têm se intensificado nos últimos 10 anos, aliando a necessidade de energia às políticas de conservação do meio ambiente.

Oriente Médio

O Oriente Médio possui poucas hidrelétricas. O potencial economicamente explorável é de cerca de 130 TWh / ano, a maioria no Irã e Iraque, com menor contribuição da Síria e Líbano.

Dada a corrente situação política e conflitos na região, o investimento para o desenvolvimento hidroelétrico não é muito bem visto pelo setor privado.

América do Norte

Canadá e Estados Unidos tem as duas maiores capacidades de geração em hidreletricidade instalada do mundo. Enquanto o remanescente potencial existente tem sido pesadamente explorado nos Estados Unidos, o Canadá possui ainda um potencial de aproximadamente 180.000 MW capaz de ser desenvolvido.

A potência em hidreletricidade instalada na América do Norte é de 174.000 MW , sendo a energia anual gerada de aproximadamente 718 TWh.

Considerações no âmbito de proteção ao meio ambiente refreiam os desenvolvimentos de larga escala nos Estados Unidos, num futuro próximo. Futuros desenvolvimentos continuam sendo previstos no Canadá. Neste último, a conscientização voltada para a eliminação das usinas nucleares, vem trazendo novamente, um grande crescimento para implantação de hidrelétricas.

O México aparece com uma capacidade total instalada de aproximadamente 10.000 MW.

América Central.

Na América Central, muitos dos países possuem considerável potencial hidráulico e, as hidrelétricas constituem uma fonte vital de energia na região.

Estima-se que a capacidade total ainda a ser explorada chegue a aproximadamente 201 TWh/ano, dos quais 62,8 TWh/ano economicamente exploráveis.

Guatemala e Costa Rica possuem um grande potencial ainda inexplorado. As perspectivas para um desenvolvimento futuro em termos de hidrelétricas desses países e de outros países da região são boas. Entretanto a demanda ainda pode ser insuficiente para garantir os empreendimentos de grande escala em curto e médio prazo. O perspectivo para a participação do setor privado será muito bom.

A República Dominicana possui considerável desenvolvimento em hidreletricidade. Na década de 60, duas turbinas Francis chegaram a ser fabricadas no Brasil por um consórcio Bardella - Nohab (fábrica suéca) e instaladas na localidade de Tavera.

América do Sul

Na América do Sul é considerável o recurso hidráulico que pode ser aproveitado para construção de hidrelétricas sejam elas de grande, médio e pequeno porte. Brasil e Venezuela lideram a geração de energia hidrelétrica na América Latina.

Embora para a América do sul possamos estimar a energia elétrica disponível em torno de 5.400 tWh / ano, a capacidade economicamente viável de ser explorada, não passa de 1.850 tWh / ano, ou seja, de 34% do total disponível.

Devemos destacar aqui, o Brasil como maior produtor e consumidor de energia elétrica da América do Sul, seguido pela Venezuela, Paraguai e Argentina.

A Venezuela continua com o desenvolvimento do Baixo Caroni, com 4.800 MW em construção, e ainda varias usinas planejadas para o futuro.

A Argentina completou recentemente 3.100 MW da usina de Yaceretá e tem programado a longo prazo de mais 8.600 MW, tendo como prioridade a hidrelétrica de Corpus com 2.800 MW.

Empreendimentos conjuntos começam a aparecer para atender a demanda de todo o continente. No primeiro caso podemos citar as usinas de Itaipu e Yaceretá, construídas respectivamente entre Brasil e Paraguai e Argentina e Paraguai. Sendo a usina de Yaceretá, catastrófica em termos de danos ao meio ambiente comparado somente a usina de Masdra na Índia(*) e Balbina(**) no Brasil.

(*) **Noticiário apresentado pelo Discovery Channel (1998), onde o Banco Mundial é apontado como responsável**.
(**) **Balbina, situada no estado de Roraima, representa a maior área inundada por potência instalada (225 km^2/kW)**

Atualmente a potência instalada em toda a América do Sul é de aproximadamente 104.700 MW, o que corresponde a aproximadamente 9,4% do total disponível, ou seja 1.100 G W, segundo levantamentos disponíveis pelo Energy Council (BREEZE, P., 1997).

É interessante observar que o quadro apresentado por BREEZE, P. em "Renewable Energy at a Price" , publicado em novembro de 1997, que reporta–se as estatísticas de aproveitamentos hidrelétricos mundial do Energy Council de 1997, pouco diferem daquelas apresentadas por Slebinger, V. em "Statistics of all existing Water Power Resources" na Fourth World Power Conference , London, em 1952, e relatadas por MONSONYI E., 1987, e que pode ser observado pela Tabela 2.1.

Tabela 2.1- Balanço dos recursos hidrelétricos de todo o planeta

Continente	Energia Estimada TWh/ano			Potência Disponível GW			Instalado Atual	
	Energy Council	Slebinger	Emil Mosonyi	Energy Council	Slebinger	Emil Mosonyi	GW	TWh /ano
- África	5200	5656	5390	1180	1153	1100	21	89
- Ásia	13390	11322	6622	3054	2308	1350	158	512
- América do Norte e Central	3100	3517	1840	707	717	375	180	718
- América do Sul	5445	5400	3384	1230	1090	690	105	513
- Europa	2120	981	1422	432	200	290	201	793
- Oceania	592	583	(*)	135	119	(*)	12	56
Total	29847	27459		6738	5587		677	2681

Fontes: MONSONYI, E. - Water Power Development – Low Head Power Plants, 1997.
BREEZE, P. - Renewable Energy at a Price, 1997.
Instalado atual - International Energy Agency, 1998 e Bristsh Petroleum, 1998.

(*) Dados não disponíveis pelo autor.

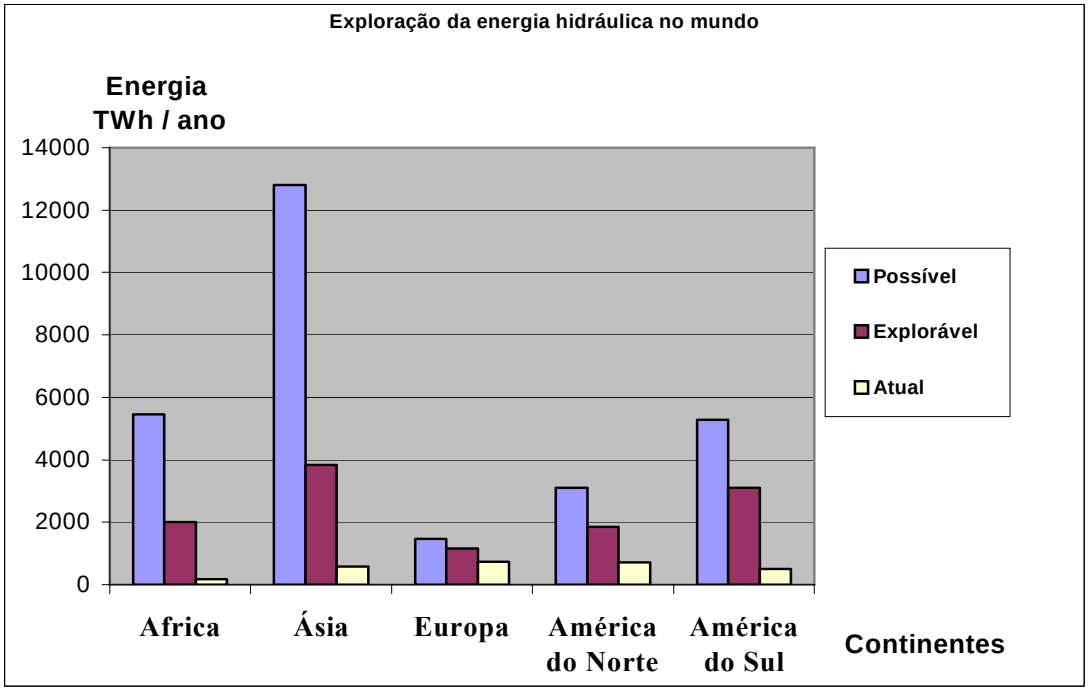


Figura 2.3 – Fonte: MONSONYI, Emil -Water Power Development – Low Head Power Plants, vol. 1, 1997, adaptado para efeito de comparações.

A pergunta que pode ser feita nessa situação de um aproveitamento gigantesco é como as pequenas centrais hidrelétricas poderão ter uma participação marcante e auxiliar para amenizar a falta de energia elétrica no futuro?

As pequenas, mini e microcentrais hidrelétricas não somarão um montante de energia que compensem investimentos somente para atingir as metas previstas para o consumo futuro de energia, porém podem colaborar com três fatores fundamentais:

- melhor distribuição de energia em focos de integração e desenvolvimentos isolados, onde podem substituir outro tipo de energia, como os geradores a diesel;
- atendimento a ponta do sistema em lugares mais próximos a pequenas cidades das regiões de final de distribuição auxiliando no alívio de sobrecarga, economizando investimentos em recuperação das linhas de transmissão;
- Incentivar a pequena indústria mecânica, na fabricação de turbinas padronizadas e na confecção de peças de manutenção para as turbinas que devam passar por uma modernização.

2.3 - As pequenas centrais hidrelétricas

2.3.1 - Um retrospecto mundial

Países como a China, França, Itália, Estados Unidos, Áustria, Japão, Alemanha, Suécia, Dinamarca e outros, há muito se beneficiam da utilização das pequenas centrais hidrelétricas para geração de eletricidade.

Para um posicionamento dentro desse contexto, é interessante lembrar que; quando as primeiras usinas hidrelétricas surgiram, mesmo em países hoje altamente industrializados, no final do século passado, não possuíam mais que algumas unidades de potência instaladas, e não eram consideradas como pequenas centrais.

Na Alemanha, até o ano de 1875, a capacidade total instalada em hidrelétricas alcançava 118 MW. A média da capacidade instalada das usinas era 20 kW; 20 anos mais tarde, a capacidade instalada havia dobrado, entretanto a capacidade média das centrais havia subido somente para 28 kW (NAKARMI, K., e outros, 1993).

Um projeto na Suécia, das décadas de 70 e 80, após um minucioso estudo de avaliação do potencial, construção e operação comercial de pequenas usinas, reuniu um total de 1050 unidades, que após conclusão, no início do século XXI, representará 550 mil KW ou 550 MW.

Nos Estados Unidos foram catalogadas 8.297 pequenas centrais hidrelétricas na faixa de 50 kW a 5 MW, num total de 16.500 MW, o que representa quase 19 % de todo potencial hidrelétrico instalado atualmente naquele país.

Na França, onde predomina o sistema termelétrico, principalmente nuclear, continuam-se construindo maciçamente pequenas centrais hidrelétricas. A França possui uns dos maiores e mais exploráveis recursos hídricos da Europa, principalmente no que tange a pequenos e médios empreendimentos. A capacidade total instalada é de 26.000 MW. Existe ainda um considerável potencial para pequenas centrais hidrelétricas; cerca de 30.000 aproveitamentos tem sido identificados, dos quais 1.500 estão sendo desenvolvidos.

Na Inglaterra, estudos da Monfort University apontam a necessidade de um aumento da energia hidráulica, principalmente com aproveitamento das pequenas centrais hidrelétricas.

Existe hoje uma capacidade instalada em pequenas centrais hidrelétricas (SHP) de somente 80 MW que representam quase 2% da capacidade hidráulica, que é de aproximadamente 16.200 MW.

O recurso economicamente disponível e ainda não explorado em pequenas centrais hidrelétricas é de aproximadamente 700MW (o que elevaria a proporção para quase 15%), e ainda um potencial adicional de aproximadamente 500MW para pequenas centrais hidrelétricas com quedas hidráulicas menores que 3 m.

Desde 1990, o Department of Trade and Industry (DTI) vem lutando de forma ativa para remoção de barreiras que impeçam o desenvolvimento das pequenas centrais hidrelétricas no Reino Unido.

Dois importantes obstáculos já removidos são;

- Pequenas centrais hidrelétricas são isentas de impostos, na chamada isenção, sobre o uso da água na Inglaterra e País de Gales, Lei das Águas (Water Act) , de 1989 (não se aplica a Escócia);
- Sistemas de atendimentos isolados tem sido sistematicamente reformados e atualizados para não alegarem quebra no desenvolvimento econômico.

O DTI tem participado do financiamento de mais de 100 estudos de projetos em PCH, com grandes investimentos provenientes de recursos públicos. Em paralelo ao apoio governamental do R.U. a comunidade européia também tem apoiado os projetos de PCH. Isso é uma parte do reconhecimento de que as PCH's representam uma "considerável e valiosa fonte de recursos de geração de eletricidade".

Na Alemanha, durante os anos 90, a hidreletricidade chegou a suprir 19TWh / ano da demanda, representando 3,5% do total da geração em eletricidade. Aproximadamente 20% desse suprimento foi produto de pequenas centrais hidrelétricas. Nesse período o apoio para em PCHs foi remodelado, trazendo grande desenvolvimento e logo em seguida uma abrupta parada. Mesmo assim, se analisarmos os fornecimentos europeus de uma empresa alemã de turbinas de fluxo cruzado, nos últimos dez anos, a Ossberger Turbinenfabrick, veremos que mais de 80% do fornecimento foi para o mercado interno alemão (ANEXO B).

A Espanha tem um importante recurso hidrelétrico e considerável potencial inexplorado. Pequenas centrais poderiam gerar 6,7 TWh anualmente. Recursos da ordem de 2,5 bilhões de pessetas (aproximadamente US$ 15 $x10^6$) para um próximo período de

10 anos estão sendo investidos em dois importantes projetos de geração elétrica: as pequenas centrais hidrelétricas e a incineração municipal de lixo.

Na Grécia, as pequenas centrais hidrelétricas são uma das mais promissoras fontes de hidreletricidade e do avanço tecnológico aplicado às mesmas. Quase 200 MW tem sido identificados e explorados e uma meta de mais 150 MW está planejada para ser instalada no inicio do próximo século.

Na Noruega, mais de 99% da eletricidade é gerada por hidrelétricas, sendo mais de 30 % por pequenas centrais.

Em resumo, o potencial estimável ainda possível de ser explorado na Europa é de aproximadamente 420 TWh / ano de eletricidade.

Os principais recursos estão na Itália (aproximadamente 160 TWh / ano), França (aproximadamente 72 TWh / ano, e Espanha (aproximadamente 70 TWh / ano). Alemanha, Grécia e Portugal possuem menor quantidade de hidroenergia , enquanto Bélgica, Dinamarca, Holanda, e Luxemburgo possuem escassos recursos. As pequenas centrais hidrelétricas somam 21% do potencial Europeu possível de desenvolvimento em hidreletricidade, ou seja, um montante razoável de aproximadamente 19 GW em potência instalada ou um acréscimo energético de 74 TWh/ano(*).

A China, país com aproximadamente 1.200 milhões de habitantes, possui uma capacidade de geração elétrica instalada de aproximadamente 1.006 TWh / ano sendo 810 TWh/ ano provenientes de termelétricas e 196 TWh /ano de hidrelétricas.

A China possuía no final da década passada cerca de 74 mil pequenas centrais hidrelétricas, responsáveis na época por quase 30 % da capacidade instalada ou aproximadamente 9.500 MW. Hoje a capacidade instalada em hidroelétricas na China é de 48.000 MW, e o total em pequenas centrais hidrelétricas atinge 16.600 MW (JIANDONG, Tong, 1997). Aqui devemos notar, entretanto, que a classificação de pequenas centrais hidrelétricas na China, abrange até a potência de 25.000 kW. Devido a necessidade urgente de energia, nas últimas décadas também a China está investindo de maneira substancial em usinas de grande porte, principalmente com a utilização de tecnologia alemã, como no caso do aproveitamento hidrelétrico de Três Gargantas.

Um aspecto que deve ser mencionado é a grande colaboração existente de alguns países industrializados, na transferência de tecnologia para países subdesenvolvidos,

---

(*) **Calculado com base na tabela 2.1, com fator de utilização de 0,45.**

principalmente da Ásia, como é o caso do Nepal, Butão, Sry Lanka, Indonésia Tailândia e Filipinas.

A Figura 2.4 mostra, de maneira aproximada, como compilado de diversas fontes, a relação entre a potência instalada de cada país mencionado e a participação nesta potência das pequenas centrais hidrelétricas.

Para entendimento, como no início da construção e do advento das centrais hidrelétricas, a capacidades de potência instalada era relativamente pequena, evoluindo para as grandes hidrelétricas com o decorrer dos tempos, países que iniciaram seus aproveitamentos hidrelétricos com o advento dessa tecnologia, logo no final do século XIX, tendem, a acumular até hoje uma grande participação das pequenas centrais hidrelétricas na soma total de potência instalada, caso dos Estados Unidos, França, Alemanha e Inglaterra.

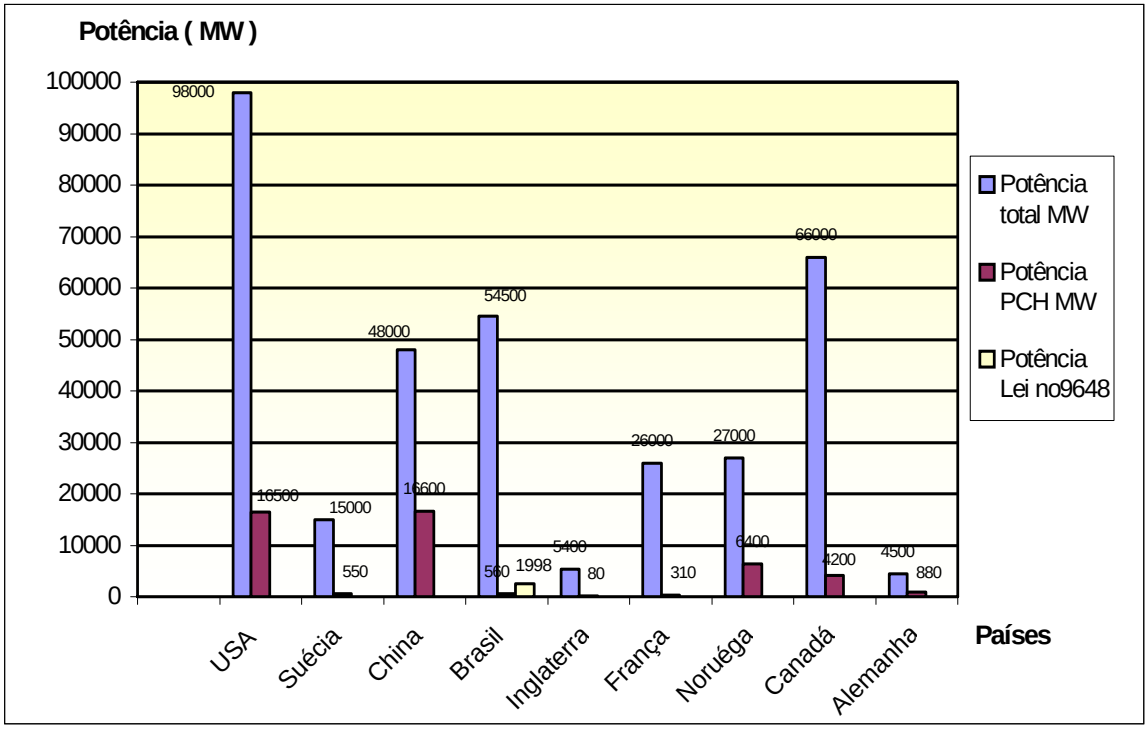


Figura. 2.4 – Comparação dos aproveitamentos em pequenas centrais hidrelétricas de alguns países. Fontes: USA – REVISTA Dirigente Construtor Nº 9, 1984. Alemanha, França, Suécia, Inglaterra, Noruéga – Energy Discussion Fórum. China – JIANDONG, Tong, 1997
Canada - ONTARIO MINISTRY OF ENERGY. Streams of Power –1986.
Brasil – SIPOT, 1997.

2.3.2 - As pequenas centrais hidrelétricas no Brasil

Até as décadas de 50 e 60, quase toda energia elétrica produzida no Brasil já era gerada por usinas, que mesmo sem uma classificação adequada para época, hoje poderiam ser consideradas como pequenas.

Na maioria das vezes, essas pequenas centrais apareceram isoladamente, alimentando pequenas comunidades e setores agro industriais.

A maioria dos equipamentos então empregados, tais como turbinas, geradores, transformadores condutos forçados e reguladores, eram importados da Europa e dos Estados Unidos, sendo vendidos por representantes comerciais ou comprados diretamente, no caso de pequenas indústrias que se instalavam nessas regiões.

O grande impulso e a necessidade de um mercado próprio para a energia elétrica, incentivaram muitos a iniciarem pequenas oficinas para a fabricação de algumas máquinas e equipamentos destinados a pequenos aproveitamentos hidráulicos[*].

Esta atividade veio a se desenvolver com o grande auxílio de técnicos e operários estrangeiros, que trouxeram em suas bagagens alguma experiência nesse tipo de equipamento, executado na maioria das vezes, em empresas de pequeno porte e de cunho totalmente familiar e até mesmo semi-artesanal e que chegavam a ser repassadas de pai para filho.

A maioria dessas empresas se instalou justamente nas concentrações dos focos de imigração, conforme a nacionalidade do país de origem. Assim, podemos citar a Hidráulica Industrial S.A. em Santa Catarina, a Wirz no Rio Grande do Sul, a Quinzan e a Jomeca em S. Paulo.

Todas essas firmas possuíam a mesma escala de equipamentos mecânicos voltados para serviços de soldagem, usinagem e algumas, até com pequenas fundições, suficiente para execução de pequenos rotores Francis ou para as conchas das turbinas Pelton.

Porém, com o grande desenvolvimento econômico das décadas de 60/70, surgiu a necessidade dos aproveitamentos de grande escala principalmente para alimentarem os grandes centros urbanos ávidos por grande quantidade de energia.

---

[*] **Podemos citar o nome de um desses idealizadores, o Sr. Damiano Quinzan, que com a sua oficina na rua dos trilhos, na Mooca, chegou a fazer várias turbinas para serem instaladas pelo Brasil afora.**

Vieram então, os grandes aproveitamentos hidrelétricos, e grandes firmas se instalaram no Brasil, particularmente em S. Paulo, trazendo grande tecnologia para fundição, usinagem, caldeiraria e soldagem pesada, como Voith, Mecânica Pesada, General Eletric, etc.

Por outro lado, o aumento da eletrificação rural, aliados ao baixo custo do petróleo, influenciaram sensivelmente para a diminuição do já pequeno parque industrial voltado para os equipamentos de pequenas centrais hidrelétricas.

Somente em meados da década de 80, o Ministério das Minas e Energia, através do Departamento Nacional de Águas e Energia Elétrica – DNAEE e a Empresa Brasileira de Eletricidade S. A. – ELETROBRAS, sentindo a necessidade da geração de energia elétrica barata, procurando atender as localidades isoladas, onde os custos de transmissão seriam elevados, preocupados com os problemas ecológicos, com a fixação do homem no campo, com o desenvolvimento agropecuário, com o desenvolvimento tecnológico e industrial para o setor, lançou o Programa Nacional de Pequenas Centrais Hidrelétricas (PNPCH) e elaborou os conhecidos manuais para pequenas, mini e microcentrais hidrelétricas.

No "Manual de Pequenas Centrais Hidrelétricas" publicado pela ELETROBRAS DENAEE (1985), podemos encontrar a seguinte observação:

*"**Relativamente a energia Hidráulica, nosso país é privilegiado e talvez se possa dizer que dificilmente haverá um local no território nacional, onde se queime derivado de petróleo para geração de energia elétrica, em cujas imediações não exista sitio próprio à implantação de uma Pequena Central Hidrelétrica".***

Logicamente, o termo aqui empregado de pequenas centrais hidrelétricas diz respeito também as mini e microcentrais, enfim, toda geração de hidreletricidade que possa ser beneficiada pelo aproveitamento de uma pequena queda d'água, capaz de movimentar uma máquina que transforme a energia hidráulica existente na natureza em energia mecânica ou ainda, até mesmo pela própria velocidade da água em algum trecho de um rio, como as conhecidas turbinas de águas correntes que poderiam desenvolver até 1,5 kW de potência ou acionar diretamente uma pequena bomba hidráulica.

Hoje, no entanto, a maioria das pequenas firmas não existe mais, ou encerraram suas atividades, como a Cia. Nacional de Fundição, a Quinzan e a Jomeca, ou se associaram a outras firmas inclusive abrangendo outros ramos de atividades, para poder sobreviver, como foi o caso da Wirz.

2.4 - Classificação das pequenas centrais hidrelétricas e das pequenas turbinas hidráulicas

2.4.1 – Classificação em diversos países

Não existe uma regra ou norma mundial para pequenas centrais hidrelétricas, chegando mesmo o critério variar de país para país.

Tabela 2.2 – Classificação das centrais hidrelétricas de pequeno porte em alguns países

País	Microcentral	Minicentral	Pequena central
China	100	101 - 500	501 - 25000
Peru	5 - 50	51 - 500	501 - 5000
Filipinas			15000
Romênia			5 - 5000
Suécia		100	101 - 5000
Tailândia	200	201 - 6000	6001 -
Turquia	100	101 - 1000	1001 - 5000
Estados	500	501 - 2000	2001 -
Colômbia			20000
Índia	100	101 - 2000	
Brasil	**100**	**101 - 1000**	**1001 - 10000**
			1001 -
Malásia	25	25 - 500	501 - 5000
Nepal			10000
Panamá	100	101 - 1000	1001 – 10000
Equador	50	51 - 500	501 - 5000
Bolívia	100	101 - 1000	
Rep.	100	101 - 1000	1001 - 5000
Vietnã	50	51 - 500	501 - 5000
Japão			10000
França	500	501 - 2000	2001 - 8000
Nova		10000	10001 -
Indonésia			5000
Noruega			10000
Grécia	100	101 - 1000	1001 -
Polônia	100	101 - 1000	1001 -
Finlândia	200	201 - 2000	

Fonte: JIANDONG, Tong; e outros,1997. Incluído o Brasil.[A] Lei nº 9.648, de 27/05/1998.

Contudo, as classificações de micro, mini e pequenas centrais hidrelétricas mais conhecidas entre nós são: a da OLADE e a da própria ELETROBRAS.

2.4.2 – Classificação das centrais de pequeno porte pela OLADE

Segundo a OLADE (Organização Latino Americana de Energia), a classificação que vigora até hoje, tendo como parâmetros a potência e a altura da queda, é apresentada na Tabela 2.3.

Tabela 2.3 – Classificação da OLADE para pequenas, mini e micros centrais hidrelétricas.

Tipo	Potência kW	Salto (m) Baixo	Médio	Alto
Microcentrais hidrelétricas	até 50	< 15	15 a 50	> 50
Minicentrais hidrelétricas	50 a 500	< 20	20 a 100	> 100
Pequenas centrais hidrelétricas	500 a 5.000	< 25	25 a 130	> 130

Fonte: COZ P., Andres Frederico (OLADE – 1985).

2.4.3 – Classificação das centrais hidráulicas de pequeno porte no Brasil

No Brasil, segundo indicado no “Manual de Pequenas Centrais Hidrelétricas” a classificação é um pouco diferente. No citado manual, para efeito apenas de classificação e não para fins de legislação, foram mantidas as mesmas faixas de queda consideradas pela OLADE, adotando-se, porém, a potência instalada como o dobro da potência estipulada pela OLADE, conforme apresentado na Tabela 2.4. Os demais países associados a OLADE, tanto os da América do Sul, como os da América Central seguem as faixas estipuladas pela mesma. No quadro a seguir pode ser visualizada essa classificação para

micro, mini e pequenas centrais no Brasil, conforme portaria do DNAEE nº 125 de 17 de agosto de 1984 e nº 136 , de 06 de outubro de 1987.

Essa classificação funcionou até dezembro de 1998 com a portaria da ANEEL nº 394, que mudou a classificação na faixa das pequenas centrais hidrelétricas.

Tabela 2.4 - Classificação da ELETROBRAS para pequenas, mini e microcentrais hidrelétricas antes da Lei nº 9.648 de 27 de Maio de 1998.

Tipo	Potência kW	Queda (m) Baixo	Médio	Alto
Microcentrais Hidrelétricas	até 100	< 15	15 a 50	> 50
Minicentrais Hidrelétricas	100 a 1.000	< 20	20 a 100	> 100
Pequenas Centrais Hidrelétricas	1.000 a 10.000	< 25	25 a 130	> 130

Fonte: Ministério de Minas e Energia – DNAEE – ELETROBRAS. Portaria nº125 de 17 de Agosto de 1984.

Na época uma observação importante foi enfatizada no "Primeiro Encontro Nacional de Pequenas Centrais Hidrelétricas que de início causou certa dúvida mais que pode ser explicado segundo entendimento também do Projeto de Norma da ABNT 4: 07 .02 –11 de "Classificação de Turbinas Hidráulicas Para Pequenas Centrais Hidrelétricas" de maio de 1983 .

No texto do documento desse "Primeiro Encontro", lemos:

"Assim, as microcentrais hidrelétricas poderão se consideradas as de até 100 kW, potência que se pode considerar como limite superior para centrais hidrelétricas no meio rural brasileiro, pelo menos no momento.

Já as pequenas centrais hidrelétricas, propriamente ditas, terão seu limite superior, 10.000 kW, igual ao limite inferior adotado no trabalho básico de definição do potencial brasileiro pela CANAMBRA na década de 60. Como para uma usina desse porte é conveniente prever-se unidades de no máximo 5.000 kW e não apenas uma de 10.000 kW, ficar–se-a também dentro do limite superior de capacidade de fabricação dos pequenos fabricantes nacionais de turbinas e geradores."

Porém não ficou claro que o limite das pequenas turbinas seria diferente do limite das pequenas centrais hidrelétricas.

Tal dúvida é facilmente esclarecida pela classificação do projeto de norma da ABNT, mostrada na Tabela 2.5.

Tabela 2. 5 – Classificação das turbinas hidráulicas de pequena potência no Brasil

Turbina	Classificação
Microturbinas hidráulicas	aquelas cuja potência é igual ou inferior a 100 kW e vazão até 2 m3 / s.
Miniturbinas hidráulicas micro turbinas hidráulicas.	aquelas cuja potência de até 1.000 kW e vazão de até 7 m3 / s, excluindo a faixa relativa as
Pequenas turbinas hidráulicas	aquelas cuja potência de até 5.000 kW e vazão de até 10 m3 / s excluindo as faixas relativas as micro turbinas e mini turbinas hidráulicas.

Fonte : Projeto de Norma da ABNT 4: 07 .02 –11 , 1983.

Assim, pelo exposto compreende-se que a classificação de pequenas turbinas hidráulicas difere da classificação das pequenas centrais hidrelétricas no que tange ao limite de potência.

Segundo o SIPOT (Sistema Informatizado do Potencial Hidráulico Nacional), apenas 21% de todo potencial hidrelétrico brasileiro correspondem a usinas em operação.

O potencial hidrelétrico brasileiro é estimado em 260.144 MW (levantamento do SIPOT de dezembro de 1997), dos quais estão instalados atualmente 54.514MW.

Com relação às pequenas centrais hidrelétricas, se analisado pela antiga classificação, foram levantados em todo Brasil pelo DNAEE e SIPOT, através de um estudo de viabilidade ou projeto básico um número de 2.423 aproveitamentos com potencial igual ou inferior a 10 MW, num total de 4.189,03 MW, ou seja, aproximadamente 6 turbinas da usina hidrelétrica de Itaipu Binacional (720 MW cada).

A capacidade instalada de pequenas centrais hidrelétricas até abril de 1998 era de 556 MW de potência efetiva total instalada, totalizando 262 aproveitamentos hidrelétricos (Fonte: SIPOT- ELETROBRAS – abril 1998).

Portanto, o número de pequenas centrais hidrelétricas remanescentes, que podem ser desenvolvidas é de 2.161, ou ainda um total de 3.633,02 MW de potência.

Em comparação com toda a potência instalada no país, a potência das pequenas centrais hidrelétricas chega apenas a 1%, valor muito baixo quando comparado com alguns países de grande produção hidrelétrica.

Mesmo com todo potencial a ser desenvolvido ainda em termos de pequenas centrais hidrelétricas o programa decenal de geração de energia da ELETROBRAS não contemplava de maneira mais estimulante a implantação dessas pequenas centrais. Segundo o plano decenal 1997–1998 da ELETROBRAS, previa-se a instalação e operação de apenas 15 pequenas centrais, totalizando uma potência instalada de 93,73 MW, entrando no sistema até o ano de 2006.

Por outro lado, levando-se em conta a Lei nº 9.648 de 27 de Maio de 1998, que aumenta o limite das pequenas centrais para 30 MW, a potência total instalada passa para aproximadamente 1.150 MW, mais que o dobro do caso anterior (soma realizada tendo como base a lista total do SIPOT).

Ainda, dentro desta nova classificação, o CERPCH (Centro de Referência em Pequenas Centrais Hidráulicas), criado com os auspícios do IV Fórum de Energia Renovável, lançou como meta para o setor energético nacional alcançar, até o ano de 2005, uma potência instalada em pequenas centrais 2.500 MW (TIAGO F.- Notícias – CERPCH , nº 2, Março-Abril-Maio/1999).

Os valores acima levam em conta os cadastramentos de inventário obtidos junto a ELETROBRAS, a partir do SIPOT. Muitas mini e microcentrais hidrelétricas construídas por particulares para atendimento exclusivo de suas propriedades e pequenas cooperativas rurais, sem qualquer interesse em venda de energia excedente dentro da rede elétrica, passam desapercebidas para levantamento estatístico geral.

Na maioria dos casos não existe um simples projeto de aproveitamento e da seleção do tipo de turbina adequada o que torna quase sempre a potência instalada muito aquém da potência firme que poderia ser instalada, mas, como a mesma pode atender de sobra as pequenas necessidades do proprietário, o mesmo se dá por satisfeito, visando assim, o custo imediato da instalação e não a possibilidade futura da negociação da energia excedente. Neste caso os custos devem ser avaliados com a inclusão da linha de transmissão que dependendo da extensão pode tornar a negociação inviável.

Como podemos observar, qualquer investimento maior ou iniciativa para um incentivo firme no âmbito das micro, mini e pequenas centrais hidrelétricas deverá partir de uma política séria por parte dos órgãos governamentais, incluindo parcerias com o setor privado.

2.4.4 - O campo de aplicação da turbina de fluxo cruzado

É nesse cenário, que se pode pensar na utilização da turbina de fluxo cruzado para as condições brasileiras, principalmente no atendimento às microcentrais hidráulicas.

Essas condições vão desde os interesses dos tradicionais fabricantes de turbina, até a falta de ações políticas, que incentivem a utilização da turbina de fluxo cruzado em nosso país, quer em projeto, pesquisa, implantação de pequenas indústrias voltadas para a fabricação dessas máquinas, mas, principalmente para a utilização da energia oriunda desse tipo de instalação.

Em 04 de Dezembro de 1998, a ANEEL emitiu a resolução nº 394, estabelecendo condições, visando a estimular o desenvolvimento de estudos, projetos e construção de centrais hidrelétricas de potência igual ou inferior 30.000 kW, de conformidade com o previsto no art. 4º da Lei nº 9.648, de 27 de maio de 1998.

O art.2º da resolução enquadra os aproveitamentos hidrelétricos com potência superior a 1.000 kW e igual ou inferior a 30.000 kW, com área total do reservatório igual ou inferior a 3,0 km^2, como aproveitamentos com características de pequenas centrais

hidrelétricas. Convém lembrar entretanto, que a classificação para as micro e minicentrais não foi alterada, e mediante a grande defasagem de faixas que agora se faz presente, as mesmas merecessem um apoio maior por parte dos órgãos responsáveis, incentivando sua utilização em todo território nacional.

Quando a classificação da norma ABNT 4: 07 .02 –11 de 1983, previu a potência máxima para as pequenas turbinas hidráulicas de 5.000 kW, era para dar oportunidade ao desenvolvimento de pequenas oficinas com condições de participarem desse mercado.

Assim, ficou mais difícil não só para a turbina de fluxo cruzado, mas também para as turbinas tradicionais fabricadas pelas pequenas firmas, cobrir de maneira satisfatória a faixa das pequenas centrais hidrelétricas. A idéia promulgada pela política das pequenas centrais hidrelétricas era de se construir uma central de 10.000 kW, por exemplo, necessariamente com duas pequenas turbinas de 5.000 kW cada.

Com respeito a turbina de fluxo cruzado, embora alguns fabricantes internacionais de renome ofereçam-na com potências de até 2 .000 kW, podemos verificar que o maior campo já ofertado e instalado está bem abaixo disso, tornando a mesma ideal para mini e micro aproveitamentos dentro da classificação atual brasileira.

Essa comparação pode ser visualizada pelo gráfico da Figura 2.5.

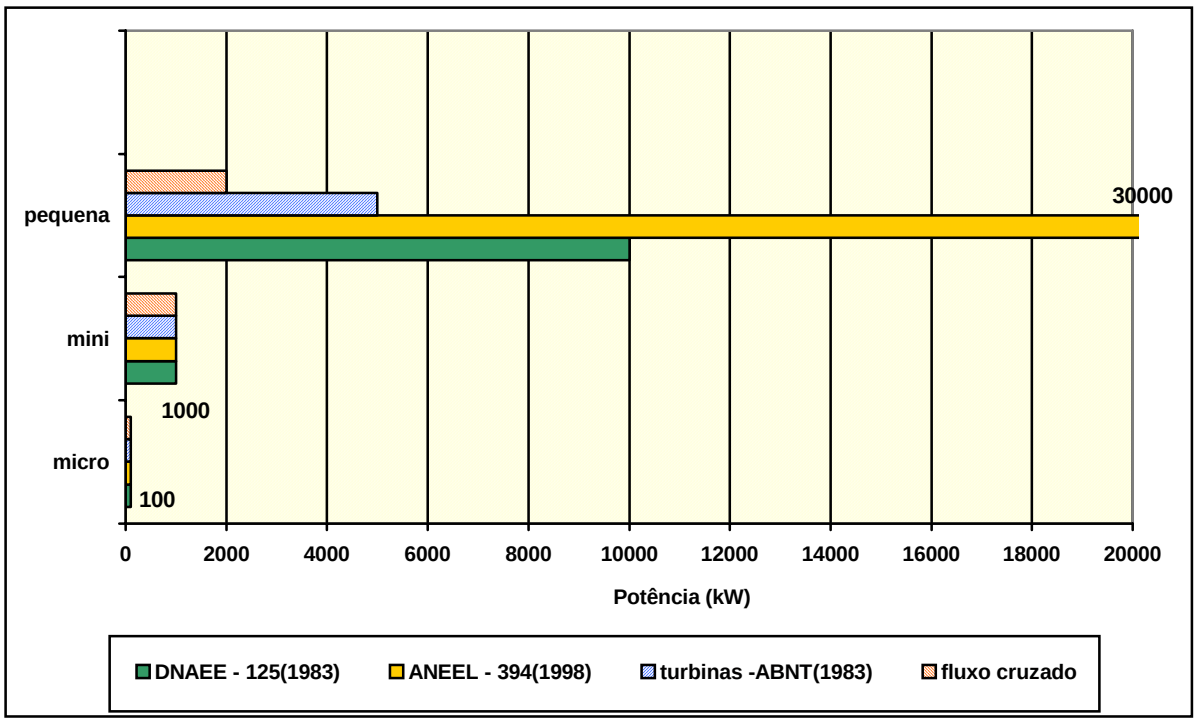


Figura 2.5 – Comparação entre as classificações de centrais hidrelétricas de pequeno porte e a classificação de turbinas de pequeno porte. Fontes: adaptado das classificações da ELETROBRAS e da Norma ABNT.

CAPÍTULO 3 - Tipos de turbinas hidráulicas aplicadas às pequenas, mini e microcentrais hidráulicas.

3.1 - Introdução

Desde o surgimento da civilização agrícola e o desenvolvimento das necessidades básicas do homem, o desafio da força d'água e sua utilização vêem sendo colocados entre os principais requisitos da existência do homem e de seu avanço econômico e cultural.

Um exemplo disso é a quantidade de esquemas hidráulicos encontrados na Mesopotâmia e no Império Egípcio da época dos Faraós, por volta de 3.000 a 2.000 anos A. C. (Ossberger Turbinenfabrik, 1998).

Na idade média a utilização da energia em cidades que possuíam cursos d'água, freqüentemente determinavam a produtividade de seus negócios e seu apogeu comercial.

Assim por exemplo a força econômica dos Augsburg na Baviera, muito antes do aparecimento da famosa família de mercadores Fluggers, foi concentrada por inúmeros artesãos com colocação de máquinas hidráulicas nos meandros dos rios Leach e Wertach.

Leonardo da Vinci, naturalmente, também pesquisou a utilização da força hidráulica. Seus projetos de turbinas para acionar laminadores, máquinas têxteis e outros equipamentos, os quais admite-se nunca foram colocadas em prática, já eram bastante avançados para a época.

No século XVII, foi construído um esplêndido dispositivo aquático nos jardins do rei francês Luís XIV, em Versailles, acionado por uma máquina movida pela água, com um custo enorme. Ela tinha algo em torno de 100 HP, era um triunfo tecnológico na época, mas com um rendimento muito baixo, não passando de apenas 6,5%.

Este capítulo tratará dos principais tipos de turbinas e máquinas utilizadas para geração de energia em micro, mini e pequenas centrais hidráulicas. São preferíveis os termos geração de energia e centrais hidráulicas à geração de eletricidade e central hidrelétrica, pelo fato de uma pequena turbina poder gerar energia exclusivamente para o uso mecânico, vindo a acionar diretamente certos tipos de máquinas sem a necessidade da transformação em energia elétrica.

3.2 -Histórico sobre a evolução das turbinas hidráulicas

Os seguintes marcos são relevantes na evolução das turbinas hidráulicas: (Fontes: **LAURIA**, Douglas,1993. **MOSONYI**, Emil.1988 - Vol. I. Brief Historical Survey , pag. 119 - 131 . **SARRATE**, I. Lana, 1967).

1403 – Desenho mais antigo de uma roda d'água que se conhece, com eixo vertical.

1550 – J. Besson descreve a primeira turbina axial de reação com pás de madeira, construída na região de Toulouse, na França.

1730 – Bernouilli publica em seu livro uma fórmula para o cálculo da força exercida por um jato d'água.

1750 – J.A. Segner idealiza a primeira máquina fazendo uso do jato d'água, instalada em Nörten, próximo a Göttingen (rio Leine, Alemanha).

1754 – Euler estabelece a equação fundamental das máquinas de fluxo, admitindo escoamento uni direcional e número infinito de pás.

1824 – C. Burdin apresenta à Academia de Paris projetos de turbinas de ação e reação, e propõe pela primeira vez o nome turbina.

1827 - Fourneyron inventa a primeira máquina hidráulica praticamente utilizável, que se transformou posteriormente na turbina de reação.

1834 – Fourneyron constrói e instala sua turbina para uma queda de 108 m, potência de 25 kW e rotação de 2200 rpm.

1838 – J. V. Poncelet publica trabalho sobre a turbina de Fourneyron . Propõe uma roda d'água de fluxo inferior com as pás acionadas parcialmente, precursora da turbina de **Fluxo Cruzado .**

1841- Henschel-Jonval – primeira turbina axial de reação com tubo de sucção. Regulação do nível d' água por meio de vários anéis; vazão o mais constante possível e queda variável.

1842- Roda tangencial de Zuppinger, para grandes quedas e vazões reduzidas.

1843- Fontaine construiu a turbina de Jonval para saltos constantes e vazões variáveis, trabalhando a livre admissão.

1848- Schwamkrug idealiza a primeira turbina parcial para grandes quedas e vazões reduzidas.

1849- Francis idealiza a turbina Francis. Inicialmente com câmara aberta.

1851- Girard aperfeiçoou a turbina Fontaine , regulando consecutivamente as células, assegurando sua regulação e construindo a turbina parcial com queda a mais constante possível.

1860- Haenel, Knop e Lehmann, constróem a turbina Girard em forma de turbina limite para vazões e alturas variáveis.

1872- Fink institui as palhetas diretrizes giratórias , primeira regulação correta das turbinas de reação.

1873 - J.M. Voith constrói a primeira turbina Francis com palhetas diretrizes Fink.

1880 - Pelton idealiza e patenteia a turbina Pelton.

1886 – G. A. Pfarr constrói para a firma Voith a turbina Francis com caixa espiral.

1891 – Primeiro regulador mecânico de rotação construído por G. A. Pfarr e instalado na Usina de Lauffen.

1892 – H. Bremer patenteia na Alemanha o injetor para turbina Pelton.

1903 – A. G. M. Michell inventa a turbina de fluxo cruzado.

1912 - Primeiros experimentos da turbina Kaplan.

1918 – **Banki constrói e otimiza a turbina de fluxo cruzado, independente de A. G..M. Michell.**

1924 – A fábrica Charmilles constrói a usina Piottino, na Suíça com turbinas Francis de 300 m de queda e potência de 22 MW.

1925 - Colocação em funcionamento da primeira turbina Kaplan de grandes proporções.

1926 – A firma J. M. Voith constrói as primeiras turbinas Kaplan, com pás fixas e 6 MW.

1928 – A firma KMW constrói a primeira turbina Kaplan de grande porte com pás móveis e potência de 11 MW e diâmetro de 5,8 m.

1930 – A firma J. M. Voith fabrica as turbinas Pelton para Usina de Henry Borden, em Cubatão, S.Paulo.

1931 – A firma Escher Wyss constrói a primeira turbina reversível axial (Bomba – Turbina) enquanto que a Voith constrói a primeira turbina reversível tipo Francis, que é instalada na usina reversível de Pedreira para captação e geração de energia (rio Pinheiros – S. Paulo).

1936 – A firma Escher Wyss constrói as primeiras turbinas bulbo**.**

1939 – As firmas J. M. Voith e Escher Wyss, constróem as turbinas Francis para queda de 87m, potência de 85 MW e 4,5 m de diâmetro.

1956– A firma suéca, Nohab, constrói 3 turbinas Francis com rotores completamente soldados para a usina de Stornorfors com potência de 147 MW.

1957 – A firma francesa, Neyrpic, constrói a primeira série de 24 bombas-turbina Kaplan para a usina maré motriz de La Rance (França).

1965 - A firma Leningrad Metallindrustrie constrói 8 turbinas Kaplan com potência de 60 MW e diâmetro externo do rotor de 10,3m, até hoje o maior que se tem notícia, para a usina Satarow, no rio Volga.

1966 – A firma italiana, Riva, constrói duas turbinas Pelton de dois jatos e eixo horizontal com 130 MW cada e altura de queda 1300 m, para a usina de Monte Cerusio (Itália).

1969 – As firmas Andritz (Áustria), e Escher Wyss (Suíça), constroem 4 turbinas Francis com altura de queda de 672m (até então maior do mundo), e potência de 60 MW cada para a usina de Rosshag (Áustria).

1973 – A firma canadense Dominion e americana Allis Chalmers constroem as turbinas Francis para usina de Grand Coulle II, no rio Columbia, estado de Washington, até então as maiores turbinas do mundo com diâmetro externo de 9,5 m. potência de 700 MW.

1980 – A firma Escher Wyss constrói duas turbinas Pelton com potência de 265 Mw cada uma, e 6 jatos, para a usina de Silz (Austria).

1981 - As firmas Voith e Neyrpic com suas associadas brasileiras Voith S.P. e Mecânica Pesada, constróem 18 turbinas com 750 MW, com diâmetro da roda, tipo Francis, de 8,60 m, peso de 310 ton., para maior usina até então construída no mundo (Itaipu Binacional).

1984 – As firmas Andritz (Áustria) e Escher Wyss (Suíça), constroem para a usina de Häusling, na Áustria, duas turbinas Francis para altura de queda máxima de 740m e potência de 180 MW. Desde então, esta é a mais alta queda para este tipo de turbina.

1991 – As firmas GE Hydro e J.M. Voith iniciam a fabricação das turbinas de "Three Gorges Project", Sanxia, China, com 710 MW, e queda de 80,6 m, a qual após concluída, com previsão entre 2.020 a 2.030, será a maior central hidrelétrica do mundo, com 25.000 MW.

1998 – O consórcio formado pelas empresas: VA TECH VOEST MCE, austríaca, SULZER HYDRO e HYDRO VEVEY, suíças, instalam a turbina Pelton de BIEUDRON,

na Suíça, com dois recordes mundiais, maior queda, de 1.800 m, e maior potência para uma turbina Pelton, 423 MW, com diâmetro do rotor de 3,993 m.

3.3 – Tipos de turbinas utilizadas em micro, mini e pequenas centrais hidráulicas.

Os tipos de turbinas usadas mundialmente e fabricadas para pequenas centrais hidrelétricas ou mesmo para aplicação de caráter mecânico na transmissão de força em pequenos sítios são:

1- A turbina Turgo ;
2- A Turbina Pelton;
3- A turbina de fluxo cruzado;
4- A turbina Francis ;
5- A turbina Axial;
6- A turbina sifão;
7- A turbina S;
8- A turbina Bulbo;
9- A bomba centrífuga funcionando como turbina;
10- A turbina de águas correntes.

As apresentações resumidas de cada tipo de turbina ou aplicações a seguir darão uma idéia bastante ampla de como pode ser feito um aproveitamento hidráulico principalmente no âmbito dos pequenos aproveitamentos hidráulicos para utilização motriz ou para a geração de energia elétrica, ajudando na decisão para se obter o melhor equilíbrio, econômico, social e ambiental.

Nem sempre a melhor técnica em termos de projeto e rendimento ou um menor custo será a melhor escolha para atender as necessidades locais em termos de distribuição de recursos de um empreendimento isolado como as agroindústrias e as cooperativas.

3.3.1 - A turbina Turgo

A turbina Turgo é uma máquina de impulso similar a turbina Pelton. Entretanto, o jato é desenhado para atingir o plano do rotor em um determinado ângulo (na prática se usa normalmente 20^0).

Neste tipo de turbina a água entra por um lado do rotor, saindo pelo lado oposto. Como conseqüência dessa passagem, o fluxo total de água que o rotor da turbina turgo pode aceitar não está sujeito a qualquer interferência principalmente quando da sua saída das pás o que acontece com o retorno do jato nas conchas da turbina Pelton ou mesmo interferindo com o próprio jato da entrada (HARVEY, Adam; e outros, 1998).

Assim, a turbina Turgo pode ter um rotor de diâmetro menor que o rotor da turbina Pelton, para uma potência equivalente. Possui, portanto uma alta rotação em rpm.

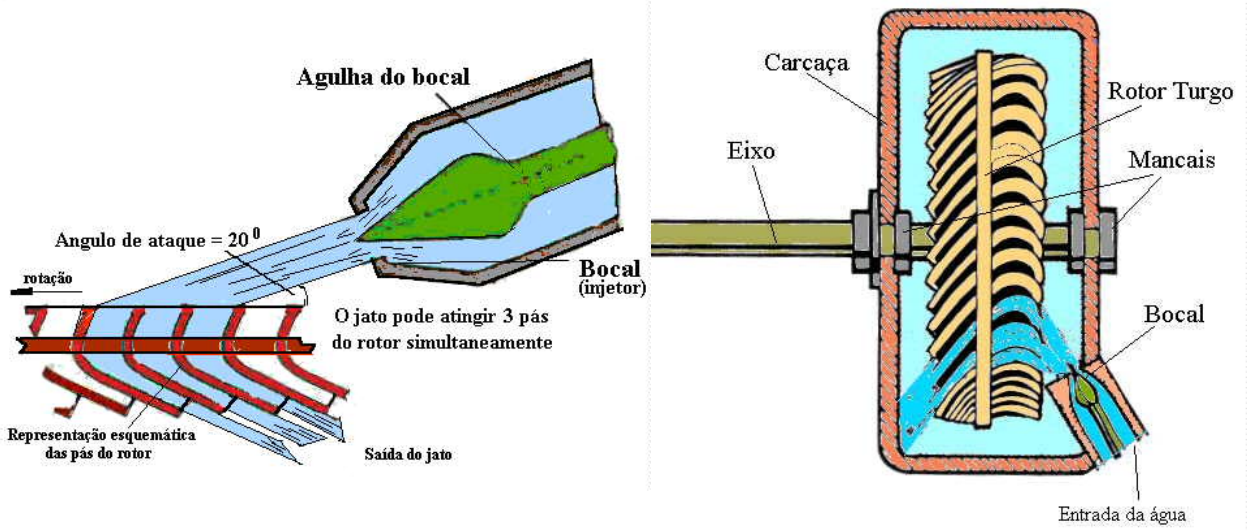


Figura. 3.1 – Desenho mostrando o funcionamento da turbina Turgo

Como a turbina Pelton, a turbina Turgo trabalha em uma grande faixa de rotações e não necessita de vedações especiais nos mancais, uma vez que a câmara não trabalha com pressão maior que a atmosfera.

A turbina Turgo possui também certas desvantagens com relação a turbina Pelton: primeiro, é mais difícil de fabricar que a turbina Pelton, uma vez que as pás, possuem forma complexa, sobrepostas e mais frágeis que as conchas da turbina Pelton; segundo, o esforço do jato causa uma reação axial nos mancais além do esforço radial normal. Isso provocará o uso de mancais de rolamentos autocompensadores ou mesmo de rolos cônicos ao invés dos simples rolamentos de esferas normalmente adotados.

O rotor da turbina Turgo é fundido, normalmente, em aço juntamente com as pás, o que requer uma pequena fundição, necessitando de modelo, moldes e todo aparato de uma pequena oficina de fundição, não sendo assim de grande praticidade para a maioria das pequenas oficinas.

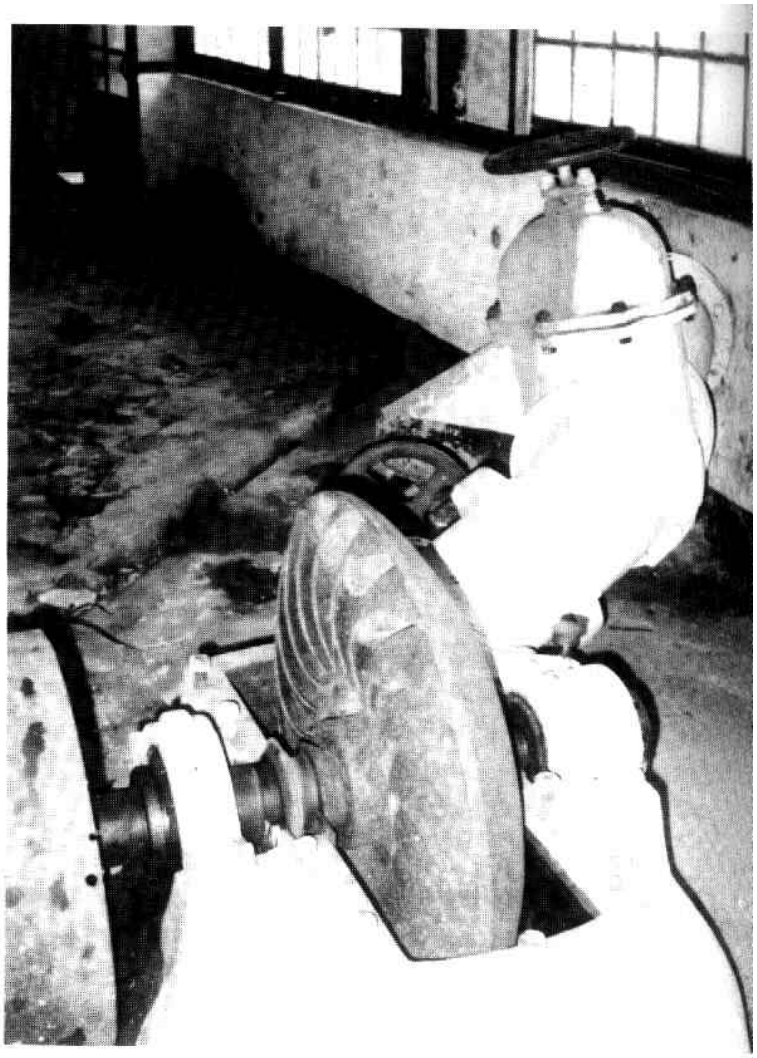


Figura 3.2 - Fotografia do rotor de uma turbina Turgo.

Fonte: HARVEY, Adam; e outros 1998.

Não se tem notícia desse tipo de turbina utilizada no Brasil. Na relação de inventário do SIPOT (Sistema de Informação do Potencial Hidrelétrico Brasileiro), não se encontra menção de qualquer instalação com a utilização desse tipo de turbina.

Porém, é bastante usada na Índia onde foi levada pelos ingleses, existindo firmas que constróem esse tipo de turbina para potências de 10 à 3.000 kW, com quedas entre 24 e 200 m (Joyti Ltd)(*) .

3.3.2 – A turbina Pelton

Juntamente com as turbinas Turgo e de fluxo cruzado, a turbina Pelton é uma turbina de ação. A principal característica é a velocidade do jato na de saída do bocal, que pode chegar, dependendo da queda entre 150 a 180 m/s e a admissão parcial na turbina.

Na turbina Pelton, o torque é gerado pela ação de um jato livre sobre a dupla concha do rotor. Por essa razão a turbina Pelton também é chamada de turbina de jato livre. Essa turbina foi idealizada cerca de 1880 pelo americano Pelton de onde se originou o nome. Em grandes aproveitamentos as turbinas Pelton são consideradas para alturas superiores a 150m podendo chegar até 2000, neste caso para alturas menores que 250m pode-se tornar mais conveniente o uso da turbina Francis (EISENRING, Marcus, 1991).

Para mini e micro aplicações entretanto, a turbina Pelton pode ser usada para baixas quedas em alguns casos até menos de 20m (HARVEY, Adam ; e outros, 1998).

Para grande vazão e pequena queda a roda da turbina pode-se tornar demasiadamente grande em relação a potência; neste caso deve-se usar uma das duas soluções:

a) Aumentar o número de jatos. Com o uso de dois ou mais jatos pode-se admitir um menor diâmetro do rotor para a mesma vazão;
b) Utilizar rotores gêmeos. Dois rotores podem ser usados lado a lado montados no mesmo eixo ou nos extremos do gerador montados também sobre o mesmo eixo. Essa opção normalmente só é utilizada quando não existe condições de maximizar o número de jatos.

(*) **Também bastante difundida na China e Austrália. [MEIER, U., 1985].**

c) Pode-se ainda, bifurcar uma única tubulação principal, o mais próximo da turbina e instalar duas turbinas independentes, com geração independente.

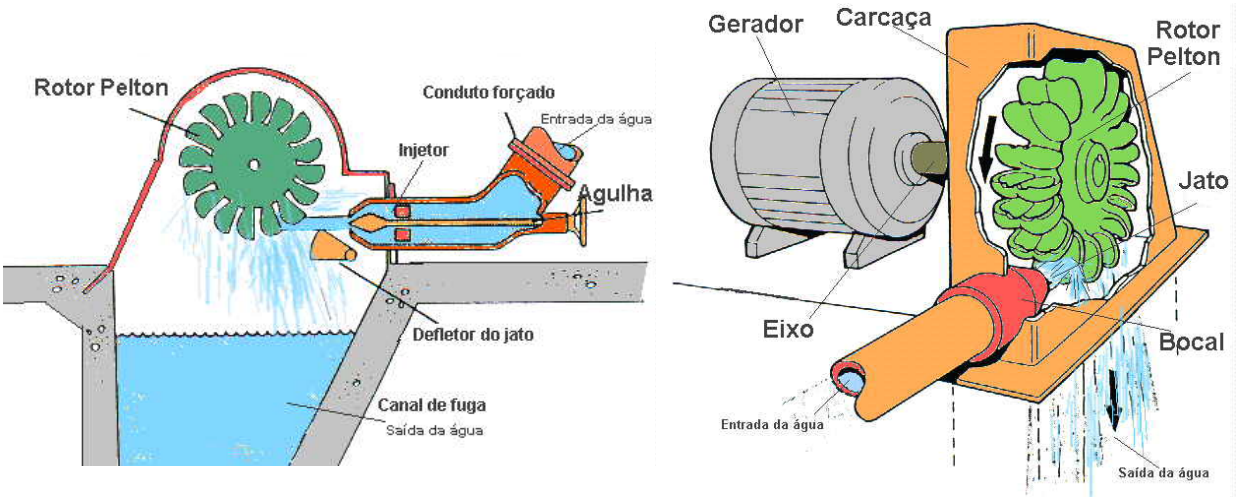


Figura 3.3 – Desenho mostrando o funcionamento de uma pequena turbina Pelton com eixo horizontal e apenas um bocal.

Geralmente o gerador é acoplado diretamente ao eixo da turbina, por meio de acoplamentos rígidos, mas um ajuste de rotações pode ser feito com o uso de transmissão por correias ou redutores de engrenagens. No caso da utilização de correias, para pequenas potências dá-se preferência as correias padronizadas em V, que são mais versáteis e baratas que as correias planas, recomendadas para potências maiores.

Basicamente a turbina consiste das seguintes partes consideradas principais: o rotor, o bocal e a caixa.

Os rotores atuais são fundidos em uma só peça, com as conchas e a roda formando um só conjunto. Entretanto é possível a fabricação separada das conchas e da roda e a fixação por meio de pinos e parafusos. No primeiro caso, caso haja uma concha danificada o rotor precisa ser substituído por inteiro, enquanto no segundo caso, basta substituir a pá danificada. O material utilizado para a fabricação das conchas é o aço fundido com adição de 13% de cromo. A geometria das conchas é bastante complicada o que torna sua fabricação um serviço quase artesanal principalmente a etapa de acabamento. A concha deve ter a capacidade de absorver convenientemente a energia cinética transmitida pela ação do jato que sai do bocal e ao mesmo tempo distribuí-la no seu retorno, sem interferir com a pá subsequente.

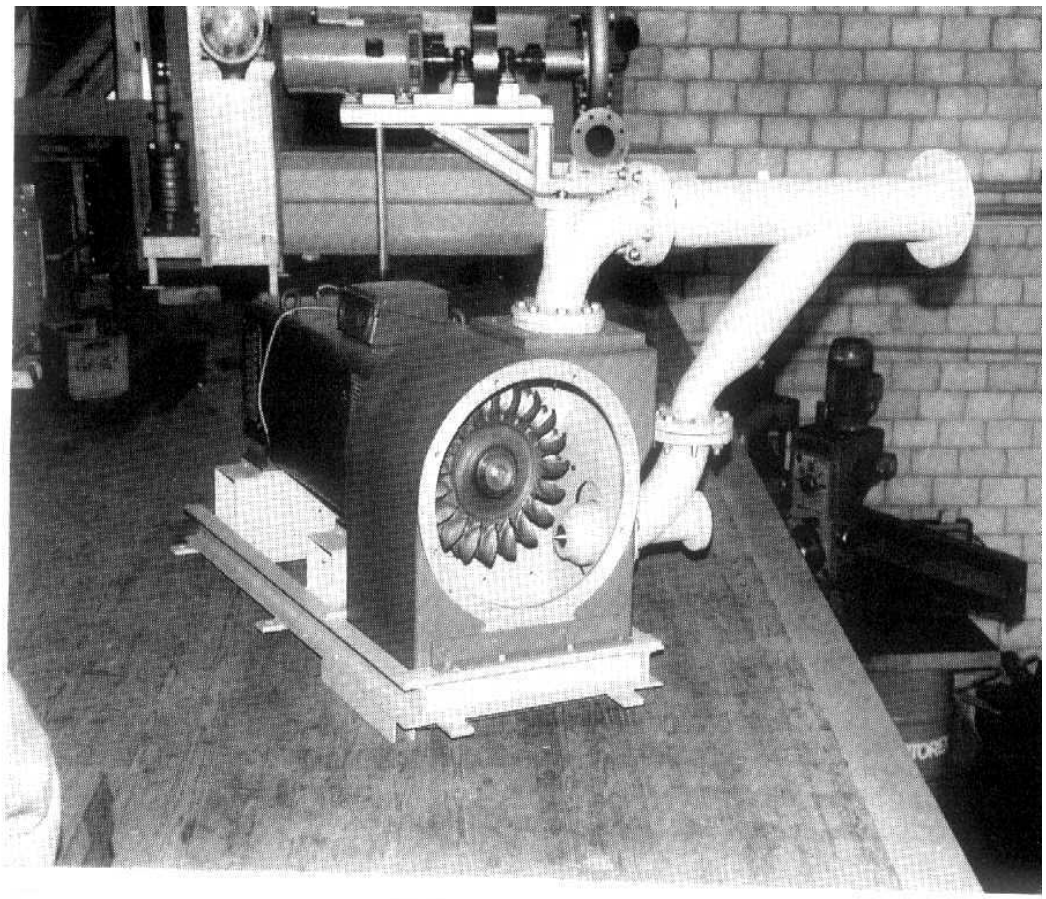


Figura 3.4 – Fotografia de uma pequena turbina Pelton de 2 jatos para alturas até 400m, podendo alcançar potências de até 100 kW. Fonte: EISENRING; M.,1991.

No bocal a pressão da água é convertida em velocidade. O bocal consiste em uma peça cônica fixada ao extremo da tubulação e uma agulha interna acionada por uma haste, a qual regula o fluxo de saída da água para a roda da turbina.

Tanto o bocal quanto a agulha sofrem severo desgaste, sendo feitos de material de alta qualidade, normalmente um aço com manganês, que apresenta grande resistência ao desgaste, provocado por partículas como areia.

Algumas máquinas possuem a agulha do bocal construídas em bronze e apresentam boa resistência ao desgaste.

Encontram-se no Brasil várias centrais hidrelétricas, principalmente no campo das pequenas centrais, funcionando com esse tipo de turbina porém o número é bastante reduzido quando comparado com as tradicionais Francis e Kaplan.

A firma N.H. GERADORES Ind. e Com. Ltda (1999), de Manhuaçu, Minas Gerais, fabrica e instala o conjunto completo, turbina Pelton/gerador, para potências até 8,5 kVA, podendo ser estudado o fornecimento com geradores de fabricação de terceiros, até 30 kVA. É utilizada também para pequenas quedas, que podem variar de 6 a 20 m. Seu fabricante possui registros de mais de 10.000 dessas unidades instaladas em todo Brasil. Os preços podem variar de R$ 700,00 a R$ 6.800,00 o kVA, dependendo da altura e potência.

3.3.3 - A turbina de fluxo cruzado

A turbina de fluxo cruzado, também chamada de fluxo transversal, Michel-Banki, Michel – Ossberger, ou simplesmente Banki, tem o comportamento de uma turbina de ação, estando no mesmo nível de classificação das turbinas Pelton e Turgo.

Sendo nosso foco de estudos, a turbina de fluxo cruzado será analisada no **CAPÍTULO 4** com todos os detalhes necessários para sua fabricação e utilização, principalmente dos seus componentes mais importantes e que ainda hoje são motivo de estudos em diversos laboratórios de pesquisas em todo o mundo: o injetor e o rotor.

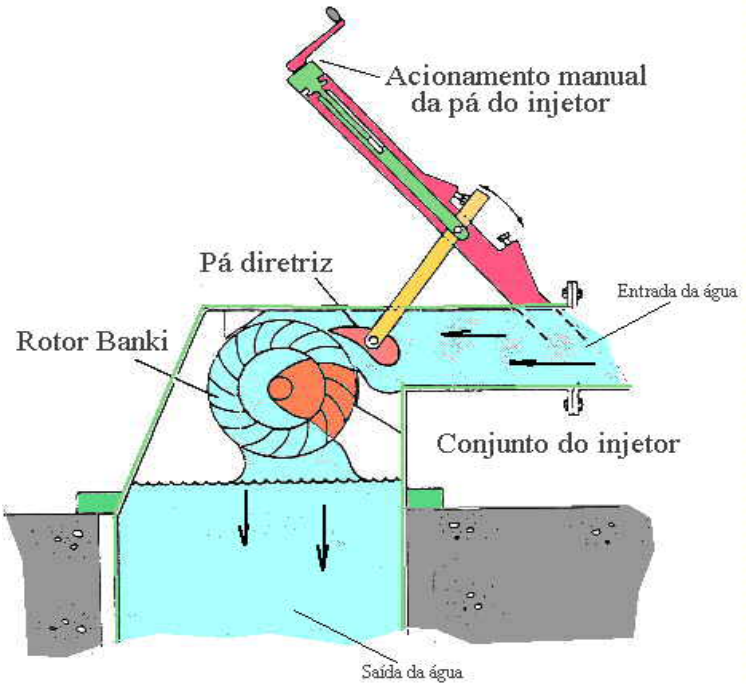


Figura 3.5 – Esquema de uma turbina de fluxo cruzado com regulador manual

A turbina de fluxo cruzado, embora já bastante difundida em muitos países não apresenta grande penetração no Brasil. Na lista oficial do SIPOT, não se encontra qualquer menção de um tipo desta turbina instalada com registro oficial.

3.3.4 - A turbina Francis

A turbina Francis foi idealizada em 1849, tendo o nome do seu inventor, sendo que a primeira turbina foi construída pela firma J.M. Voith em 1873, passando desde então por aperfeiçoamentos constantes, como a utilização das pás diretrizes, também chamadas de pás Fink (SARRETE, I. Lana, 1956).

Tem sido aplicada largamente, pelo fato das suas características cobrirem um grande campo de rotação específica. Atualmente se constróem para grandes aproveitamentos, podendo ultrapassar a potência unitária de 750 MW. As turbinas construídas entre 1930 a 1950 não possuíam rendimentos superiores a 85%, hoje ultrapassam a 92% para grandes máquinas.

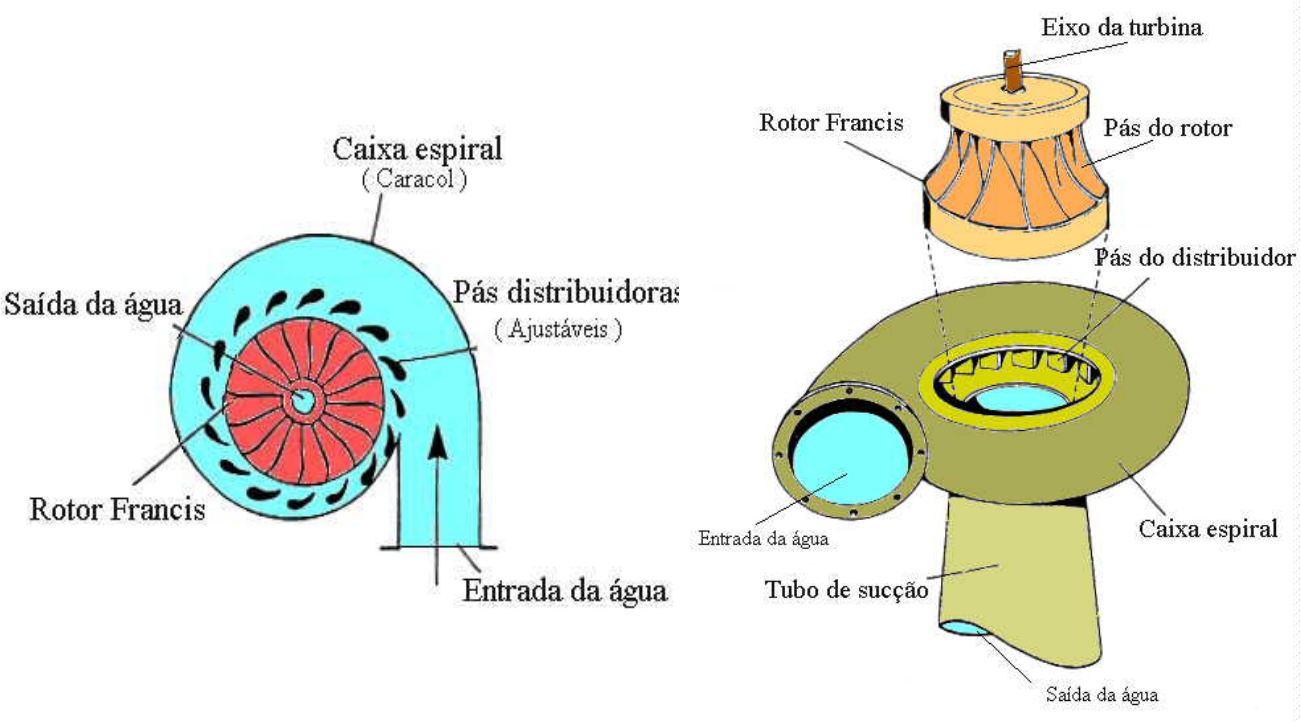


Figura 3.6 – Desenho esquema de funcionamento de uma turbina Francis de eixo vertical.

A turbina Francis, considerada uma turbina de reação ou seja, funciona com uma diferença de pressão entre os dois lados do rotor.

As pás do rotor são perfiladas de uma maneira complexa e uma caixa espiral, normalmente fundida, para as turbinas pequenas, distribuí a água ao redor do rotor.

Em operação, a água entra no rotor pela periferia, após passar através da pás diretrizes as quais guiam o líquido em um ângulo adequado para a entrada das pás do rotor, deixando o mesmo axialmente em relação ao eixo.

A turbina Francis pode ser executada tanto com eixo na horizontal quanto na vertical. A construção com eixo na horizontal, ou seja, a roda trabalhando verticalmente é utilizada para pequenas unidades, nesse caso apoiados em mancais de deslizamentos radiais e dispensa a utilização de mancais guias, utilizados quando a construção é de eixo vertical, além da utilização do mancal de escora axial.

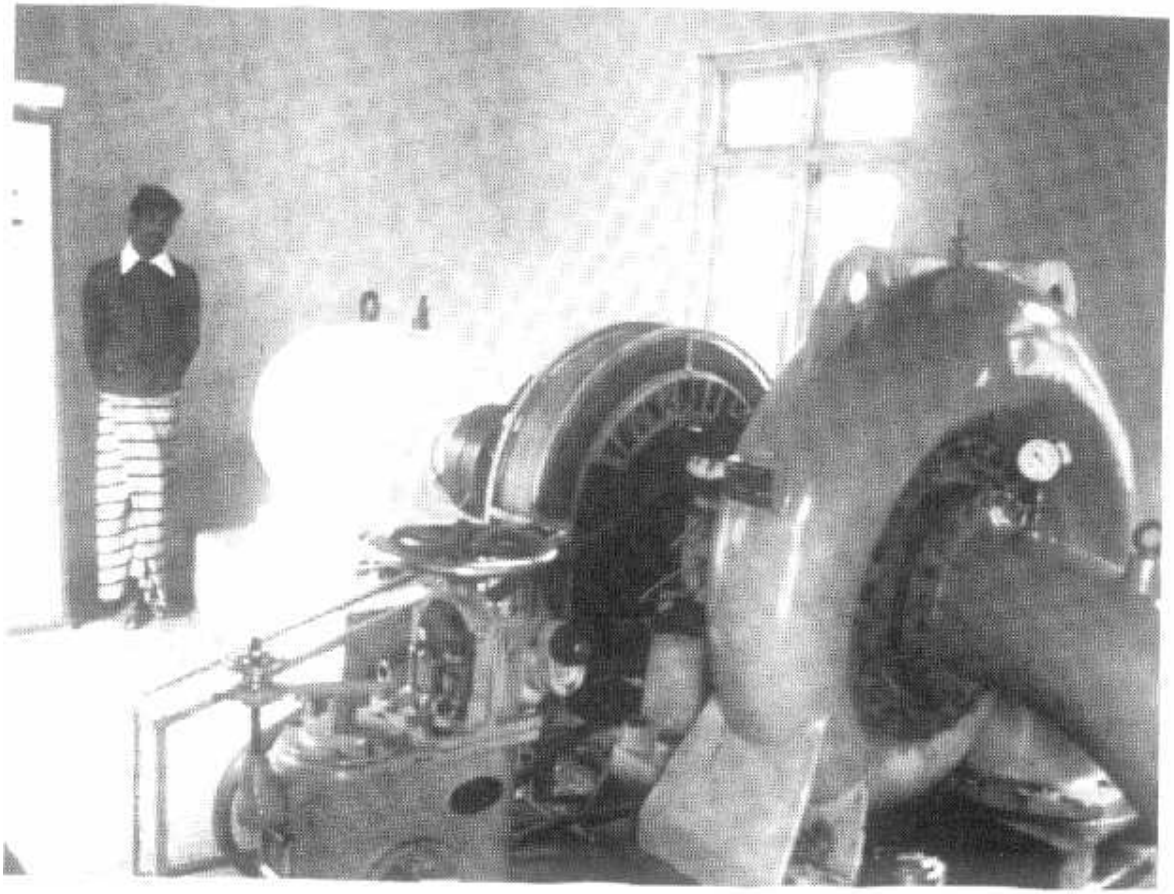


Figura 3.7 – Turbina Francis de eixo horizontal em uma fábrica de chá do Sry Lanka.
Fonte: HARVEY; Adam, e outros, 1998.

A água transfere parte da sua energia para o rotor e deixa a turbina pelo tubo de sucção.

As turbinas Francis modernas estão sempre ajustadas com as pás diretrizes também chamadas de distribuidoras, e as mesmas são comandadas pelo conjunto regulador que ajustam a vazão à carga da turbina.

A turbina Francis é uma das mais difundidas e utilizadas no Brasil tanto para grandes quanto para pequenas, mini e microcentrais hidrelétricas.

Um dos únicos inconvenientes dessa turbina é a variação da curva de rendimento com a vazão, já mencionado por QUANTZ, L. [1956].

O rotor da turbina Francis de tamanhos pequenos e médios pode ser construído em uma só peça totalmente fundida. O material utilizado é o aço fundido com 12 a 15% de cromo, mas em alguns casos é construída em aço inoxidável.

Dependendo do tamanho esperado para o rotor, motivado por uma grande vazão de projeto, pode-se dimensionar uma única turbina utilizando-se de um rotor duplo (dupla sucção). Tal construção, porém, só é viável para a turbina funcionando com eixo na horizontal.

A curvatura das pás é relativamente complexa seguindo perfis pré-estabelecidos conforme a admissão da água no rotor.

As pás diretrizes são construídas para as pequenas turbinas em uma só peça fundida solidárias ao eixo de acionamento das mesmas.

A caixa espiral para as turbinas de pequeno porte normalmente é fundida em aço ou ferro fundido e bi-partida para facilitar a montagem e desmontagem do conjunto.

3.3.5 - A turbina Axial

A turbina axial tradicional também chamada de propeller consiste basicamente de um rotor, similar a hélice de navio, ajustada internamente na continuação de um conduto, com o eixo saindo do conjunto no ponto em que a tubulação muda de direção.

Normalmente três ou quatro pás são utilizadas quando a altura de queda é relativamente baixa, podendo ter até oito pás para maiores alturas. A entrada da água é regulada por palhetas diretrizes. O rendimento dessa turbina com vazões menores daquela

do ponto normal de funcionamento tende a baixar de maneira considerável, até mais acentuada que na turbina Francis.

Embora o perfil das pás deva ser executado de maneira a otimizar as forças oriundas das pressões exercidas sobre as mesmas, projetos tem sido idealizados com seções mais planas, que oferecem menos eficiência, porém são mais fáceis de serem fabricadas. Essa espécie de projeto pode ser considerada seriamente para aplicações em micro centrais onde baixo custo e facilidade de fabricação são prioritários (HARVEY, Adam, 1998).

É também possível, na maioria das vezes considerar a caixa espiral da turbina axial de concreto.

Usinas de maiores escalas, como algumas pequenas centrais, podem fazer uso de uma versão mais sofisticada da turbina axial.

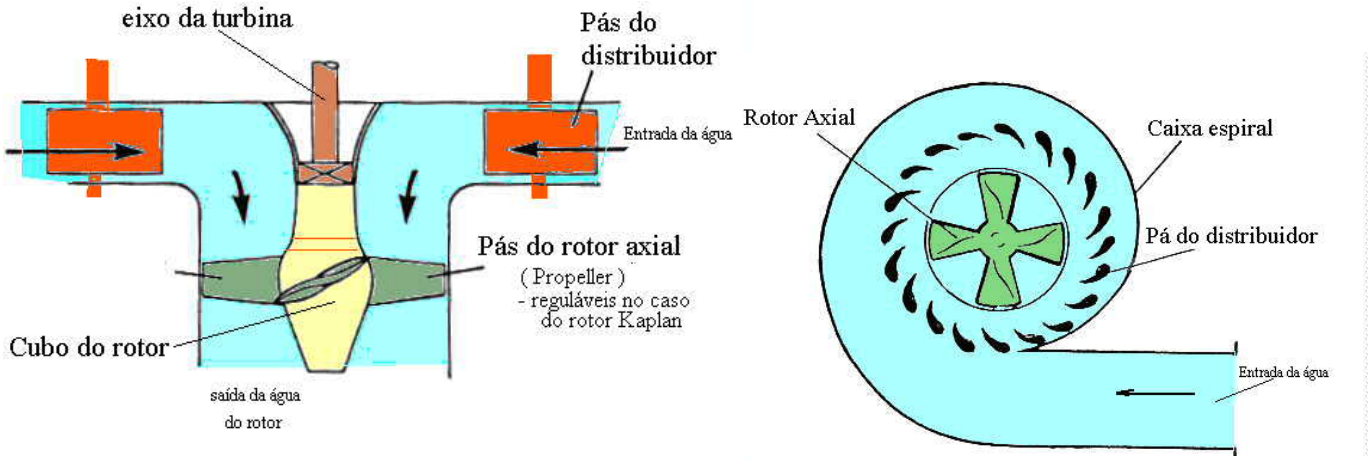


Figura 3.8- Desenho esquemático de funcionamento de uma turbina axial

Variando o passo das pás do rotor simultaneamente com as palhetas do distribuidor, pode-se conseguir bons rendimentos com vazões parciais. As turbinas axiais, nas quais torna-se possível a variação dos passos das pás do rotor são chamadas de turbinas propeller de pás variáveis ou, como são mais conhecidas; turbinas Kaplan.

Alguns tipos de turbinas axiais podem possuir um conjunto de pás diretrizes dispostas de maneira radial, juntamente com uma caixa espiral.

As pás do rotor podem ser construídas ou fundidas, ou estampadas e soldadas ou montadas no cubo, normalmente fundido. Para pequenas turbinas, do tipo propeller, as pás e o rotor podem ser fundidos em uma só peça.

No caso da turbina Kaplan, o sofisticado mecanismo de controle das pás no rotor, pode encarecer sua fabricação e tornar a sua aplicação inviável quando comparado às outras turbinas na mesma faixa de aplicação.

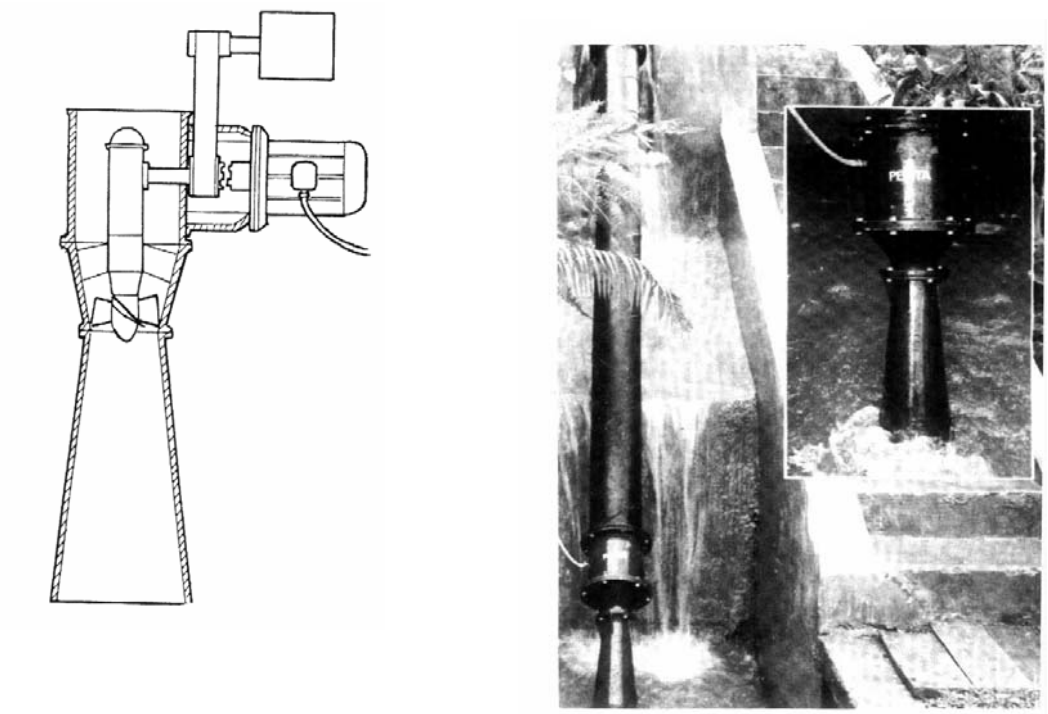


Figura 3.9 – Esquema e fotografia de instalação de uma turbina axial fabricada na China para potências até 25 kW. Fonte: JIANDONG; T. e outros, 1997.

As turbinas axiais vêm apresentando grande interesse para quedas pequenas em rios de maiores vazões que habitualmente se consideraria para instalações da turbinas tipo Francis e fluxo cruzado. A turbina axial deu origem a uma série de variantes, além do conceito da turbina Kaplan, como: a turbina Bulbo, a turbina Sifão, a turbina S, tanto de jusante quanto de montante e até a turbina Strafflo.

No Brasil a turbina axial tem seu uso bastante difundido, aparecendo no inventário das usinas hidrelétricas de pequeno porte do SIPOT como a mais usada depois da turbina Francis.

Na região Centro-Oeste, apresenta grandes condições de aplicação devido as características hidrológicas aí existentes.

Contudo deve-se salientar, que é aquela que apresenta o maior custo em relação ao kW instalado, quando comparada com as tradicionais, Francis simples e Pelton.

Novas turbinas e novos conceitos para médias e baixas quedas

3.3.6 - Turbina Sifão

Para aproveitamentos de baixas quedas, normalmente inferiores a 5m pode-se utilizar os grupos eletromecânicos equipados com as turbinas axiais especiais para essa finalidade, denominadas tipo “Sifão”.

Os equipamentos hidrogeradores para os grupos “Sifão”, são de concepção simples. Um conduto em chapas de aço convenientemente calandradas e soldadas ou mesmo parcialmente em concreto, é instalado acima dos níveis de montante e jusante da água. A partida do grupo é realizada a partir de uma bomba de vácuo, criando assim um fluxo contínuo da água no interior do conduto. A parada da turbina, é conseguida pela admissão de ar no Sifão.

Os equipamentos hidromecânicos e a obra civil associada, normalmente utilizadas em instalações tradicionais podem ser assim economizadas. A turbina é constituída de um distribuidor fixo e um rotor tipo axial que pode ser ou propeller (com pás fixas), ou Kaplan (com pás móveis), Figura 3.10.

Os conjuntos de turbinas Sifão podem ser montados quase que completamente em fábrica, reduzindo assim os custos de instalação na obra.

No Brasil, a Alstom-ABB, antiga Mecânica Pesada, em Taubaté, padronizou e produz esse tipo de turbina, sendo utilizada em baixas quedas, de 1 à 4,5 m aproximadamente, com vazões entre 2,0 e 3,0 m^3/s e uma faixa de potência entre 60 a 600 kW disponíveis em 6 diâmetros entre 1,180 m e 2,120m.

Para potências até 450 kW, a multiplicação da rotação entre a turbina e o gerador é feita por intermédio de polia e correia, e para potências acima de 450 kW, a multiplicação é feita utilizando-se redutor de engrenagens.

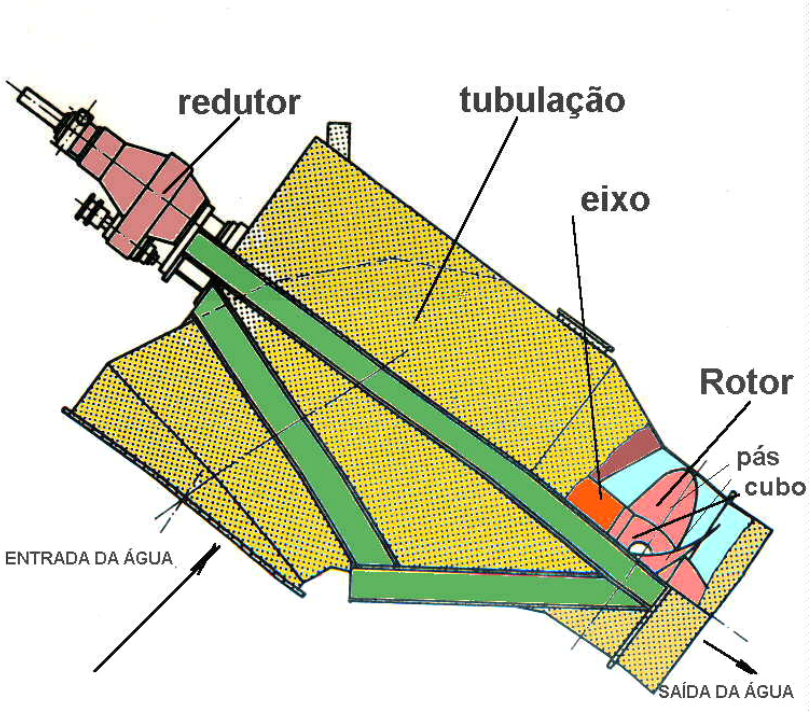


Figura 3.10 – Desenho do esquema de funcionamento de uma turbina tipo Sifão

Conhecendo-se a queda líquida e a vazão turbinável, com o auxílio de um ábaco, como o apresentado Figura 3.12, pode-se estimar a potência nos bornes do gerador e determinar as dimensões principais da turbina (diâmetros do rotor e do cubo).

Pode-se notar que as dimensões desse tipo de turbina são relativamente grandes, o que de certa forma poderá encarecer a parte de transporte e a utilização de equipamentos de levantamento utilizados na sua montagem de obra, principalmente se a instalação for realizada em lugares mais remotos do território nacional e de difícil acesso.

Por outro lado, deve-se acrescentar o fato de que o conjunto pode trabalhar desabrigado, reduzindo os custos com as obras civis, que em casos extremos pode chegar até a 15% do valor dos equipamentos eletromecânicos (Alstom – ABB, 1998).

O controle de operação da turbina Sifão, requer certos cuidados, principalmente na partida com a ligação da bomba de vácuo, e a certeza da tomada completa da água na tubulação eliminando a existência do ar, o que poderá prejudicar o perfeito funcionamento do conjunto turbina - gerador.

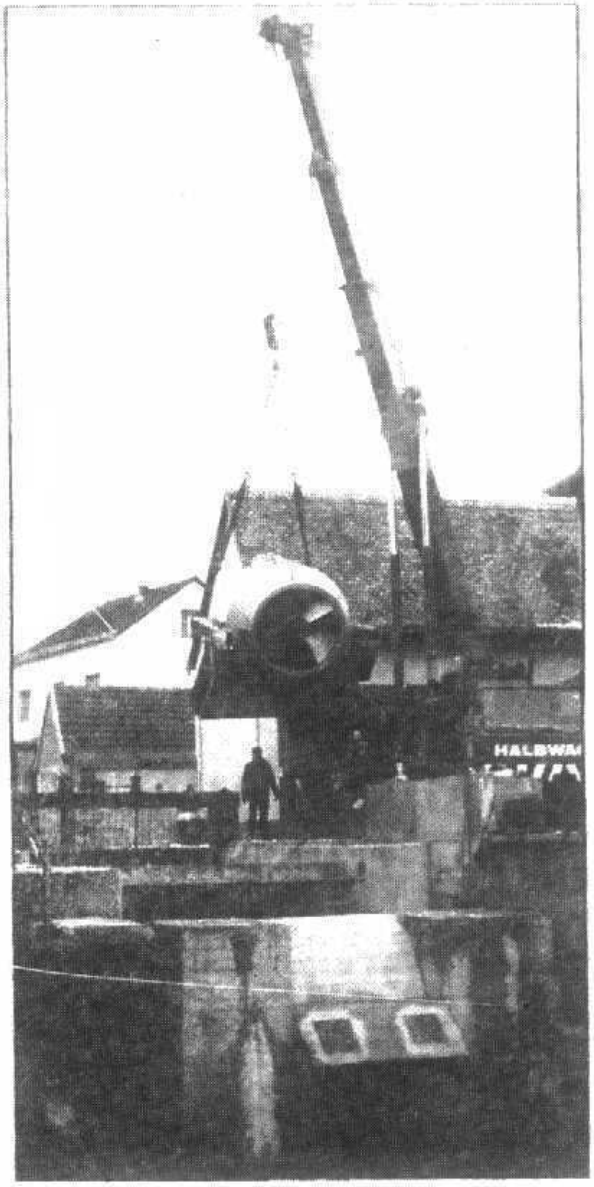


Figura 3.11 – Montagem de uma turbina axial Sifão. Fonte: Alstom-ABB, 1996.

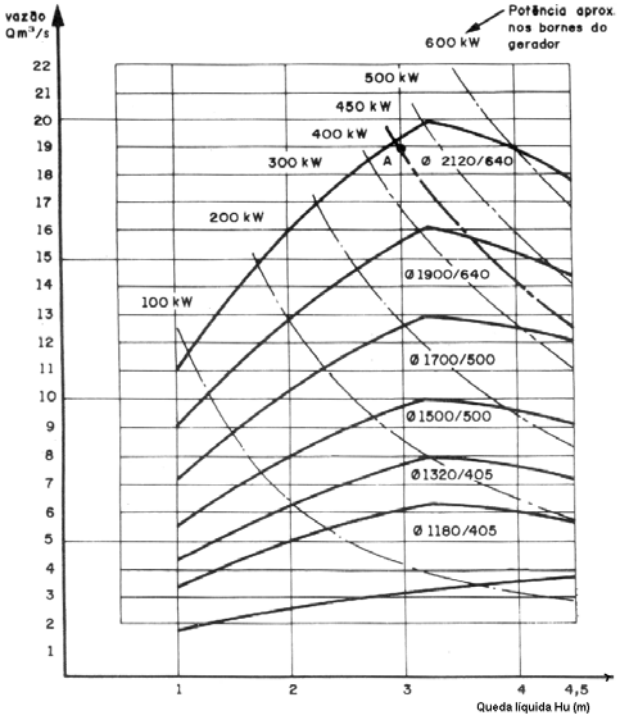


Figura 3.12- Gráfico de seleção de turbinas Sifão. Fonte: Alstom-ABB, 1996.

Na sua instalação, a turbina deverá ficar localizada de tal maneira que o ponto inferior da roda esteja acima do nível máximo de montante.

O ponto superior de saída do tubo de sucção deverá estar localizado no mínimo 0,3 m do nível de jusante de funcionamento.

A altura de sucção, ou seja, a posição do ponto superior da roda em relação ao nível de jusante de funcionamento, deverá ser definido em cada caso pelo fabricante do equipamento.

3.3.7 -Turbina tipo S

As turbinas axiais tipo "**S**" tem sua aplicação, principalmente para aproveitamento de baixas quedas, entre 5 e 20 m, podendo em alguns casos chegar a 25 m de queda. Seu emprego em projetos de pequenos aproveitamentos é conveniente por apresentar flexibilidade de operação, simplicidade de montagem e facilidade de acesso e manutenção.

Cada dimensão de turbina pode ser fornecida, dependendo das variações de altura de queda e vazão em quatro variantes:

- distribuidor móvel e rotor de pás móveis;
- distribuidor fixo e rotor de pás móveis;
- distribuidor móvel e rotor de pás fixas;
- distribuidor fixo e rotor de pás fixas;

O esquema de funcionamento desse tipo de turbina pode ser visualizado na Figura 3.13.

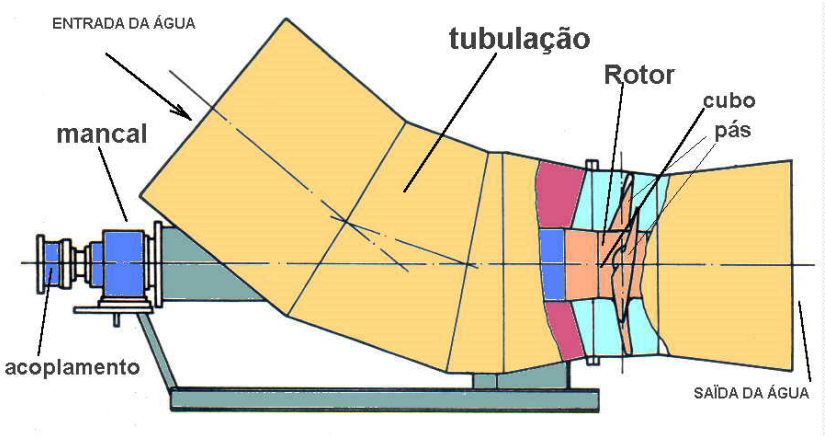


Figura 3.13 – Desenho do esquema de funcionamento de uma turbina tipo "S".

Grandes variações requererão, geralmente, instalações de turbinas com pás móveis (tipo Kaplan). No caso de aplicação de turbinas com distribuidor fixo, a partida e a parada da unidade deverá ser assegurada por um órgão de segurança, geralmente uma comporta vagão ou por uma válvula borboleta.

A Alstom-ABB, em Taubaté, fornece este tipo de turbinas para alturas entre 3 e 22m, vazões entre 9 e 50 m^3/s e faixa de potência de 500 à 5000 kW, com diâmetros de rotores que variam de 1,50 m até 2,65 m.

Existe ainda a possibilidade do rotor trabalhar no lado de montante ou jusante, dependendo do lado onde fica situado o grupo gerador ; no caso da Figuras 3.13 e 3.14, ilustra-se o tipo montante.

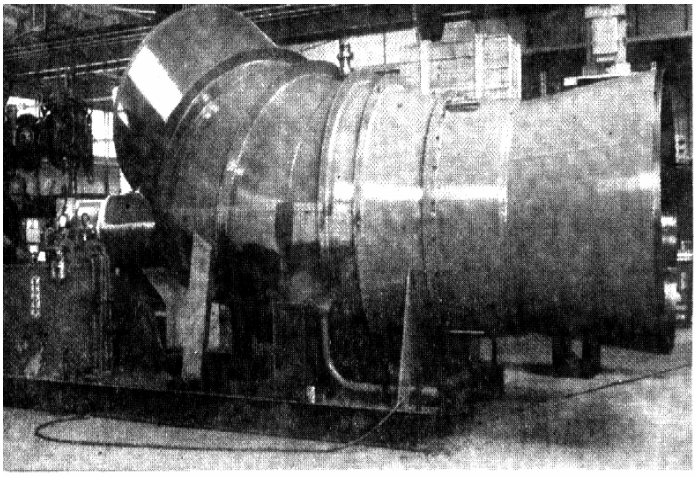


Figura 3.14 – Instalação de uma turbina tipo "S". Fonte Alstom-ABB, 1996.

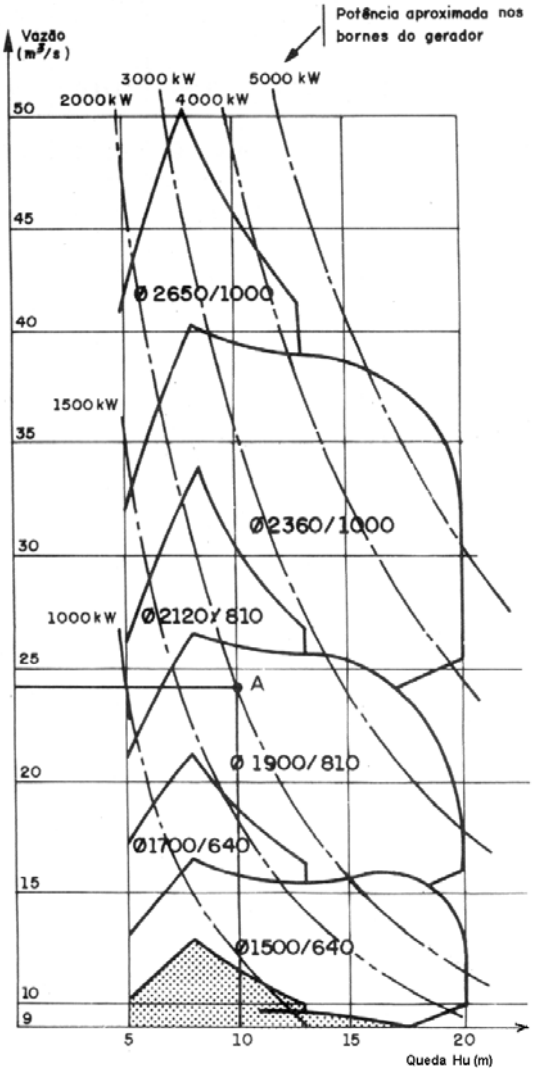


Figura 3.15 – Gráfico de seleção da turbina "S". Fonte: Alstom-ABB, 1996.

Um ábaco conforme apresentado na Figura 3.15, permite a seleção do tipo ideal da turbina S, conhecendo-se a altura e a vazão turbinável.

3.3.8 -Turbinas Bulbo

A turbina bulbo apresenta-se como uma solução compacta da turbina Kaplan, podendo ser utilizada tanto para pequenos quanto para grandes aproveitamentos. Se caracteriza por ter o gerador montado na mesma linha da turbina em posição quase horizontal e envolto por um casulo que o protege do fluxo normal da água, Figura 3.16.

É empregada na maioria das vezes para aproveitamentos de baixa queda e quase sempre a fio d'água. Sua concepção compacta de uma turbina Kaplan reduz considerávelmente o volume das obras civis, tornando a mesma de menor custo. Em compensação, o custo do equipamento eletromecânico, turbina e gerador é maior que os das turbinas convencionais, pela tecnologia e processos de fabricação aplicáveis em termos de ajustes e vedações. Pela relação do SIPOT, podemos encontrar algumas dessas turbinas instaladas nos mais diversos estados brasileiros, de potências variando de **0,43 MW** (Aripuanã.– MT –CEMAT) até 42 MW (Igarapava –SP/MG – CEMIG), ou ainda as futuras turbinas da usina de Canoas, com 80 MW (Grupo Votorantim).

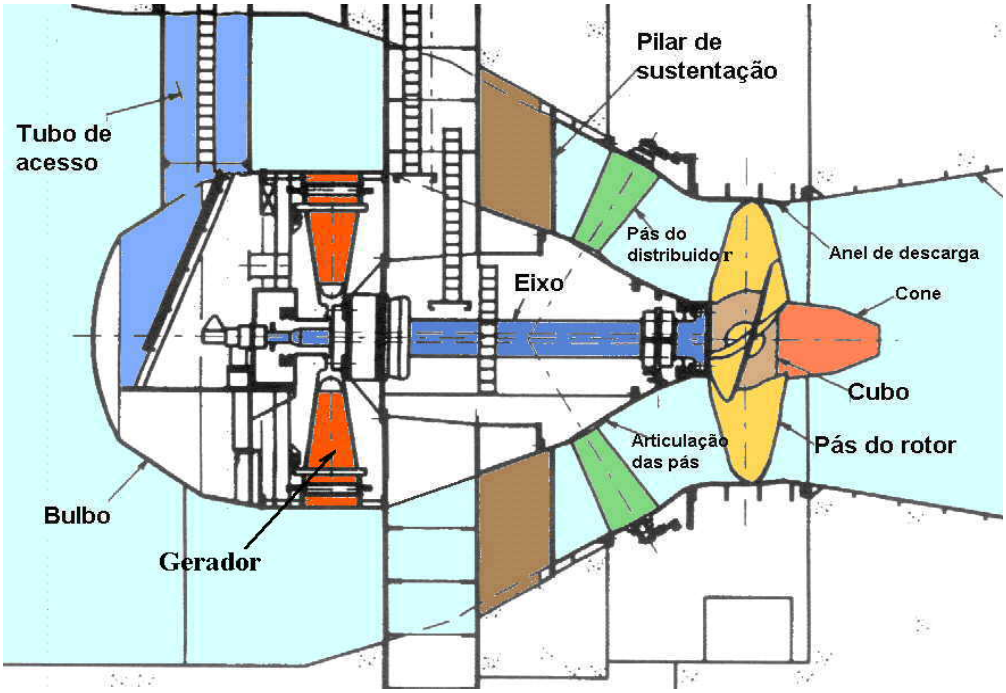


Fig.3.16 – Desenho de uma turbina tipo Bulbo.

3.3.9 – Bomba centrifuga funcionando como turbina (BFT)

Nos projetos de mini e microcentrais hidrelétricas pode ser interessante o estudo de utilização de uma bomba funcionando como turbina.

Basicamente, os procedimentos de projetos são similares tanto para a bomba como para a turbina convencional.

CHAPALLAZ, J. M., e outros, (1992), descrevem algumas vantagens do uso de bomba trabalhando como turbina principalmente para aproveitamentos hidráulicos com potência até 500 kW(*).

Para maiores potências as bombas não são fabricadas em grande escala, portanto possuem uma desvantagem com relação as turbinas, pois no caso de se optar pela fabricação, essa opção recairá sobre a máquina mais indicada, a turbina, por não se poder usar uma bomba de prateleira. Assim, as vantagens em termo de custo das BFTs(**) ficam reduzidas de maneira considerável.

Algumas condições limitam a utilização das bombas como turbinas:

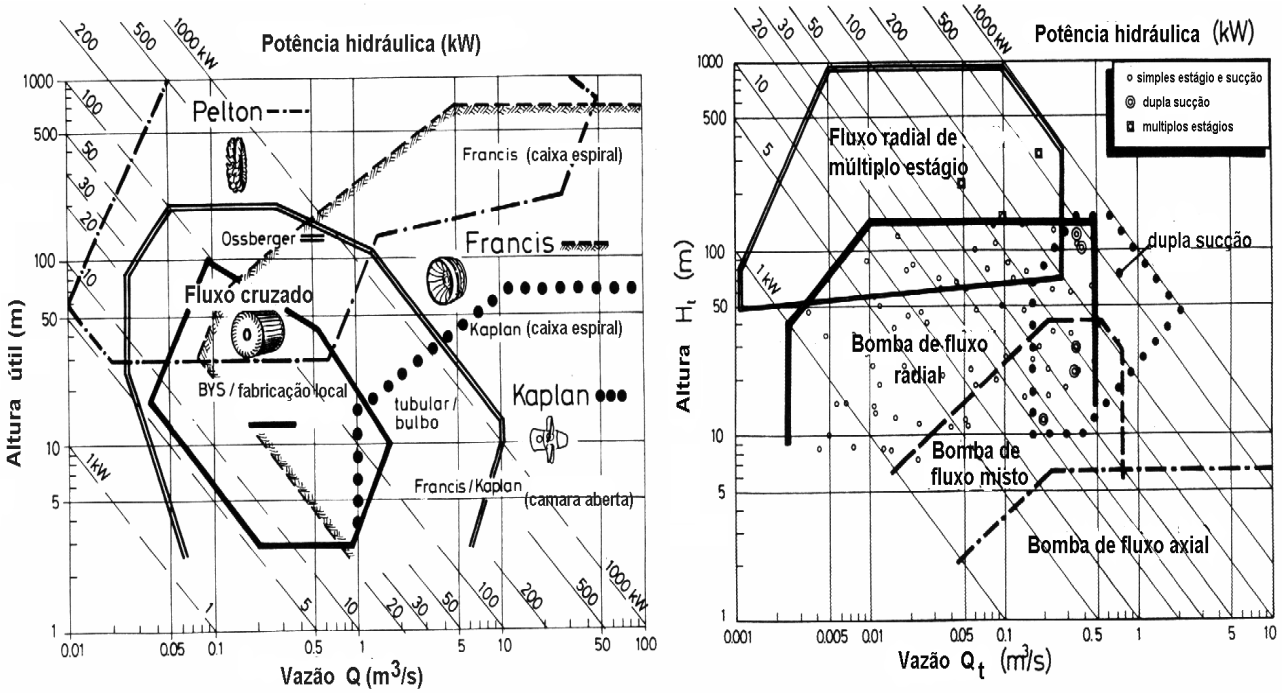
- A operação eficiente de uma bomba requer uma constância nas condições tanto de vazão quanto de queda, devido a falta de mecanismos de controles hidráulicos nas BFTs, como as pás distribuidoras existentes nas turbinas, que controlam a entrada da água no interior do rotor, .
- Quando acima da necessária, a vazão pode ser regulada por uma válvula de controle; isso é freqüentemente adotado nos acionamentos diretos de equipamentos ou interligações a rede elétrica, onde a variação de velocidade não apresenta grandes problemas. Entretanto esse método é ineficiente pois a válvula reduz a altura útil dissipando considerável energia.
- Variações de vazões podem ser acomodadas pela utilização de BFTs em paralelo permitindo funcionamento de cada uma conforme a variação da vazão. Entretanto, pode não haver vantagem no custo para esse tipo de arranjo quando comparado com o custo de uma turbina convencional possuindo um tradicional sistema de regulação de vazão através do uso de distribuidor.

(*) A empresa Peabody Floway, de Fresno, Califórnia, oferece BFT de 5 a 1000 kW para alturas de 10 à 300 m.
(**)BFT (Bomba Funcionando como Turbina).O termo P.A.T.s aparece na literatura especializada mundial – Pumps As Turbines

VIANA; A. N. Carvalho e outros (1986), apresentam alguns resultados experimentais de bombas trabalhando como turbinas no campo exclusivo das microcentrais hidrelétricas, para potências até 50kW e rotação específica (n_s, definida na pag. 60) inferior a 180 . Foram observados alguns itens importantes:

- Sua operação mecânica é suave e silenciosa;
- O pico de rendimento apresentado quando funcionando como turbina é o mesmo quando funcionando como bomba;
- A altura e vazão para o melhor ponto de rendimento quando trabalhando como turbina, são mais altos com relação aqueles medidos quando trabalhando como bomba;
- O custo final da utilização da bomba funcionando como turbina, pode chegar a um terço do valor de uma turbina para a mesma finalidade.

Na utilização de uma BFT é importante também para minimizar os custos o estudo do motor de indução como gerador, FISCHER, G. e outros, 1992.



Turbinas hidráulicas Bombas funcionando como turbinas

Figura 3.17 – Gráfico mostrando o campo de aplicação das BFTs, e a comparação com o campo das turbinas hidrelétricas pa micro e minicentrais hidrelétricas. Fonte: CHAPALAZ, J. M., e outros, 1992, adaptado.

3.3.10 –Turbinas para águas correntes

Mais que para gerar energia elétrica, este principio tem sido utilizado para acionar uma pequena bomba e possibilitar vantagens em um sistema de irrigação, mas também pode funcionar como uma microcentral, principalmente para atender as populações ribeirinhas que vivem em áreas isoladas, como palafitas da região norte.

Seu princípio de funcionamento se baseia no mesmo principio das turbinas eólicas, só que neste caso utiliza-se a velocidade da água, que é captada por uma roda disposta contra a correnteza do rio.

GARMAN; Peter (1986), mostra o cálculo da potência possível mediante as variáveis envolvidas:

$$\mathbf{Pt = 0{,}05 \cdot \gamma \cdot A \cdot V^3 \cdot C_t} \qquad [3.1]$$

onde:

Pt = potência no eixo da turbina; (Watts);

A = área total do rotor, projetada na corrente da água (m^2);

V = velocidade da corrente, medida a duas vezes de distância do diâmetro do rotor (m/s);

C_t = rendimento esperado para a turbina $C_t = 0{,}25$.

γ = peso específico da água ($9{,}81 \times 10^3$ N/m^3)

A maior área de qualquer máquina já testada foi de 5 m^2 (d = 1,6 m), a qual pode produzir 625 Watts em uma corrente de 1 m/s e 1kW a 1,17 m/s, constatando-se o rendimento, neste caso, de 25%.

A Figura 3.18 mostra a potência que se pode ter para um rotor de área 3,75 m^2 (d = 1,2 m) e um rendimento C_t = 25%.

Pode-se notar, que para velocidades de correntes menores que 0,8 m/s, a potência torna-se muito baixa para qualquer interesse de aplicação, e neste caso, somente condições extremamente econômicas poderão viabilizar a sua utilização.

A plataforma de apoio pode se construída de madeira utilizando-se de troncos de árvores, ou em estrutura de perfis leves como cantoneiras mantida flutuando na superfície através de tambores.

O posicionamento e a amarração nas margens é feito com cordas ou até mesmo cabos de aço.

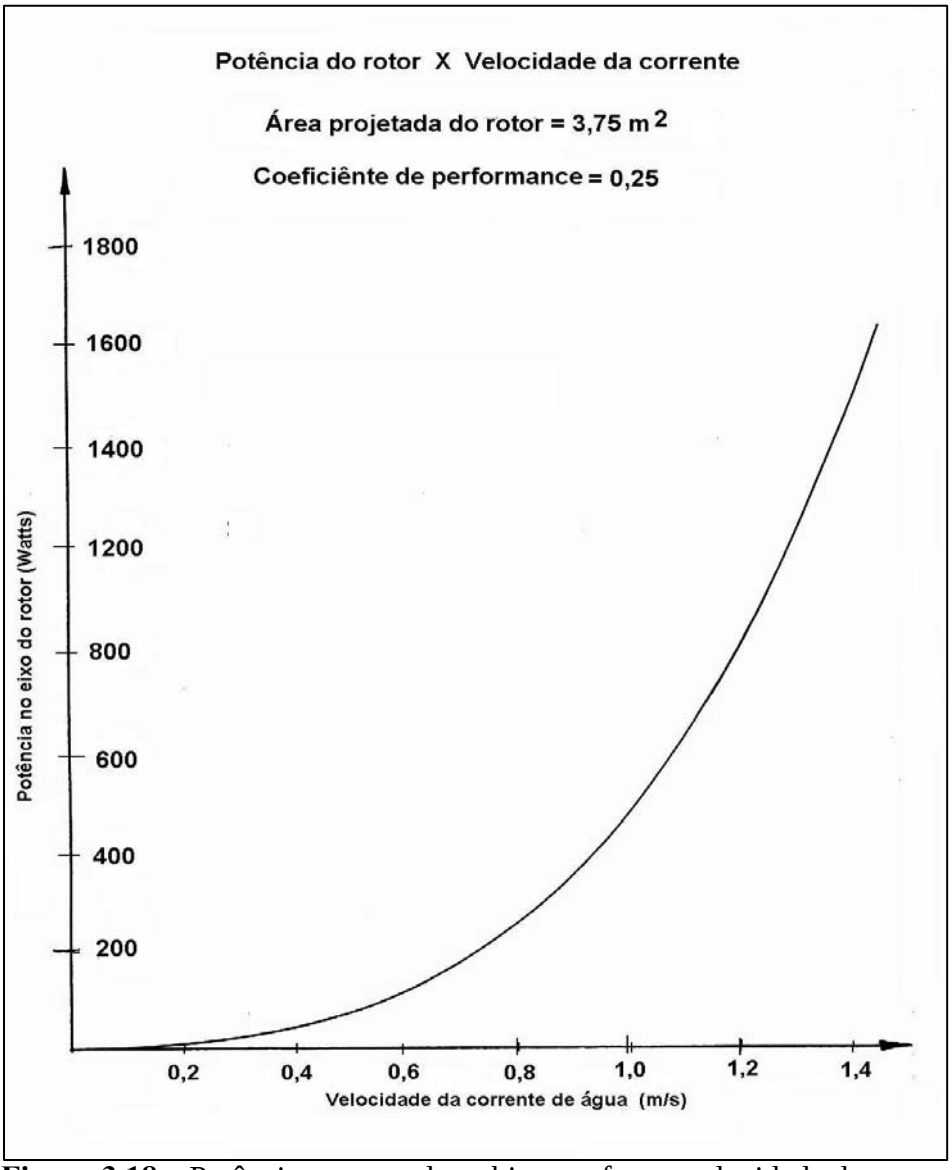


Figura 3.18 – Potência no rotor da turbina conforme velocidade da corrente.

Fonte: GARMAN; Peter, 1986.

A construção do rotor pode ser feita de várias formas e materiais. Entre as formas possíveis estão a do tipo tambor, com pás radiais, tanto de eixo horizontal como vertical, como o tipo axial de pás fixas (propeller), sendo esta última a mais utilizada.

Para construção das pás são utilizados diversos materiais como: alumínio, chapas de aço estampadas, e até madeira .

A rotação do rotor para o caso de um diâmetro d = 1,2m pode variar entre 15 a 25 rpm conforme a velocidade da corrente, necessitando sempre de uma transmissão,

normalmente por corrente de bicicleta para a máquina acionada, que pode ser um pequeno gerador ou mesmo uma bomba .

HARWOOD; John H. (1984), apresenta um estudo dessas máquinas, instalada na região amazônica, com rodas de d = 4 m, em correntes que chegam a gerar até 2 kW.

3.4 - Critérios para a seleção de turbinas hidráulicas para micro, mini e pequenas centrais.

A maior evolução em termos de atualização, seleção e padronização de PCH na América do Sul tem sido incentivada pela OLADE (Organização Latino Americana de Desenvolvimento Energético) e como países que melhor seguem essa cartilha podemos citar : Equador, Peru, e a Colômbia.

Considerando que muitos dos fabricantes de turbinas hidráulicas apresentam em seus catálogos, séries de turbinas padronizadas, é relevante revisar as bases conceituais e a metodologia subjacente aos parâmetros determinantes na seleção de turbinas hidráulicas.

A potência instalada é dada pela fórmula:

$$\mathbf{P = 9{,}81 \,.\, Q \,.\, Hu \,.\, \eta_t} \quad \text{em kW} \quad \text{ou} \qquad [3.2]$$

$$\mathbf{P} = \frac{\gamma .\ Q\ .H_u .\ \eta_t}{75} \quad \text{em CV} \qquad [3.3]$$

Onde:

P = Potência instalada (kW) ou (CV) conforme fórmula utilizada;

Q = vazão (m^3/s);

H_u = altura útil (m);

γ = peso específico da água (kgf/m^3);

η_t = rendimento total ; onde $\eta_t = \eta_{tu} \times \eta_g$

η_{tu} = rendimento da turbina

η_g = rendimento do gerador

Como uma primeira orientação, o manual da OLADE (HERNÁNDEZ, Carlos A., 1980), fornece os rendimentos da Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Rendimentos propostos para avaliação de instalações de micro, mini, e pequenas centrais hidrelétricas.

Turbinas de Ação Pelton e Turgo	η_{tu}	η_v	η_h	η_m
Pequenas	0,80	--	0,824	0,97
Médias	0,85	--	0,87	0,98
Grandes	0,92	--	0,93	0,99
Turbinas de Reação Francis e Kaplan	η_{tu}	η_v	η_h	η_m
Pequenas	0,82	0,95	0,89	0,97
Médias	0,86	0,97	0, 92	0, 98
Grandes	0,94	0,99	0,96	0,99

Fonte: HERNÁNDEZ, Carlos A., 1980.

Rendimento total da turbina ou simplesmente *rendimento da turbina*, η_{tu}, é o quociente entre a potência efetiva no eixo da turbina e a potência hidráulica disponível;

$$\eta_{tu} = \frac{p_t}{p_H}$$

Rendimento hidráulico, η_h, é o quociente entre a altura útil de queda menos as perdas hidráulicas da turbina, pela altura útil. $\eta_h = \frac{H_u - \Delta h}{H_u}$

Rendimento volumétrico, η_v, é a razão: $\eta_v = \frac{Q - q}{Q}$, onde **Q** é a vazão na entrada da turbina e **q** as perdas de vazão nas juntas.

Rendimento mecânico da turbina, η_m leva em conta as perdas mecânicas na turbina, como: atrito nos mancais, anéis e vedação, etc. pode ser representado pelo quociente entre a potência efetiva no eixo da turbina e a potência motriz; $\eta_m = \frac{P_t}{P_m}$

potência motriz, $P_m = 9{,}81 \times H_u \times Q \times \eta_h \times \eta_v$

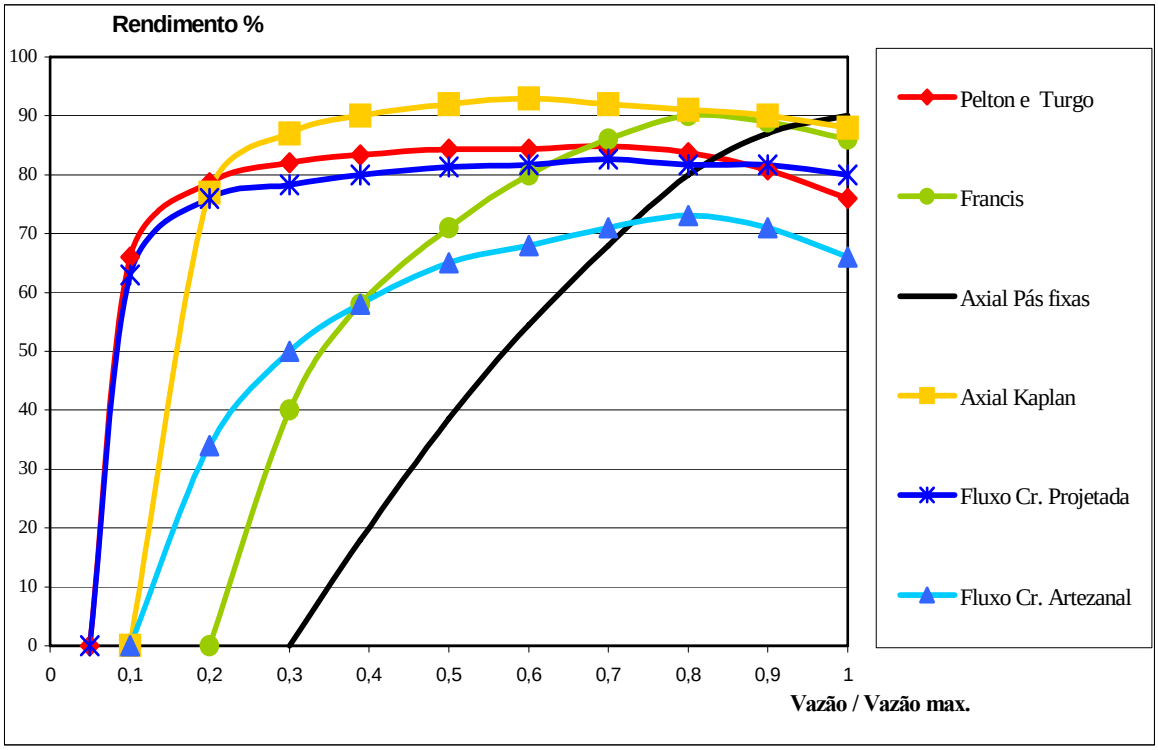


Figura 3.19 – Rendimentos de alguns tipos de turbinas com variações de vazões, mantido Hu constante. Fonte: HARVEY, Adam; e outros, 1998.

Harvey, Adam; e outros, 1998, propõem o gráfico da Figura 3.19 para estimativa de rendimentos de turbinas para micro e minicentrais hidrelétricas.

Torna-se interessante notar, que o mesmo gráfico também é apresentado por MEIER, Ueli, 1985, pág. 41, sendo que o mesmo excluí as curvas das turbinas Pelton e Turgo, e apresenta a curva da turbina Kaplan com distribuidor de pás fixas, e denomina ainda a turbina axial de pás fixas de propeller, como havia sido definido no item 3.2.5. Os valores para as curvas existentes nos dois gráficos não diferem, e o autor cita como fonte um fabricante de turbinas (James Leffel & Co.)(*) .

Os valores de rendimentos podem variar muito, conforme o mercado fabricante e a tecnologia empregada, para todos os tipos de turbinas.

Para rendimentos de geradores, podem ser adotados os valores constantes nos manuais e catálogos de fabricantes:

Para geradores síncronos η_g = 0,75 a 0,94 aumentando com a potência.

Para geradores assíncronos η_g = 0,68 a 0,9 aumentando com a potência.

(*) **Fabricante de turbinas Kaplan, Francis e Pelton em Springfield, Ohio, USA.**

Para as transmissões entre turbina e gerador, quando necessário, NIEMANN, Gustav, 1971, Vol. II, faz uma comparação entre diversos tipos de transmissões, propondo os seguintes valores:

- Acoplamento direto eixo turbina – eixo gerador $\eta = 1,0$;
- Transmissão por correia planas $\eta = 0,96$ a $0,98$;
- Transmissão por correias em V, $\eta = 0,94$ a $0,97$;
- Transmissão por corrente; $\eta = 0,97$ a $0,98$;
- Transmissão por redutor com engrenagem; $\eta = 0,97^n \times 0,98^{n+1}$, onde n é o número de pares de engrenagens.

O tipo de turbina para determinada aplicação pode ser baseado na seleção através da rotação especifica. A OLADE propõe o seguinte critério para o cálculo da rotação específica:

Define-se como rotação específica, ou ainda velocidade específica, o número de rotações por minuto de uma turbina unidade, tomada como padrão da turbina dada, e que representa todas as que lhe forem geometricamente semelhantes, desenvolvendo a potência de P = 1 HP, sob uma queda Hu = 1 m.

Em função da vazão:

$$\mathbf{n_q = n \cdot Q^{1/2} / H_u^{3/4}} \qquad [3.4]$$

Onde:

n_q = rotação específica n = rotação em rpm

Q = vazão em m^3/s H_u = altura útil em m.

Em função da potência:

$$\mathbf{n_{s(CV)} = n \cdot P_t^{1/2} / H_u^{5/4}} \qquad [3.5]$$

Onde:

P_t = potência no eixo da turbina em CV , ou ainda:

$$\mathbf{n_{s(kW)} = n.P_t^{1/2} / H_u^{5/4}} \qquad [3.6]$$

Onde:

P_t = potência no eixo da turbina em kW

A relação entre os números específicos é a seguinte:

$$\mathbf{n_{s(CV)} = 3{,}65.\ \eta_{tu}^{1/2}\ .\ n_q} \qquad [3.7]$$

$$\mathbf{n_{s(kW)} = 3{,}14\ .\ \eta_{tu}^{1/2}\ .\ n_q} \qquad [3.8]$$

$$\mathbf{n_{s(kW)} = 0{,}86.\ n_{s(CV)}} \qquad [3.9]$$

Os valores correspondentes das rotações específicas são mostrados na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Classificação das turbinas pelas rotações específicas $\mathbf{n_q}$, $\mathbf{n_{s(CV)}}$, $\mathbf{n_{s(kW)}}$ (η_{tu} = 0,84)

Turbina	$\mathbf{n_q}$	$\mathbf{n_{s(CV)}}$	$\mathbf{n_{s(kW)}}$
Pelton:			
Lenta – 1 bocal	1 - 3	4 - 10	3 - 9
Normal – 2 bocais	3 - 6	10 - 20	8 - 17
Rápida – 3 ou mais bocais	6 - 9	20 - 30	17 - 25
Turgo:	3 - 7	10 - 24	8 - 20
Fluxo Cruzado:	9 - 60	30 - 200	26 - 172
Francis:			
Lenta –	18 - 45	60 - 150	50 - 129
Normal –	45 - 75	150 - 250	129 - 215
Rápida –	75 - 120	250 - 400	215 - 344
Dupla -	45 - 165	150 - 550	129 - 473
Kaplan e Axiais			
Lentas –	90 - 135	300 - 450	258 - 388
Normais –	135 - 200	450 - 650	388 - 560
Rápidas –	200 - 240	650 - 800	560 - 688

Fonte: HERNÁNDEZ, Carlos A.,1980, adaptado para inclusão do $n_{s(kW)}$.

O manual “Micro –hydro design manual – a guide to small scale water power schemes” (HARVEY, Adam; e outros, 1998), propõe a seguinte fórmula para rotação específica aplicada somente às turbinas para micro e minicentrais.

$$\mathbf{n_{s(CV)} = 1{,}2 \,.\, n \,.\, P_t^{\,1/2} \,/\, Hu^{1{,}25}} \qquad [3.10]$$

Onde:

$n_{s(CV)}$ = rotação específica; n = rotação no eixo da turbina em r.p.m.

P_t = potência no eixo turbina kW; H_u = altura útil em m; 1,2 = constante.

A Figura 3.20 apresenta um exemplo de seleção do tipo de turbina sendo conhecidos: a vazão Q= 60 l/s, a altura Hu = 60 m e a rotação no eixo da turbina n = 1.150 rpm (gerador assíncrono, 6 pólos, 60 Hz). Calculando-se a potência da turbina com um rendimento de 76%, tem-se: P_t= 9,81x 0,060 x 60 x 0,76 = 26,84 kW. Utilizando a fórmula da rotação específica indicada da equação [3.10], chega-se a: $n_{s(CV)}$ = 42,8 rpm. Essa rotação específica indica a utilização de uma pequena turbina de fluxo cruzado com o diâmetro do rotor de 0,3 m.

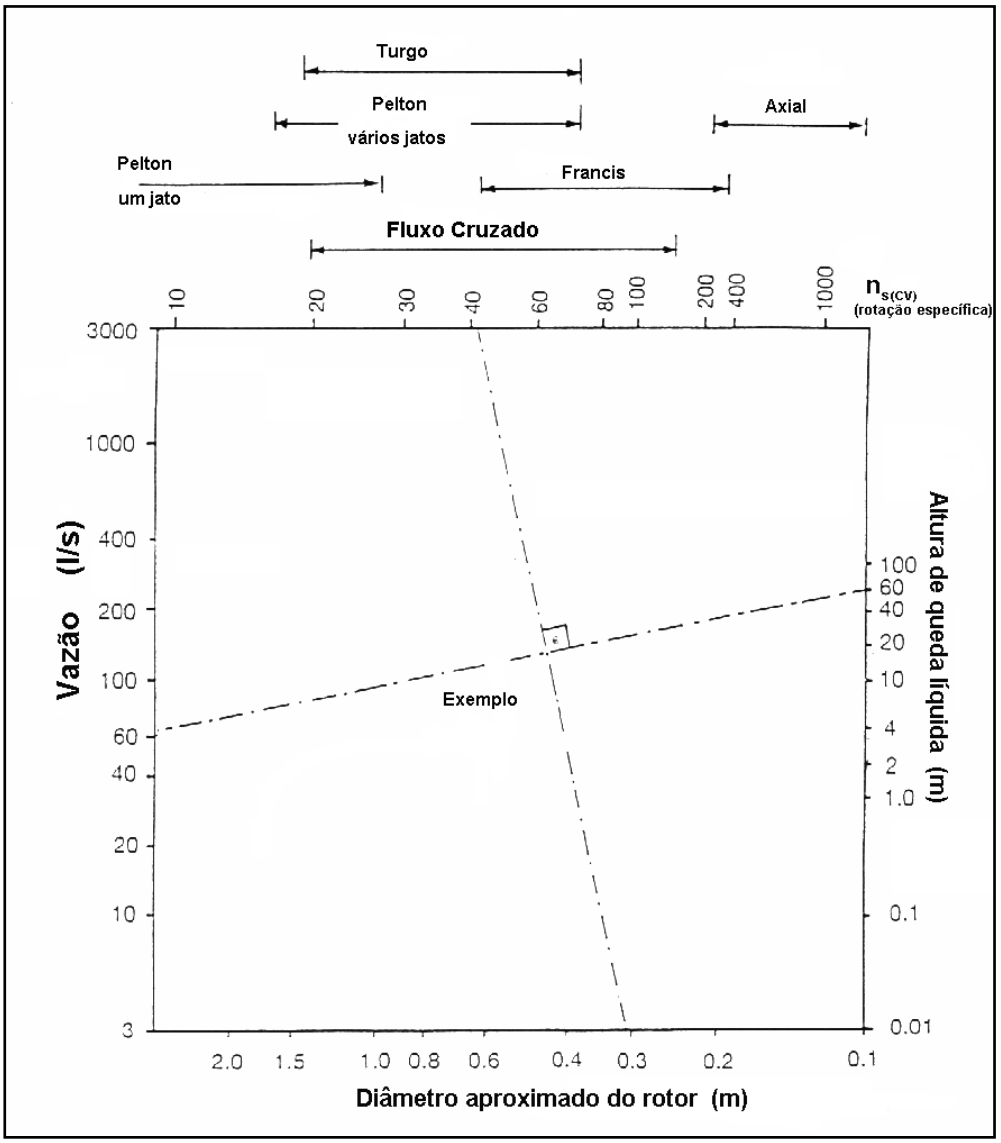


Figura 3.20 – Seleção do tipo de turbina pela rotação específica.
Fonte HARVEY; Adam, e outros, 1998, adaptado.

CAPÍTULO 4 - A turbina de Fluxo Cruzado

4.1 - Introdução

Com base na teoria de Euler, desenvolvida em 1755, inventores em vários países, se sucederam em desenvolver máquinas as quais converteriam a velocidade d'água em energia de rotação. Entre essas máquinas se incluem: a turbina Francis (1849), a roda Pelton (1880), e as turbinas Kaplan e Propeller (1918), (Ossberger-Turbinenfabrik, 1998).

"Essas máquinas de fluxo, desenvolvidas não em base empírica, mas em função de exposições teóricas, apresentaram alta qualidade em suas esferas de aplicação, as quais paralelamente ao relativo alto custo de aquisição, têm em comum, a desvantagem de não corresponderem as exigências específicas de utilização em pequenas centrais hidrelétricas.

Uma nova idéia de força hidráulica somente apareceu com a descoberta da turbina de fluxo cruzado, idealizada pelo engenheiro australiano Anthony George Maldon Michell.

A.G. M. Michell foi um membro da Royal Society, condecorado com a medalha James Watt Internacional.

Em julho de 1903, ele obteve a patente de sua invenção pelo Império Germânico daquela época.

O Sr. Michell e Sr. Richard Ossberger de Weissemburg (Baviera) assinaram um acordo, sobre a utilização da patente de Michell.

Desde essa época, esse tipo de turbina tem sido desenvolvido pela Casa Ossberger, documentado por uma série de patentes.

No início, por uma falta geral de interesse e posteriormente por uma série de conflitos políticos que sacudiram a Europa, a invenção passou quase que despercebida, tendo sido; "descoberta novamente, completa e independentemente" por um professor húngaro chamado Donat Banki. Por esse motivo, a turbina de fluxo cruzado é ainda conhecida pelos nomes: turbina Michell, turbina Banki, turbina Michell Banki e turbina Michell Ossberger."(*)

(*) Carta recebida da firma Ossberger-Turbinenfabrik após consulta sobre a turbina Michell-Banki

QUANTZ, L.,(1956), em seu famoso livro de Motores Hidráulicos , da década de 40, menciona em duas oportunidades a turbina de fluxo cruzado.

Logo no início onde dá a descrição geral sobre vários tipos de turbinas, escreve: ***"Finalmente convêm mencionar uma turbina que nos últimos tempos, tem aparecido com o nome de turbina Michell e também Banki. É uma turbina de fluxo em que a admissão se efetua primeiramente por um aparato que dirige a água até o rotor, o qual é construído em forma de tambor; a água circula pelas pás, sai delas com uma certa velocidade e atravessa o interior do rotor, passando novamente nas pás opostas e efetuando um novo trabalho. Esta turbina tem a vantagem de se poder utilizar para quedas pequenas e grandes e para vazões de relativas importâncias, toda vez que se instala a pouca altura do nível inferior, e o rotor pode ter o comprimento que se desejar. O rendimento em ensaios de laboratório alcançou até 87% mas realmente são escassos os dados sobre emprego prático desse tipo de turbina".***

Em outro trecho, quando individualiza a apresentação para cada tipo de turbina, já encontramos com o título : "Turbinas Michell ou de Duplo Efeito", temos:

"***..... para pequenas quedas , de até 12 m, se emprega recentemente a turbina Michell, em particular quando se trata de substituir por uma turbina, uma antiquada roda hidráulica. A turbina Michell se adapta a qualquer vazão de água, pois basta que o rotor em forma de tambor, seja mais curto ou mais largo. A casa Richard Ossberger de Weissemburg na Baviéra, constrói estas máquinas com o nome de "turbinas Michell-Ossberger" com diâmetros de 300, 400, 500, e 600 mm , com rotação específica que varia de*** $n_{s(CV)}$ ***=18 à*** $n_{s(CV)}$ ***= 220.***

Diz-se que o rendimento deve alcançar 87%, porém, ensaios recentes realizados na Universidade Industrial de Darmstadt não tenha confirmado.....

..... Pela disposição do conjunto, se compreende que toda uma antiga instalação de roda hidráulica é facilmente convertida em uma dessas turbinas Michell, resultando um aumento de 5% a 10% no rendimento e considerável aumento no número de rotações. Com uma queda de 8m de altura e uma vazão de 0,8 m3 / s o que daria uma potência de aproximadamente 70 CV, a velocidade alcançada na roda hidráulica seria somente de 4 à 6 rpm . Ao contrário, a turbina Michell com $n_{s(CV)}$ ***=100 e diâmetro de 500 mm tem uma velocidade de 160 rpm.".***

No primeiro encontro Nacional de Pequenas Centrais Hidrelétrica, realizado nos dias 27 e 28 de agosto de 1985, promovido pelo Comitê Brasileiro de Eletricidade –

COBEI, com o apoio da ELETROBRAS – Centrais Elétricas Brasileiras S.A. e da CESP-Centrais Energéticas de S. Paulo, destaca-se um parágrafo onde diz: ***"Aproveitamos a oportunidade para marcar a necessidade de se desenvolver e passar a fabricar turbinas tipo "Michell Banki", que poderão cobrir de forma saudável e econômica faixas de utilização onde os demais tipos são de difícil escolha".***

No Brasil, a turbina de fluxo cruzado era muito pouco conhecida até a década de 70, embora existisse uma empresa, a Companhia Federal de Fundição, localizada no Rio de Janeiro (hoje não existe qualquer vestígio dessa firma), que fabricava algo parecido, porém com a descarga direta para a atmosfera, mais parecendo uma pequena roda d'água. Tinha o nome de Turbina Delta-Simplex (Macintyre, A.J.,1988)[*]. O eixo do rotor apoiava-se diretamente sobre dois mancais de rolamentos fixados em uma base de concreto, não existindo o conjunto da carcaça de proteção. A multiplicação da rotação para acionamento do gerador era feita por transmissão de polias e correias.

Para se ter uma idéia da turbina de fluxo cruzado no Brasil, em seus dois artigos consecutivos publicados na revista O Mundo Elétrico, respectivamente em dezembro de 1974 e janeiro de 1975, com o título de "Aproveitamentos hidrelétricos rurais", ONESTI, Á. (1974), menciona uma série de turbinas que podem ser aplicadas nesses casos com grandes vantagens, como: ....***Pelton com um ou vários bocais, Francis vagarosas, Francis normais, Francis velozes, Francis ultra velozes , turbinas hélices....*** e até as rodas d'água, mas em nenhum momento faz qualquer menção a turbina de fluxo cruzado.

BRAN, Richard; SOUZA, Zulcy (1969), no livro de "Máquinas de Fluxo', dedicam menos de meia página se referindo a turbina de fluxo cruzado, denominando-a como Michell - Banki e apresentando um pequeno desenho em corte.

Um maior interesse pelo estudo da turbina de fluxo cruzado no Brasil começou no início da década de 80, quando em outubro de 1983, o Ministério de Minas e Energia, com a participação da ELETROBRAS, lançou a "Proposta de Programa Nacional de Pequenas Centrais Hidrelétricas" , incluindo como anexos 2, 3 e 4 , respectivamente os manuais para micro, mini e pequena central hidrelétrica. Já em 1983, também era criado o projeto de norma da ABNT, sobre classificação de turbinas hidráulicas para pequenas centrais hidrelétricas, definindo a faixa de potência e zendo referência aos tipos de turbinas, onde figura o nome da turbina de fluxo cruzado como**: *fluxo transversal (Michell – Banki)*.**

---

[*] **Existe uma dessas turbinas no Instituto Militar de Engenharia (IME), no Rio de Janeiro.**

SOUZA; Zulcy (1985), publica na revista “O Mundo Elétrico”, o artigo intitulado “Turbinas para mini e microcentrais hidrelétricas”, onde fornece informações mais detalhadas sobre a turbina de fluxo cruzado. ***“.... é uma turbina de ação, de admissão parcial, fluxo transversal e de duplo efeito. O escoamento, oriundo de um encanamento circular, atravessa uma peça que transforma a seção transversal circular em retangular, para, em seguida, penetrar no injetor, o qual contém em seu interior uma palheta diretriz que, pela variação de sua posição, não só controla a carga fornecida pela turbina, como também orienta o fluxo para o rotor. No rotor, em forma de tambor com muitas pás, o escoamento entrega energia em seus dois contatos com as pás. Este tipo de turbina apresenta uma série de vantagens em relação aos outros tipos, destacando-se:***

- ***Facilidade de construção, operação e manutenção, logo, baixo custo;***
- ***Aplicação em quedas acima de 1 m, com vazões de 15 l/s até 20.000 l/s e potências que podem ultrapassar 1.000 kW;***
- ***Rendimento total na faixa de 55 a 83%;***
- ***Rotação específica entre 30 e 180, logo abrangendo a faixa das turbinas tipo Pelton e Francis.....”.***

Entre 1985 e 1987, no laboratório da EFEI, em Itajubá, é ensaiado o primeiro protótipo para estudo científico deste tipo de turbina no Brasil (TIAGO F.o ; Geraldo L., 1987). A turbina foi construída sobre a supervisão da firma Mecânica Pesada (MEP), em Taubaté, sendo ensaiada com vazões entre 100 e 175 l/s, e altura de queda entre de 6 e 12 m, com diâmetro externo do rotor De = 154 mm , largura Lr = 242 mm e potência P = 10,4 kW com rendimento $\eta_{máx.}$ = 61%.

A turbina apresenta o injetor parecido com o desenvolvido pela OLADE, ou seja, com uma chapa em forma dobrada, porém sem a pá fixa, fazendo a divisão e distribuição da água para entrada nas pás do rotor.

Junto com os ensaios, foi desenvolvida também uma padronização para facilitar a fabricação e cobrir um campo de rotação específica que estivesse entre a faixa da turbina Pelton de dois jatos e a turbina Francis normal.

A rotação específica ficou na faixa de $13 > \mathbf{n_q} < 60$, valores limites próximos aos indicados na Tabela 3.2, pág. 61, capítulo 3. Os diâmetros dos rotores adotados foram: 150, 220, 350, 400, 500, 600 e 800 mm, para comprimento do rotor B de 100 a 400 mm.

Cada tipo de turbina é limitada em altura máxima de 100 m e potência máxima de 1.000 kW.

Atualmente, existem duas firmas que fabricam a turbina de fluxo cruzado no Brasil, cobrindo de maneira satisfatória o campo das microcentrais hidrelétricas.

A firma BETTA Hidroturbinas Ltda, localizada no município de Franca, S.P., fabrica as turbinas de fluxo cruzado para atender principalmente as microcentrais hidrelétricas (BETTA Hidroturbinas ,1999).

Embora informando que esse tipo de turbina pode apresentar rendimento de até 80%, suas curvas são baseadas para rendimentos 61%, para potências acima de 15 kW.

No catálogo aparecem 12 tipos de turbinas de fluxo cruzado, cobrindo as vazões de 20 a 1.000 l/s com alturas entre 2,0 e 30 m e potências variando de 0,2 a 209,2 kVA. Contudo, para potências maiores que 100 kVA, o fornecimento é somente sob consulta. O preço para o conjunto completo, turbina/gerador e regulador eletrônico para potência acima de 2 kVA, varia entre R$ 6.150,00 e R$ 360,00 o kVA, dependendo da altura e potência.

Outra firma que também fabrica a turbina de fluxo cruzado é a RM Equipamentos Ltda, localizada em Varginha, MG. A faixa de potência é a mesma apresentada pela BETTA Hidroturbinas Ltda, porém, segundo informações da mesma, utilizando o injetor tipo Ossberger, executado em aço fundido, alcançou um rendimento total do conjunto de 74%, valendo-lhe a certificação conferida pela CEMIG (RM EQUIPAMENTOS LTDA, 1999).

Dependendo da potência e da vazão, o conjunto pode funcionar com dois reguladores, um para a carga de demanda e outro para a vazão. Este último, agindo diretamente sobre a pá do injetor.

A função do regulador é manter constante a velocidade do gerador e por conseguinte, a freqüência da tensão gerada. O controlador eletrônico de carga usado nas instalações da RM, é composto de resistências que podem dissipar toda energia gerada. Elas ficam instaladas em uma caixa com água. Quando a energia elétrica gerada não estiver sendo consumida, o regulador a dissipa através desse banco de resistências, produzindo assim, água quente (RM EQUIPAMENTOS LTDA, 1999).

4.2 - Definição da turbina de fluxo cruzado

Trata-se de uma turbina que funciona à pressão atmosférica, de livre passagem, fluxo transversal, admissão parcial e radial e duplo efeito. Devido a rotação específica apresentada, situa-se entre as turbinas de baixa rotação específica ou lentas: $9 < n_q \leq 60$

ou 30< $n_{s(CV)}$ < 200. Utilizando um gráfico de seleção de turbinas hidráulicas do prof. QUANTZ; L. (1948), do livro “Motores Hidráulicos” podemos inserir o campo de aplicação das turbinas Michell Banki.

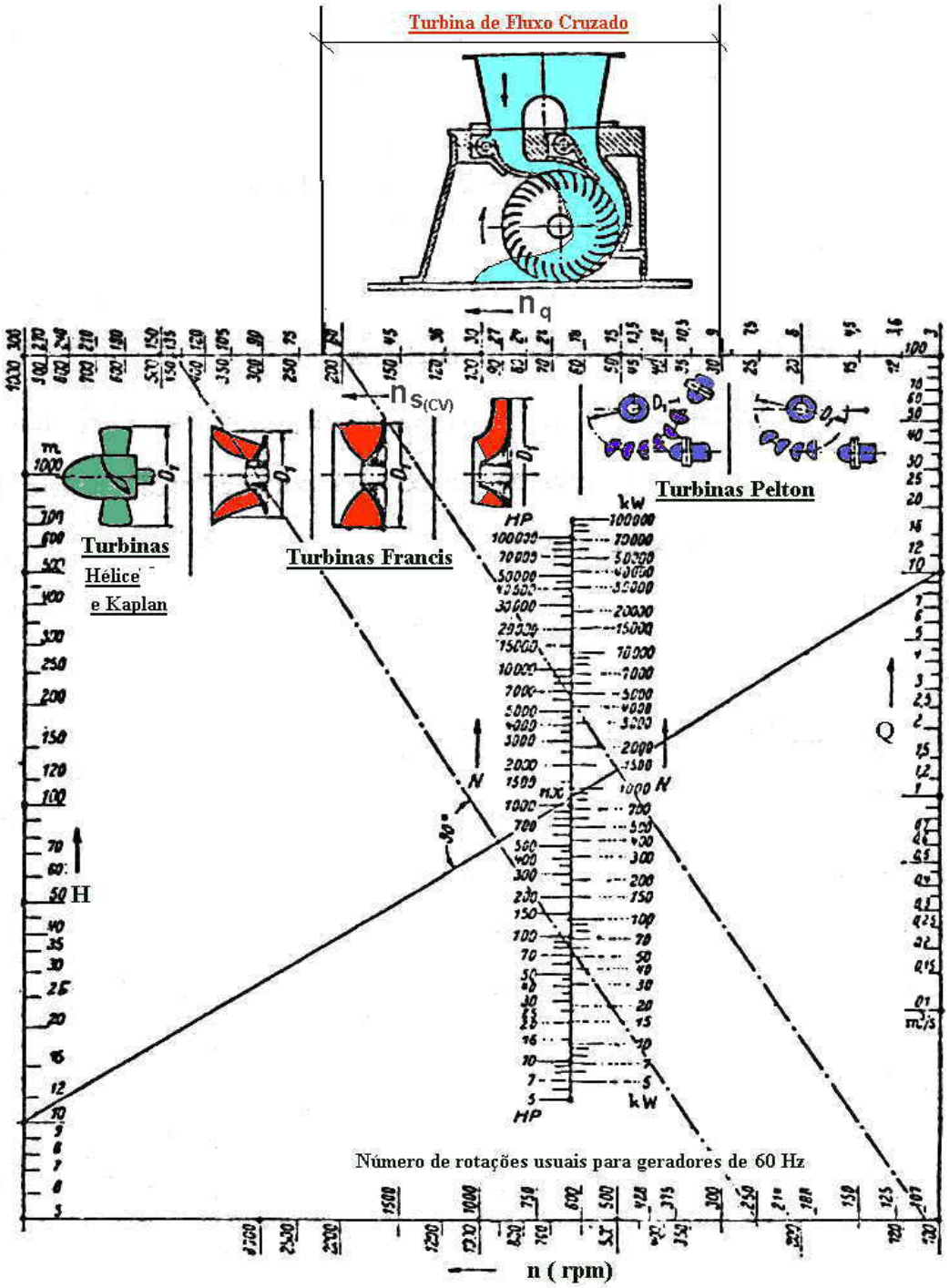


Figura 4.1- Antigo gráfico adaptado para mostrar o campo de atuação da turbina de fluxo cruzado. Fonte: SALAMANCA, Tomas Lerzundy, 1985.

Ou ainda o gráfico do campo de aplicação elaborado pela própria OLADE e publicado no “Manual de diseño de Pequenas Centrales Hidroelectras”, vol. IV – Equipos COZ P., Andres Frederico (1985).

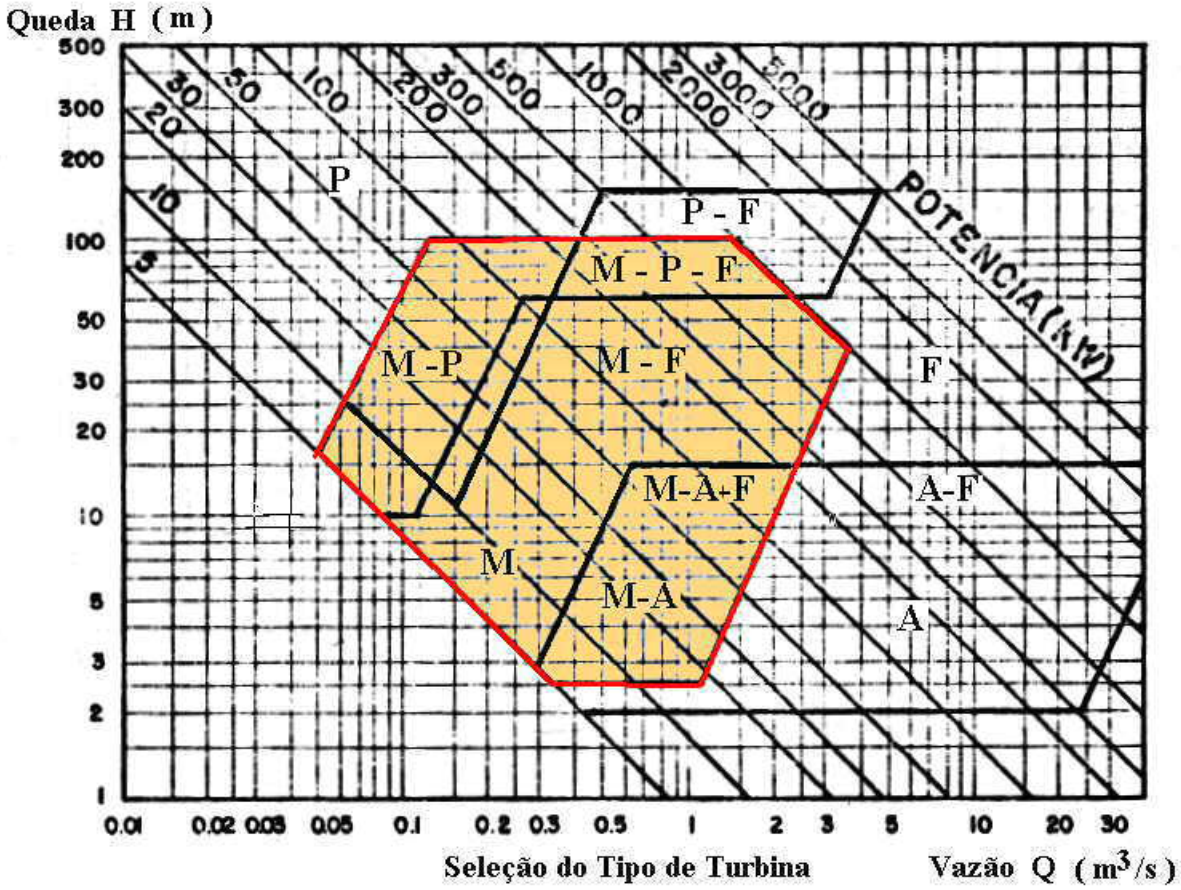


Figura 4.2 – Campo de aplicação da turbinas para pequenas, mini e microcentrais hidrelétricas. Fonte: COZ P., Andres Frederico, 1985.

P – turbina Pelton

M – turbina de fluxo cruzado (Michell)

F – turbina Francis

A - turbina axial

A área sombreada mostra o campo de aplicação das turbinas de fluxo cruzado

OBS: com relação à turbina de fluxo cruzado o campo de vazão está restrito ao uso de uma única célula.

4.3 - Funcionamento básico da turbina de fluxo cruzado

A turbina de fluxo cruzado é formada por um injetor ou tubo, provido de uma aleta diretriz encarregada de regular o fluxo da água que ingressa na turbina, aleta essa que pode ser movida manualmente ou por um regulador automático com servomotor hidráulico.

Ao variar-se a posição da aleta diretriz, varia - se o ângulo de entrada do fluxo de água no rotor, diminuindo consequentemente o rendimento com pouca vazão, o que realmente em maior ou menor grau, também acontece com outros tipos de turbinas.

Complementando o conjunto, se dispõem de um rotor projetado de tal maneira que permita gerar potência mecânica no eixo da turbina, ao receber um duplo impulso do fluxo d'água que circula pelo mesmo. Este rotor é da forma de um tambor, ou melhor, de uma gaiola e possui um grande número de pás que pode variar conforme o tipo de construção de 20 à 30 pás. A turbina de fluxo cruzado, adapta-se a qualquer valor de vazão, pois basta que o rotor seja mais comprido ou mais curto, ou até mesmo conforme grandes variações de vazão em um mesmo aproveitamento, subdividido em diversa células.

Os rotores curtos de um só módulo ou célula são construídos para o baixo número de rotação específica $n_{s(CV)} = 30$, até o rotor comprido com 3 módulos ou células, para um grande número de rotação específica $n_{s(CV)} = 200$.

O fluxo d' água , que no injetor adquire uma seção retangular, circula, em primeiro lugar da parte externa à parte interna do rotor, passando pelas pás, cedendo ao rotor, pela energia cinética do fluxo, uma parte do potencial de trabalho (este é denominado de primeiro efeito). Logo na saída das pás , no interior do rotor, adquire uma velocidade absoluta[*], que é a da passagem da água pelo interior dado rotor, e um novo ataque as pás então se sucede, desta vez de dento para fora das pás (este é denominado de segundo efeito). Aqui novamente a velocidade se decompõem com um novo desvio do fluxo d'água e cessão de trabalho. Finalmente, se obtêm a velocidade absoluta final de saída ao exterior do rotor, na qual a água passa ao canal de evacuação.

Segundo a OLADE (COZ P., Andres Frederico [1985]), pode operar com quedas de no mínimo 2 m de altura, chegando a gerar potências da ordem de 100 kW, com rendimento de até 82%. Já segundo um de seus fabricantes, a Casa Ossberger , as turbinas mais modernas deste tipo, podem ser utilizadas com vazões de 0,025 m3 / s até 13 m3 / s,

[*] Velocidade absoluta **V**: componente da velocidade relativa nas pás **Vr** e da velocidade tangencial do rotor **u** (pag.105).

alturas de 1 a 200 m, gerando potências entre 1 e 2.000 KW. Suas rotações de acordo com a queda e o tipo construtivo da turbina, são da ordem de 50 à 200 rpm. Os diâmetros mais utilizados do rotor variam de 200 à 600 mm, podendo em casos especiais e já construídos chegar a 1.200mm.(*)

4.4 - Descrição das principais partes da turbina de fluxo cruzado.

Na Figura 4.3 são representadas as principais partes componentes da turbina de duas células.

Uma das características principais da turbina de fluxo cruzado, é que devido ao pequeno número de componentes e a simplicidade de projeto, oferece reduzido custo de manutenção. O tamanho e peso de cada componente, individualmente, facilitam o transporte e manuseio assim como a montagem na obra, não dependendo de equipamentos de elevação de grande porte principalmente em lugares de difícil acesso.

A quantidade e disposição de montagem das peças, facilitam de sobremaneira a manutenção da turbina.

Uma série de alternativas de fabricação de diversos de seus componentes pode facilitar de maneira bastante acentuada os processos produtivos quer em ganho de tempo , quer em redução dos custos finais.

Os materiais empregados também podem variar de fabricante para fabricante, dependendo da facilidade de acesso a matéria prima disponível, pois a turbina de fluxo cruzado não possui uma exigência rígida em termos de materiais sofisticados.

Firmas mais conceituadas e com acesso fácil a materiais de novas tecnologias por exemplo podem se dar ao luxo de executarem as pás do rotor em aço inoxidável, enquanto outras, sobretudo dos países em desenvolvimento podem construir a mesma pá com cortes de tubos de aço prensados.

Logicamente o uso da tecnologia mais avançada em termos de projeto, matéria prima e fabricação irá influir nas condições de se alcançar um melhor rendimento, facilidade e menor custo de manutenção para a turbina de fluxo cruzado.

(*) A maior turbina de fluxo cruzado instalada pela Ossberger possui De = 1,2 m e comprimento Lr =3,3 m, funcionando om Hu = 3,6 m e Q = 7 m^3/s com uma potência de P = 206 kW. TIAGO F. , Geraldo [1987] .

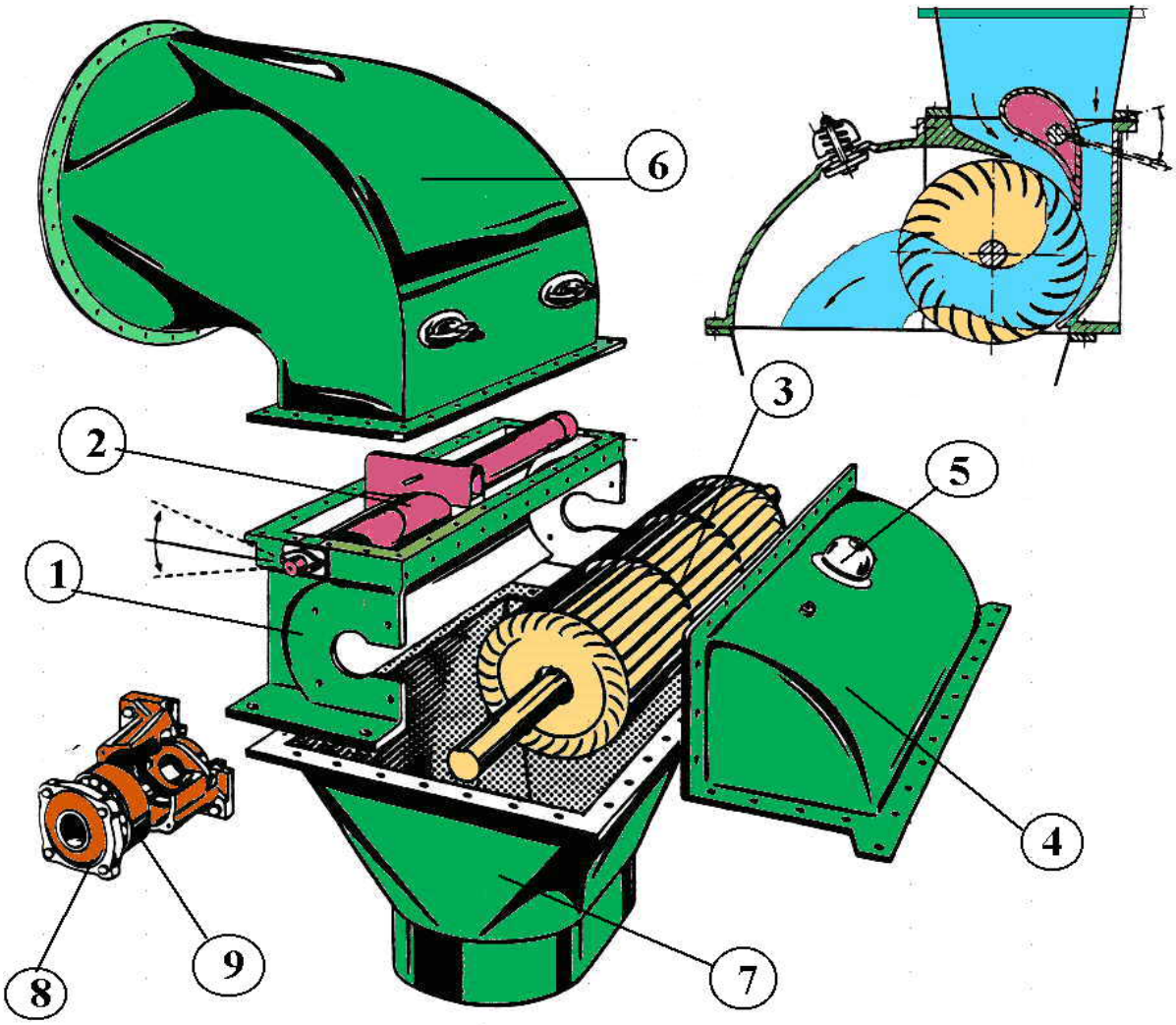


Figura 4.3. Desenho explodido, mostrando as principais partes da turbina de fluxo cruzado

1 – Carcaça
2 – Distribuidor
3 – Rotor
4 – Tampa
5 - Respiro
6 –Tubo de admissão
7 - Tubo de sucção
8 – Tampa do rolamento
9 – Suporte do mancal

Fonte: OSSBERGER – Turbinenfabrick (1998).

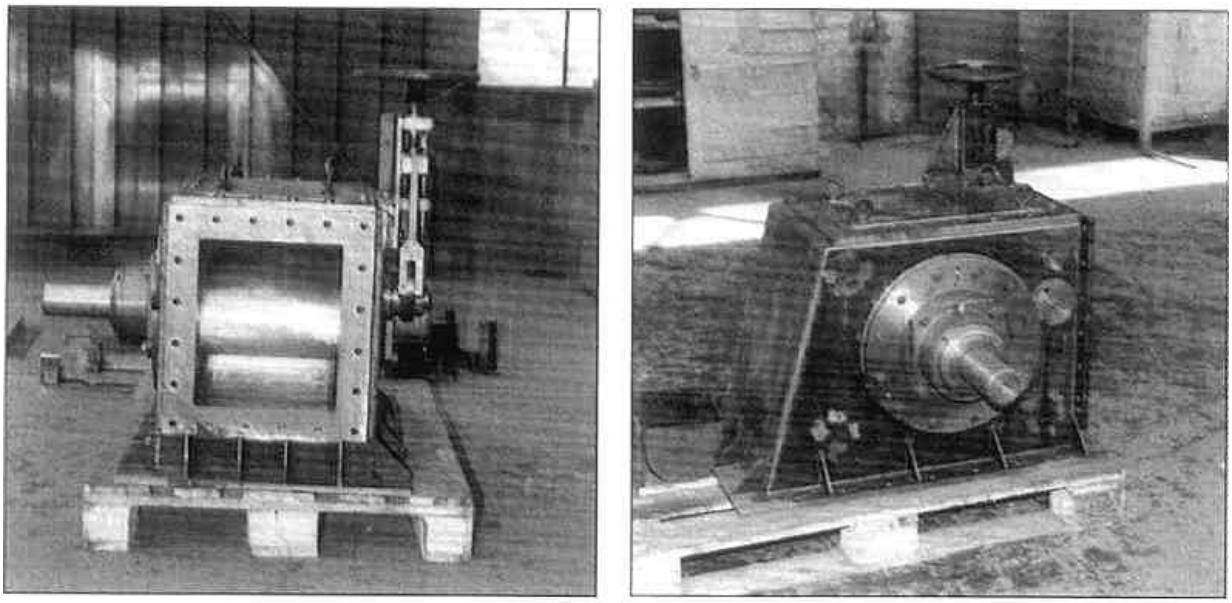


Figura 4.4- A turbina de fluxo cruzado montada na oficina. Fonte: MEIER, Ueli; 1985

4.4.1 - Carcaça

A carcaça é construída, pela quase totalidade dos fabricantes de chapa de aço soldada, sendo assim robusta, ao mesmo tempo que bem mais leve que as carcaça de ferro ou aço fundido e resiste bem ao choque. Para seleção do material da carcaça sugere-se a chapa de aço comercial, qualidade SAE 1020 ou ASTM A- 36.

O desenho da carcaça deve ser feito considerando-a como a estrutura de base e de sustentação da turbina e deve contemplar também a trajetória da saída da água do rotor.

A soldagem pode ser executada pelo processo do eletrodo revestido(*), não necessitando de um tratamento térmico de alívio de tensões posterior. Torna-se importante o acabamento após a soldagem, com esmerilhamento das partes em contato com o escoamento do fluido e um jateamento por areia ou granalha de aço, antes da usinagem e pintura final. A pintura final deve merecer certos cuidados especiais na utilização dos componentes químicos das tintas, no que se refere a toxidade, principalmente quando a turbina for utilizada em aproveitamentos de água potável como vem acontecendo em algumas aplicações.

(*) Oficinas mais aparelhadas e produtivas podem utilizar o processo MIG-MAG (Metal Inert/Active Gas)

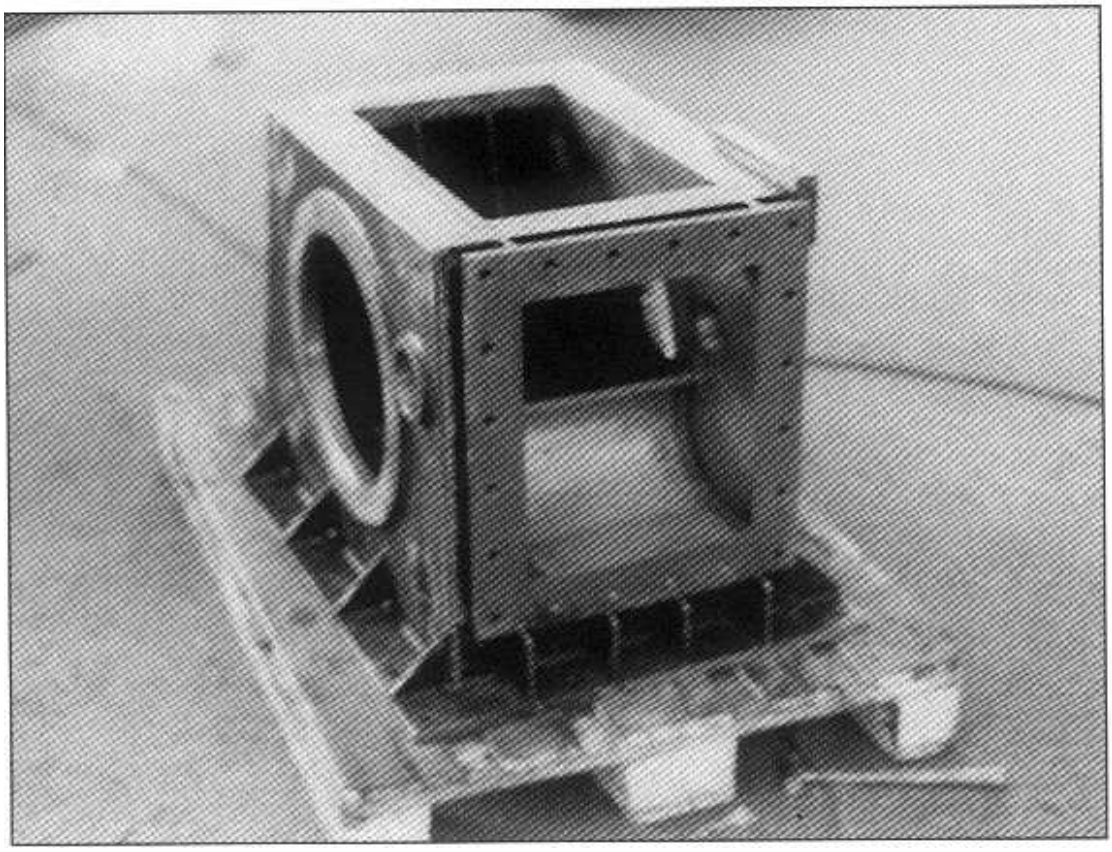


Figura 4.5 – Foto de uma carcaça pronta, aguardando a montagem dos demais componentes de turbina. Fonte: MEIER, Ueli; 1985.

A carcaça é o corpo no qual se apoia o adaptador ou transiente de seção para funcionamento do ejetor, transição esta da forma circular para a forma retangular. Em alguns casos a carcaça suporta também o conjunto do rotor através dos mancais, em sua maioria mancais de rolamentos auto compensadores de rolos devido ao grande esforço radial.

4.4.2 - O injetor e as pás diretrizes

O injetor, que também pode ser chamado de distribuidor, tem como função primordial regular e acelerar o fluxo d'água que ingressa na turbina, orientando-a até as pás do rotor através de um determinado ângulo, estudado e determinado como ideal e único em todas as turbinas.

Sobre o injetor está o adaptador ou transiente de seção, elemento encarregado de transformar a geometria da seção da veia líquida de circular para retangular.

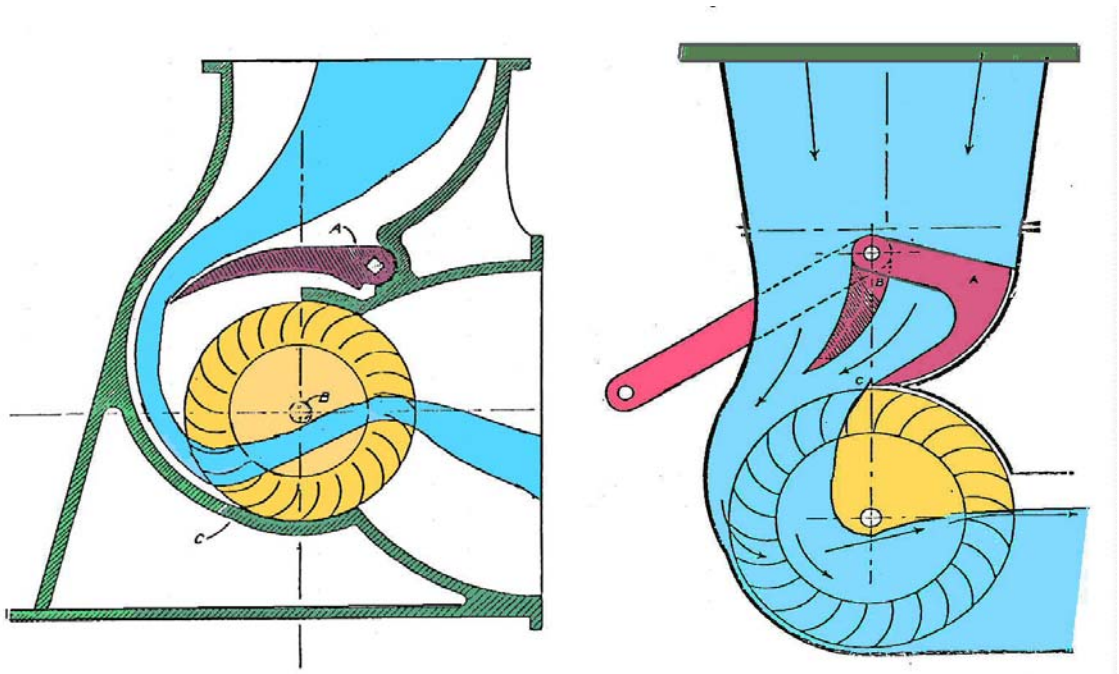
Geometricamente caracteriza-se por manter um dos lados na dimensão constante e o outro com a dimensão variável, isto com o intuito de que o jato d'água que conforme condições de desenho é retangular, experimente uma aceleração.

A palheta diretriz, ou pá móvel, está desenhada para regular e garantir uma boa condição do jato d'água a diferentes porcentagens de carga de operação da turbina. A entrada da água propulsora se governa por meio da pá diretriz, com perfil distinto e de força compensada. Esta pá diretriz divide a corrente de água que entra na turbina em duas partes, dirigindo o jato até o rotor onde chega sem produzir efeitos de golpes bruscos. Esta divisão, que ajuda na compensação das forças de acionamento sobre as pás distribuidora, permite fixá-la em diversas posições de abertura e regulação, conforme a necessidade da operação da turbina com cargas parciais. A subdivisão do distribuidor em 1/3 e 2/ 3 e consequentemente do rotor, apareceu após as experiências realizadas no laboratório de hidráulica do Oregon State College nos Estados Unidos por MOCKMORE, C. A.,[1948]. A tubulação foi montada de tal forma que a espessura do jato A, que mencionaremos como largura interna do injetor, permanecesse constante, acionada por uma manobra suave de um sistema mecânico de transmissão. Isto acarreta o mesmo efeito que se reduzisse o comprimento total do rotor da turbina, chegando a ser menor a geração da potência. Se empregou para essa experiência, um sistema de pinhão e roda dentada, que atuava no mecanismo de aumento ou redução do comprimento do injetor, constituído por uma válvula de passo, operando paralelamente ao eixo do rotor. A válvula era acionada manualmente, enquanto a largura do jato era controlada para mais ou para menos, permanecendo assim, constantes a espessura do jato e o ângulo de ataque. Essa experiência foi realizada em finais de 1948.

As Figuras 4.6 a e 4.6 b, mostram os desenhos das primeiras turbinas alemãs, construídas por volta de 1930. O primeiro representa o projeto original patenteado por Donat Elener Banki , 1925,e o segundo, um desenvolvimento no projeto pela Ossberger.

Na Figura 4.6 a, uma alavanca é montada na comporta A (a pá diretriz) e é atuada pelo regulador da turbina variando assim a espessura do jato e por conseguinte a vazão, obtendo-se dessa forma potências diversas. Dada a configuração da palheta ser pivotada pelo extremo, torna-se mais difícil seu acionamento e, portanto sua regulação, pois não temos o equilíbrio dos momentos hidráulicos que facilitariam os esforços de movimento, como acontece nas modernas turbinas, onde o movimento é facilitado, ao ser o fluxo dividido em duas partes. Cabe ressaltar que no ponto C, a água é forçada a entrar nas pás

do rotor, com o ângulo requerido para um melhor rendimento de operação, independente do fluxo d'água.



(a) (b)

Figura 4.6 – Desenhos da primeiras turbinas alemãs, mostrando os tipos de distribuidores **a)** Pá articulada na lateral da carcaça. **b)** Duas pás móveis por articulação central Fonte: SALAMANCA, Tomas Lerzundy [1986]

Na Figura 4.6 b, temos outro desenho de palheta diretriz pivotada no extremo, neste caso uma pá funciona como reguladora do fluxo e a outra como comporta. A espessura do jato também é variada por um mecanismo ligeiramente distinto do anterior, porém o efeito produzido na manutenção do ângulo de ataque na continua sendo o mesmo.

Se o rotor possui mais de um módulo (células), como normalmente é feito, sendo a relação 1: 2 , ou seja 3 módulos em série, pode-se dispor de duas palhetas diretrizes que podem ser reguladas independentemente entre si, mediante uma alavanca de acionamento à qual se acopla a regulação automática ou manual.

Pelo fato dessas palhetas diretrizes estarem ajustadas com boa precisão na carcaça da turbina, e possuírem boa vedação quando completamente fechadas, podem servir simultaneamente, para quedas até uns 50 metros, como válvula de bloqueio, ficando assim dispensado o uso de uma válvula de gaveta ou esfera entre a tubulação forçada e a turbina (Ossberger Turbinenfabrick).

A Figura 4.7, mostra a curva característica de rendimento de uma turbina Michell Banki obtida a partir de 3 curvas de rendimento de uma divisão 1:2 em comparação a uma turbina Francis. As curvas estão traçadas segundo células de 1/3 e 2/3 da vazão disponível. Para o aproveitamento de pequenas vazões, como por exemplo em época de estiagem de um rio, se pode utilizar a célula pequena; para vazões medias a célula grande e para grandes vazões as duas células ao mesmo tempo. Isso facilita um aproveitamento racional de vazões submetidos a grandes variações durante o ano.

O estudo envolvendo o aproveitamento de vazão variável e o montante de energia que pode ser produzido a mais por uma turbina de fluxo cruzado em relação a uma turbina Francis, em um determinado período de medições de vazões aparece em um artigo de PATZIG, Alfred F. A. (1987) na revista; “Alternative Sources of Energy”.

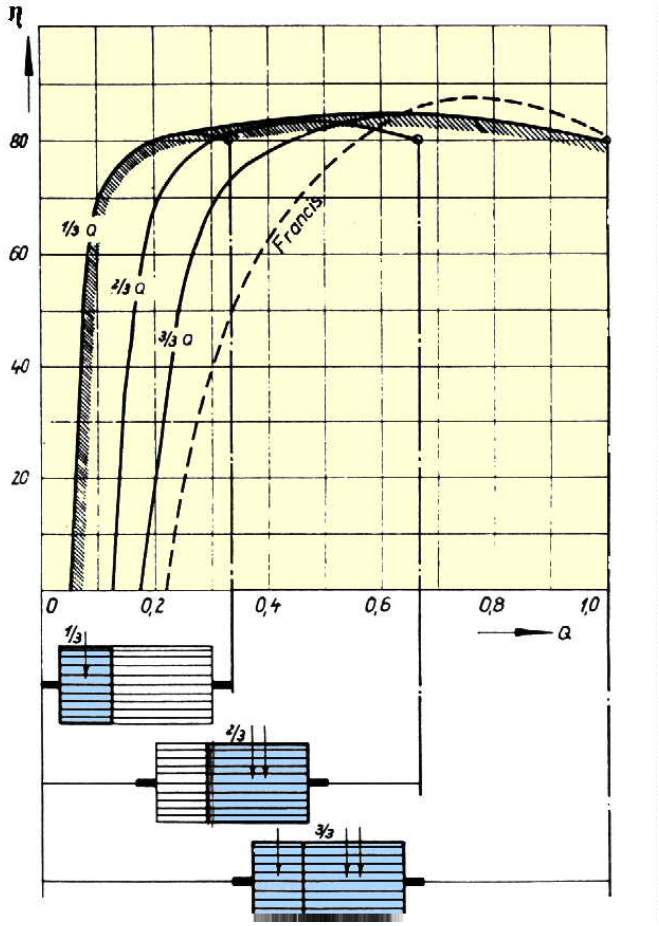


Figura 4.7 – Curva do rendimento para turbina de fluxo cruzado de duas células com a variação de vazão. Fonte: PATZIG, Alfred F. A., 1987.

Como pode ser verificado, o rendimento total que se garante para pequenas potências, oriundas de pequenas vazões, pode chegar até 80% para todo o campo de admissão da água na turbina.

Segundo dados do fabricante, estes graus de rendimentos garantidos, podem ainda ser superados na prática. Para unidades médias e grandes, tem-se medido, dentro dos testes de fabricação, rendimentos da ordem de 84 % à 87 % (Ossberger-Turbinenfabrik,1998).

Vários tipos de injetores chegaram a ser patenteados até hoje por muitas firmas e laboratórios , como o de gaveta transversal e inclinada, radial etc., porém os que obtiveram maior êxito e que se encontram em pleno uso são o da Ossberger, o da OLADE e o da Cink.

4.4.3 - O Rotor

O rotor é o elemento da turbina que ao girar, por ação de um jato d'água, transmite energia mecânica ao eixo. O rotor na sua forma mais simples é constituído por dois discos circulares e paralelos, soldados nas bordas por uma série de pás curvas.

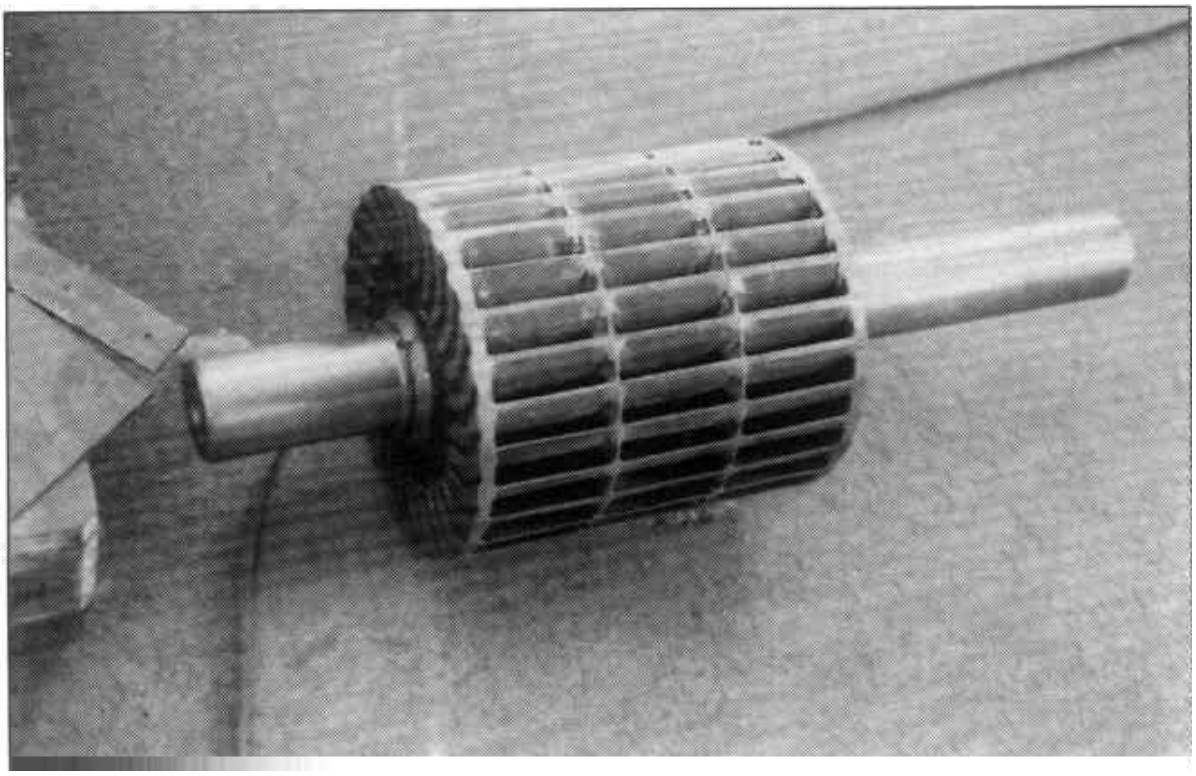


Figura 4.8- Fotografia de um pequeno rotor de turbina de fluxo cruzado.

Fonte: WIDMER, R.; e outros, 1993.

O princípio de funcionamento do rotor está fundamentado em que o injetor oriente com um certo ângulo um jato d'água, o qual tenha contato com as pás, pelo menos grande parte delas, ao ingressar no rotor, dando um primeiro impulso de giro, para logo após atravessar o interior do mesmo e tomar contato novamente com as pás e dar-lhe um segundo impulso antes de sair e fluir pelo canal de descarga da turbina. O rotor basicamente é uma roda de ataque frontal do jato d'água e pelo fato do fluxo ser essencialmente radial, o diâmetro é independente da quantidade de água durante o impacto.

A Figura 4.8, mostra a fotografia de um pequeno rotor já usinado para diâmetro final de acabamento, inclusive do eixo passante.

O projeto e desenho do rotor estão fundamentados em determinar os diagramas de velocidade em cada etapa de operação, ou seja, do ingresso e saída da primeira etapa e do ingresso e saída da segunda etapa.

O núcleo do rotor é formado de pás, que de acordo com um esmerado procedimento de fabricação é feito em aço laminado estampado, ajustadas e soldadas em ambas as extremidades aos lados dos discos terminais. Para uma melhor fixação, as pás são ajustadas sobre ranhuras previamente cortadas nos extremos dos discos, antes da soldagem.

As pás são submetidas a fortes cargas mecânicas devido a força centrífuga e principalmente aos impactos periódicos do jato. Conforme o diâmetro do rotor, o mesmo pode ter até 30 pás e normalmente não menos que 20 pás (HERNÁNDEZ, Carlos A.[1986]).

Essas pás curvadas transversalmente e conservando a geratriz paralela e linear, não produzem empuxos axiais, podendo-se evitar o uso de rolamentos axiais. Nos rotores de grandes larguras, se apoiam as pás por intermédio de discos ou anéis intermediários para se evitar deformações de flexão nas pás. Apesar da utilização de perfis laminados, os quais proporcionam um bom equilíbrio de massa, antes da montagem geral do conjunto da turbina, os rotores devem ser balanceados, que somado a sua geometria construtiva, apresentarão uma boa resistência mecânica e uma boa rigidez para eliminar qualquer tipo de vibrações.

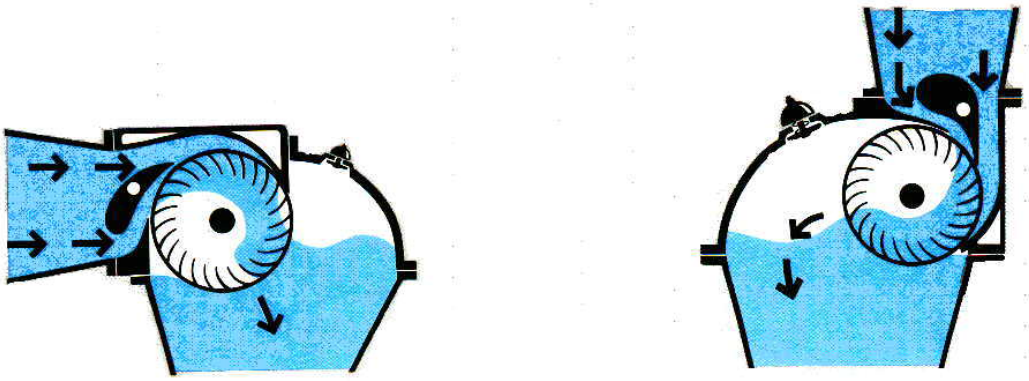
Para o projeto mecânico do rotor, deve-se considerar as pás como engastada nos extremos (devido a soldagem) e carregada por uma carga uniformemente distribuída a qual é causada pela ação do jato d'água no caso mais desfavorável, o que ocorre quando por algum motivo o rotor é parado no momento em que a turbina está trabalhando a plena carga.

Para o projeto dos discos laterais, os fabricantes só aconselham determinar uma espessura de chapa adequada, para que não se deforme quando do procedimento da soldagem das pás sobre o mesmo. Uma verificação quanto ao cisalhamento provocado pelo esforço da pá no extremo superior da ranhura executada para seu encaixe também pode ser feito por garantia de segurança.

No projeto do eixo do rotor deve-se considerar ainda o problema da velocidade crítica, o que se aconselha não deve aparecer antes que o mesmo chegue a sua velocidade de disparo que se considera para esse tipo de turbina normalmente o dobro da velocidade nominal.

O eixo do rotor normalmente é passante e soldado nos anéis externos, porém construções mais arrojadas em rotores de menor comprimento podem ser executados somente nos extremos com um perfeito alinhamento em ambas as pontas durante o torneamento final.

O sentido de circulação da água nas turbinas indica a classificação quanto à posição do injetor, relativamente ao rotor, que pode ser: a) horizontal; b) vertical. Essa rotação, em conjunto com a segunda passagem da água pelas pás do rotor, facilitam a desobstrução das pás, se por qualquer motivo, folhas de árvores, pequenos gravetos, peixes, blocos de gelo, etc. venham a ficar presos entre as pás na entrada do fluxo através do injetor (Ossberger-Turbinenfabrik). As Figuras 4.9.a e 4.9.b, mostram as posições de entrada do líquido no rotor.



(a) **(b)**

Figura 4.9- Posições de admissão da água no rotor da turbina de fluxo cruzado.
a) posição horizontal b) posição vertical
Fonte: Ossberger-Turbinenfabrik, 1998.

4.4.4 – Mancais

Os mancais principais estão equipados com rolamentos normalizados de uma ou duas carreiras de rolo, autocompensadores. Os rolamentos para turbinas hidráulicas tipo Michell apresentam grandes vantagens construtivas; uma delas é a possibilidade de ficar completamente externa a turbina, pelo tipo de construção da carcaça e da vedação efetuada, outra é que a posição dos mancais é que forçosamente alinha o rotor da turbina com relação a o centro da carcaça e do injetor, permitindo sempre que possível um ajuste final mais apurado.

Elementos de estanqueidade evitam a fuga da água pelo eixo e garantem uma boa vedação e o livre funcionamento dos mancais de rolamento.

O suporte dos rolamentos ou caixas dos rolamentos, são fabricados em aço fundido. Normalmente, quando se usa acoplamento direto ao eixo do gerador ou a um redutor intermediário, são utilizados dois mancais, um em cada lado da carcaça.

Em instalações que utilizam correias de transmissão, se adiciona um mancal de rolamento independente, com a finalidade de absorver as cargas devido aos esforços da correia, não sobrecarregando assim o rolamento principal do rotor. A mesma configuração aplica-se no caso da colocação de um volante no lugar da polia da correia.

Com exceção das trocas anuais de graxa lubrificante, os mancais não requerem praticamente nenhum plano especial de manutenção.

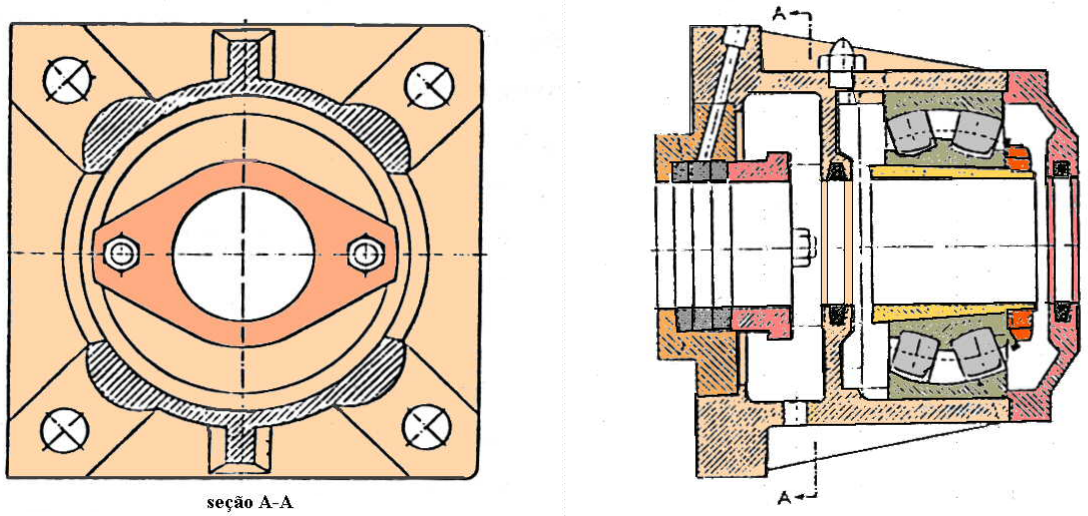


Figura 4.10 – Desenho da caixa de rolamentos e disposição dos anéis de vedação.

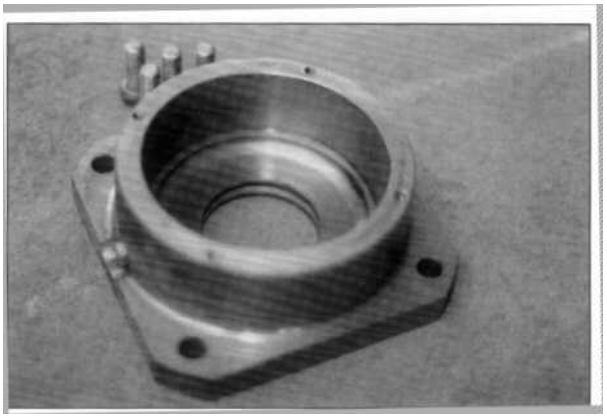


Figura 4.11 - Fotografia mostrando a caixa e o rolamento auto compensador de rolos.
Fonte: WIDMER, R.; e outros, 1993.

4.4.5 - Tubo de sucção e válvula de aeração.

Por princípio de funcionamento, a turbina Michell-Banki é uma turbina de livre fluxo. Não obstante, em regiões de quedas pequenas pode ser necessário o uso do tubo de sucção.

Como sabemos, o tubo de sucção além de servir para o deságüe da água até jusante, satisfaz uma função muito importante, contribuindo para melhorar o rendimento global da turbina.

Ao servir como órgão recuperador de energia justifica também o nome que se dá ao mesmo de difusor, já que devido a sua forma divergente, produz uma desaceleração da água que sai da turbina, convertendo a energia cinética em energia de pressão.

Como a pressão final de saída do conduto é a pressão atmosférica, se terá na origem do difusor, uma pressão inferior à atmosférica, que dará lugar a um gradiente de pressão mais alto entre a entrada e a saída do rotor móvel e, portanto, um melhor aproveitamento de energia do fluido, que aumentará a potência da turbina por um incremento Δp já que $P = Q \times \Delta p$, sendo P a potência, Q a vazão e Δp a diferença de pressão.

Com base no exposto anteriormente, pode-se dizer que a classificação inicialmente dada a turbina Michell-Banki de impulso com livre fluxo, não é rigidamente observada e estritamente correta.

O critério da definição foi baseado no fato de que na concepção original, era uma verdadeira turbina de pressão constante.

As turbinas de ação ou impulso possuem a peculiaridade de aproveitar somente a energia cinética do fluido, não existindo gradiente de pressão entre a entrada e saída da turbina. O grau de reação nesse caso é zero. Para que exista ou não essa condição de um gradiente de pressão da água através do rotor, com a conseqüente instalação de um tubo de sucção, depende das especificações de compra a serem passadas ao fabricante, sendo, portanto uma variante entre impulso e reação, porém, com um alto impulso e baixo grau de reação.

Para evitar uma pressão negativa originada pelo efeito da rotação da turbina, pois o ar inferior da carcaça é arrastado com a água até formar um vácuo, originando assim uma pressão negativa que pode ser tão grande fazendo com que o nível d'água chegue ao rotor interferindo no bom funcionamento da máquina, ocasionando severos choques, utiliza-se uma válvula de aeração.

A válvula de aeração controla o vácuo na carcaça, regulando a coluna de água de aspiração.

Se por algum motivo, se originam fechamentos relativamente rápidos do distribuidor, podem produzir-se pressões perigosas no tubo de descarga, quando se reduz drasticamente a vazão. Dentro dessas considerações, a válvula de aeração ou de limite de pressão, permite a entrada de ar e protege a unidade. Esta válvula é colocada próxima a saída do rotor, na caixa superior da carcaça ou cobertura da turbina. É uma válvula sensível de descarga automática acionada por uma mola previamente calibrada.

A configuração do tubo de sucção em construção de chapas de aço devidamente dobradas e soldadas, reduz os gastos das obras hidráulicas em pequenas quedas e contribui de maneira considerável para aumento na eficiência das pequenas centrais.

Essa descrição de todas as partes componentes da turbina de fluxo cruzado nos leva a concluir que os dois principais itens desse simples equipamento são o injetor e o rotor, merecendo, portanto, um estudo mais detalhado do comportamento e projeto, assim como o desenvolvimento tecnológico de cada um desses componentes, no decorrer dos tempos e na prática de cada fabricante.

Esses mesmos itens polarizam as atenções dos laboratórios de pesquisas para aprimoramento das condições de funcionamento e do rendimento final que pode ser alcançado pela turbina.

4.5 – Estudo do injetor: detalhes construtivos

A turbina de fluxo cruzado ou Michell-Banky ou ainda Michell-Ossberger tem basicamente como principais elementos e que merecem uma análise mais detalhada, o injetor e o rotor.

O injetor, que transforma a energia potencial do aproveitamento hidráulico em energia cinética, com considerável velocidade na saída d'água, e ao mesmo tempo regula e orienta o fluxo d'água até a entrada das pás do rotor, pode apresentar-se fundamentalmente de dois tipos exaustivamente estudados, comprovados e empregados em uma série de instalações.

Estudaremos o injetor clássico, desenvolvido pela Casa Ossberger e também seguido por outros fabricantes como a Wasserkraft Volk GmbH, Leroy Somer, Toshiba, Fuji Electric Co Ltd, Orengine Srl., o qual pode ser visto na Figura 4.12 e outro tipo que obedece um estudo, teórico e experimental elaborado pela OLADE. Esse tipo, elaborado pela OLADE e utilizado na maioria dos países da América do Sul e Central, Figura 4.13 , apresenta-se mais simples na sua execução, bastando apenas o dobramento adequado de uma chapa laminada, enquanto que o anterior para tornar-se de construção um pouco mais simples, deve ser feito em aço fundido.

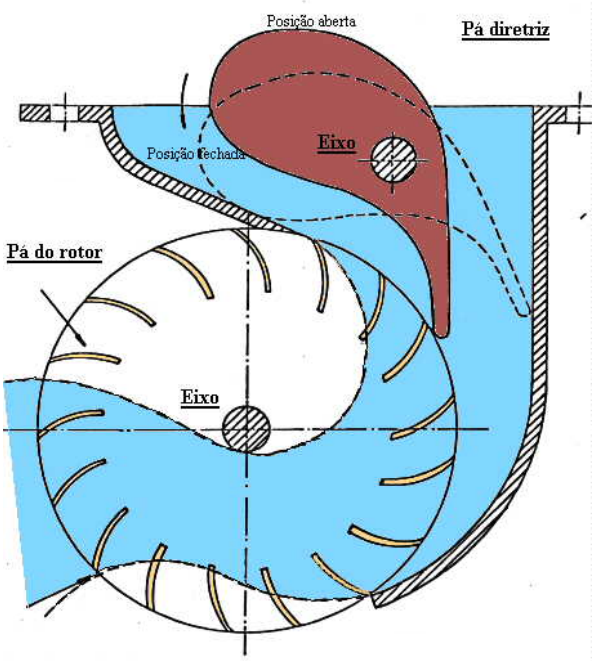


Figura 4.12 – Injetor Ossberger

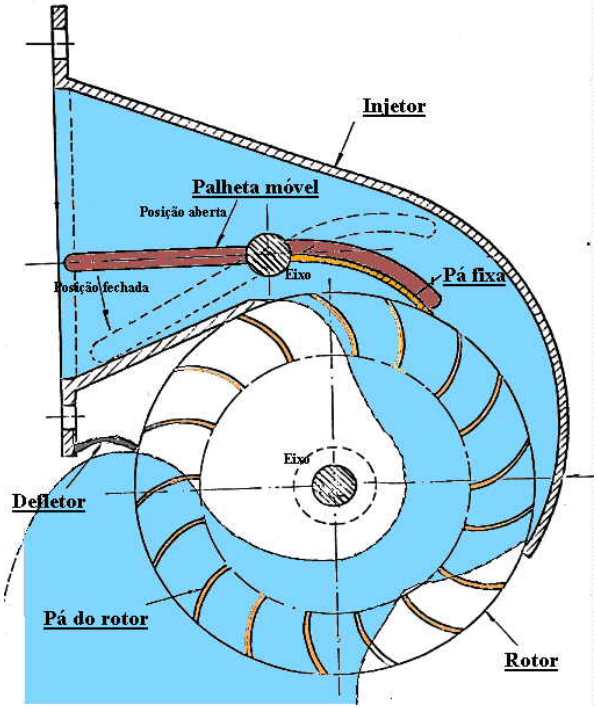


Figura 4.13 – Injetor OLADE

Na última década a CINK Vodní Elektrárny A.S. [1998] apresentou um injetor que funciona como uma válvula de segmento cilíndrico, sendo os esforços transmitidos radialmente. A admissão para facilitar já é feita no ângulo ideal de entrada da água no rotor. A válvula, que possuí como centro de giro o próprio eixo da turbina pode ser acionada manualmente ou por um dispositivo hidráulico, acionado por um regulador.

4.5.1 – O injetor Ossberger

O injetor Ossberger ou injetor tradicional, caracteriza-se pela geometria do perfil da palheta diretriz ou pá móvel, que em ambos os casos tem a mesma função, ou seja, dividir o fluxo da água em dois tramos, com a finalidade de reduzir o torque necessário para o movimento de giro da palheta.

O centro de rotação da palheta diretriz deve ser cuidadosamente calculado e determinado para alcançar um alto grau de equilíbrio entre os momentos hidráulicos. Seu desenho cuidadosamente afunilado é para dar ao fluxo hidráulico uma forma correta de lâmina.

Tanto os injetores Ossberger e OLADE orientam a água que ingressa nas pás do rotor segundo um ângulo específico α_1, o qual possuí um valor experimental de $\mathbf{16}^0$.

Geometricamente também se caracterizam porque a seção da veia fluida na entrada é retangular e por conservar uma dimensão constante e outra variável.

O desenho do injetor se baseia na velocidade de saída da água V_1 ao sair do injetor e como sabemos pode ser dada por:

$$\mathbf{V_1 = Cv \cdot \sqrt{2.g.H_u}} \qquad [4.1]$$

onde:

V_1 = velocidade de saída do jato no injetor da turbina;

Cv = coeficiente de correção da velocidade (0,97 a 0,99)

g = aceleração da gravidade (9,81m/s^2)

Hu = altura util da queda (m).

4.5.1.1 - Geometria do perfil do injetor Ossberger

A Tabela 4.1 apresenta as dimensões principais para a construção geométrica do perfil da palheta móvel e do injetor em função do diâmetro do rotor D_e.

Tabela 4.1 – Principais dimensões do injetor Ossberger

Dimensão Geométrica (mm)	Diâmetro do Rotor D_e (mm)		
	200	400	600
a_1	92,5	185,0	277,5
a_2	101,0	202,0	303,0
a_3	100,0	200,0	300,0
b_1	57,0	114,0	171,0
b_2	83,0	166,0	249,0
b_3	46,0	92,0	138,0
b_4	68,0	136,0	204,0
b_5	40,0	80,0	120,0
b_6	20,5	41,0	61,5
b_7	26,0	52,0	78,0
b_8	20,0	40,0	60,0
c_1	17,5	35,0	52,5
d_1	50,5	101,0	151,5
d_2	39,5	79,0	118,5
d_3	70,5	141,0	211,5
d_4	57,0	114,0	171,0
d_5	58,5	117,0	175,5
d_6	14,0	28,0	42,0
d_7	128,0	256,0	384,0
d_8	40,0	80,0	120,0

Valores dos ângulos:

$\alpha = 50^0$	$\alpha_1 = 58^0$	$\alpha_2 = 67{,}5^0$	$\alpha_3 = 67^0$
$\beta_1 = 60^0$	$\beta_2 = 18^0$	$\beta_3 = 32^0$	$\beta_4 = 35^0$
$\beta_5 = 31^0$	$\beta_6 = 70^0$	$\beta_7 = 62^0$	$\gamma_1 = 66^0$

Fonte: SALAMANCA, Tomas Lerzundy [1986].

Como pode ser observado no dimensionamento geométrico da Tabela 4.1, tomando como base o rotor de De = 200 mm, para uma relação 2:1, todas as dimensões serão o dobro, para a relação 3:1, todas as dimensões serão o triplo.

O perfil da pá do distribuidor inicialmente patenteado pela Ossberger e que a muito caiu em domínio publico, é de construção bastante difícil e apresenta–se como uma asa robusta curvada, dividindo o fluxo da água, permitindo assim uma entrada uniforme nas pás do rotor, independente da posição de abertura em que se encontre.

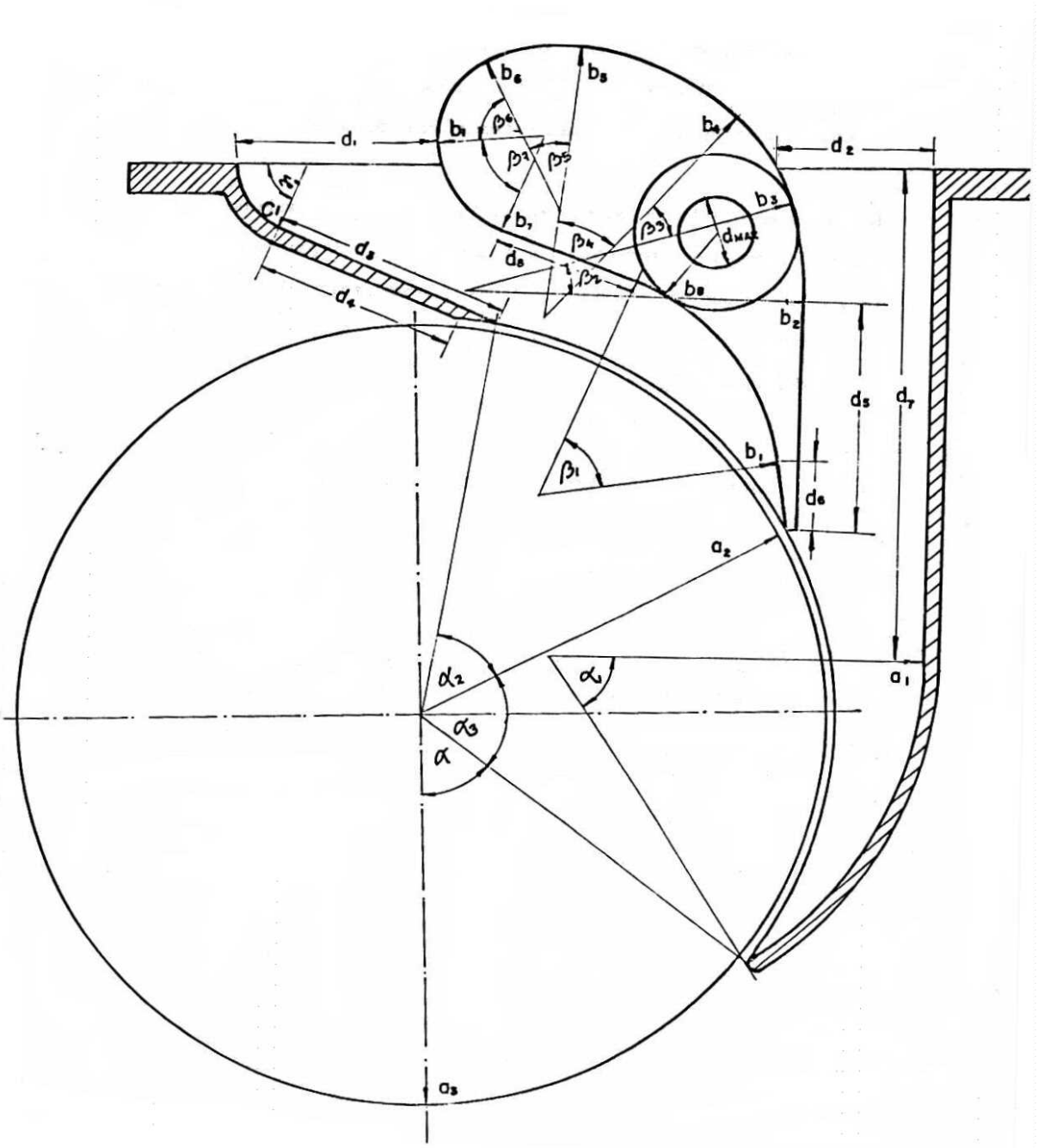
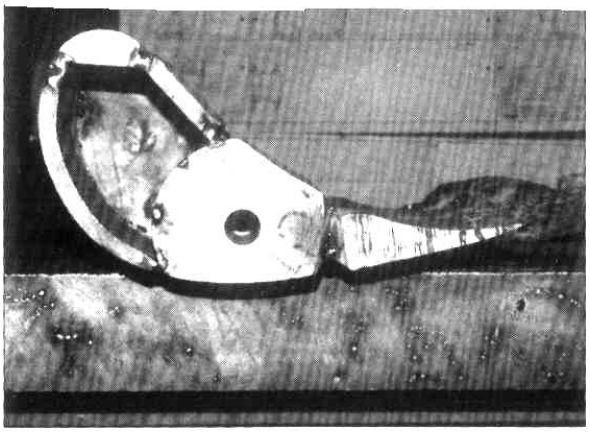
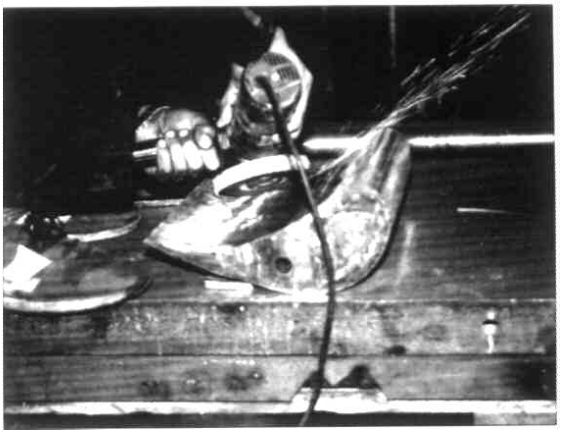


Figura 4.14 – Desenho do injetor Ossberger. Fonte: SALAMANCA, Tomas L., 1986.

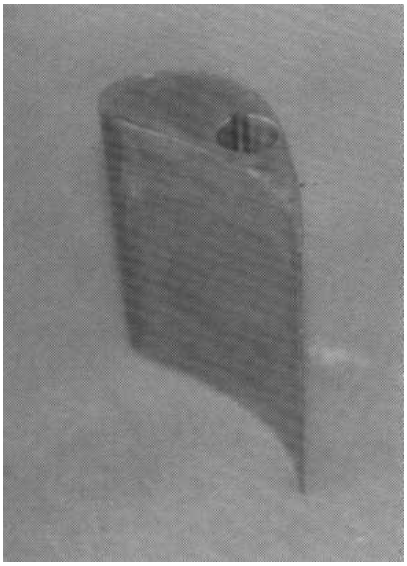


A- Montagem e ponteamento

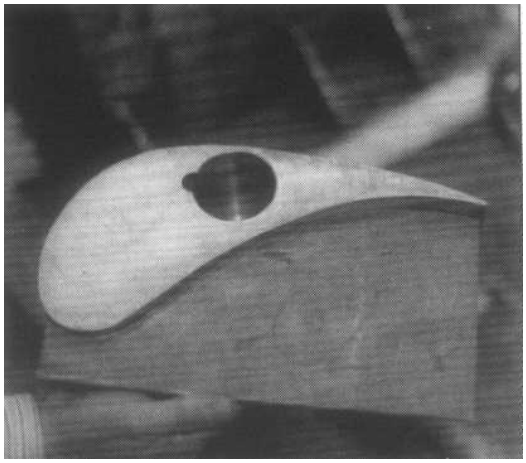


B – Soldagem com eletrodo revestido

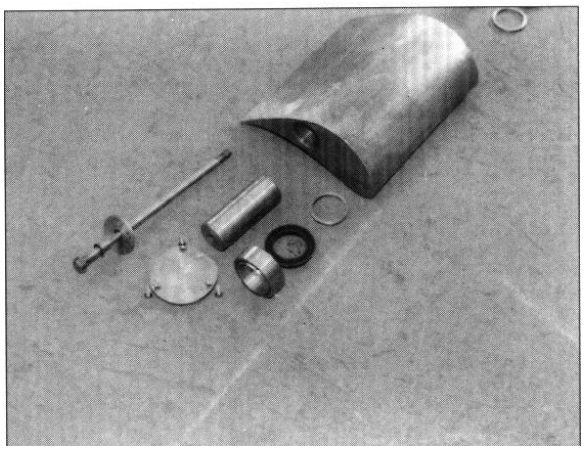
C – Soldagem do fechamento lateral



D – Perfil da pá concluído



E - Gabarito do perfil e furo para o eixo



F–Componentes de montagem da pá do injetor

Figura 4.15 - Seqüência de fabricação de uma pá diretriz de fabricação soldada.

Fonte: WIDMER, R.; e outros, 1993.

Basicamente pode ser construído de duas maneiras: a) inteiramente fundido, incluindo o eixo, utilizando um aço fundido de boa qualidade e que permita bom acabamento na usinagem. b) em partes de chapas estruturais pré-conformadas, posicionadas e soldadas também com o eixo e posteriormente usinada, conforme seqüência mostrada na Figura 4.15.

No caso de se dispor de uma pequena fundição, mesmo com modelagem em areia, o primeiro método é muito mais simples e econômico, pois apenas uns seis modelos diferentes podem cobrir toda a gama de tamanhos necessários. Com relação ao comprimento bastaria a inclusão de extensões de modelos feito por encaixes.

No segundo caso, o posicionamento das peças para montagem, requer certa atenção e, a soldagem de pequenas partes deve ser feita com bastante cuidado pra evitar trincas e deformações posteriores.

Com respeito ao eixo de acionamento da palheta diretriz, pode-se dizer que é o elemento que determina a estandardização dos injetores e tubulações, pelo fato de que por razões geométricas e fluidodinâmicas, existe um limite máximo para esses diâmetros, os quais são função do diâmetro externo do rotor De e dependem da tensão de solicitação mecânica admissível para o material do eixo. Aqui, a qualidade do material empregado assim como as suas características mecânicas se tornam de grande importância. A Tabela 4.2 mostra o diâmetro máximo admissível para o eixo passante conforme o tamanho do rotor.

$$\mathbf{d_{max.} = 0{,}096\ D_e.} \qquad [4.2]$$

Tabela 4.2 - Diâmetro máximo admissível para o eixo do rotor

Diâmetro de rotor De (mm)	Diâmetro máximo admissível do eixo da palheta diretriz $d_{max.}$ (mm)
200	19
300	29
400	38
500	48
600	58
900	86

Para o desenho do eixo de acionamento do injetor, é necessário considerar o caso mais desfavorável da aplicação dos esforços mecânicos, que se apresenta quando a palheta trabalha em plena abertura (posição aberta), predominando neste caso o maior efeito do momento torsor para o movimento de fechamento da palheta e que pode ser observado pelo gráfico da Figura 4.16.

O momento nulo acontece no ponto em que a vazão e quase 50% da vazão máxima de engolimento da turbina.

O momento máximo a que está submetido o eixo da palheta diretriz se determina pela fórmula abaixo conforme SALAMANCA, Tomas Lerzundy;[1986].

$$\mathbf{M_{t\ max}. = 310.\ D_e\ .\ Q.\ \sqrt{H_u}} \qquad [4.3]$$

Onde:

$M_{t\ max}$. = momento torsor máximo no eixo da palheta (N.m)

D_e = diâmetro do rotor (m);

Q = vazão (m^3/s);

H_u = altura da queda útil (m).

Pela construção de elementos de máquinas, NIEMANN, Gustav. [1971], o $\mathbf{d_e}$ pode ser dado pela fórmula:

$$\mathbf{d_e = 1{,}72\ \sqrt[3]{\frac{M_t}{\tau adm}}} \qquad \textbf{portanto : } \mathbf{d_e \leq d_{máx.}} \qquad [4.4]$$

onde :

d_e = diâmetro do eixo calculado para o momento torsor (cm);

M_t = momento torsor calculado pela fórmula acima (N.cm);

τ_{adm} = tensão admíssivel a torção (N/cm^2)

A tensão admissível depende do material empregado na fabricação do eixo e pode ser verificado no Apêndice A.

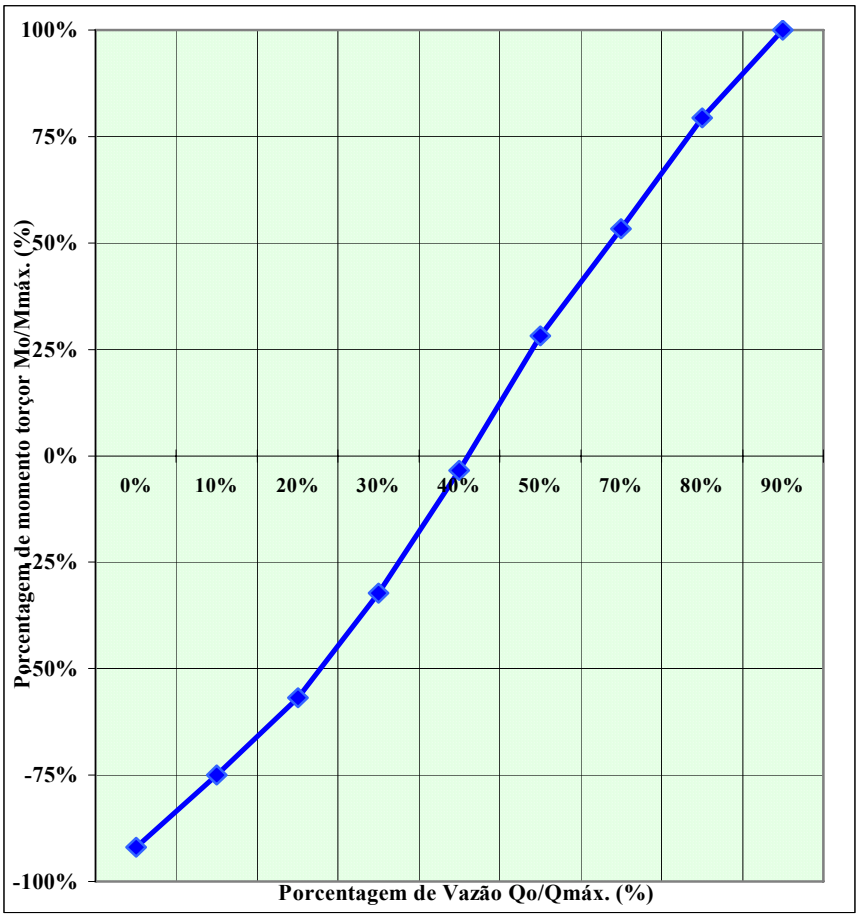


Figura 4.16–Porcentagem do torque aplicado no eixo da pá diretriz em função da abertura do injetor. Fonte: SALAMANCA, Tomas Lerzundy;[1986].

4.5.2 - O Injetor OLADE

Esse tipo de injetor é uma adaptação tecnológica e foi desenvolvido no início da década de 80 por técnicos da OLADE.

É constituído por uma pá fixa, cuja única função é dividir e orientar o fluxo, segundo um ângulo de ataque às pás do rotor que também é de 16^0 e fundamentalmente por uma palheta móvel, a qual se encarrega de regular a vazão da água na turbina, a fim de que essa possa trabalhar com cargas parciais. Este injetor difere do tipo tradicional, na geometria da palheta diretriz, pelo fato de possuir uma forma plana. Tem uma facilidade de fabricação bastante grande que pode tornar o conjunto mais econômico. Pode ser feito de

chapa laminada curvada, enquanto o tradicional envolve aspectos ligados a fundição para e atingir-se o perfil esperado ou chapas soldadas sobrepostas após pequena calandragem.

O projeto do injetor da OLADE e o desenho geométrico, fixa algumas relações em função do diâmetro do rotor, De, assim como um arco de admissão estipulado em 1/3 (um terço) do arco da circunferência externa do rotor. Mantêm a seção do injetor retangular, conservando o comprimento como uma dimensão constante.

Assim, a velocidade teórica na saída do injetor, pode ser dada por:

$$\mathbf{V_{1t} = \sqrt{2gH_u}} \qquad [4.5]$$

Onde: $H_u = H_t - \Delta ht$

E a velocidade real é dada por:

$$\mathbf{V_1 = \sqrt{2g(H_u - \Delta hi)}} \qquad [4.6]$$

onde:

V_{1t} = velocidade teórica na saída do injetor (m/s);

V_1 = velocidade real na saída do injetor (m/s);

H_u = altura útil da queda (m);

H_t = altura total ou bruta da queda (m);

Δht= perda de carga no sistema (m);

Δhi =perda de carga no injetor (m);

g = aceleração da gravidade (m/s^2);

Elevando-se a equação [4.6] ao quadrado e dividindo os membros por Hu teremos:

$$\mathbf{V_1^2 = 2\ g\ H_u\ [\ 1 -\ \Delta hi\ /\ H_u\ ]} \qquad [4.7]$$

Chamando **Cv** de coeficiente de velocidade a relação entre a velocidade real e a velocidade teórica pode ser expressa por: $C_v = V_1 / V_{1t}$

chegamos a $\mathbf{C_v = \sqrt{1 - \Delta hi / H_u}}$ [4.8]

C_v, está compreendido entre 0,97 a 0,99 segundo

Assim, a velocidade real na saída do injetor pode ser dada por :

$$\mathbf{V_1 = C_v\ \sqrt{2.g.H_u}} \qquad [4.9]$$

Determinação da eficiência do Injetor

A energia de entrada no injetor pode ser dada por:

$$\mathbf{E_e = Q.H_u.\gamma} \qquad [4.10]$$

Levando em conta Q como vazão máxima

Considerando as perdas do injetor, temos que a energia de saída pode ser dada por:

$$\mathbf{Es = \gamma.\ Q.\ (H_u - \Delta hi\ )} \qquad [4.11]$$

Sendo ηi, o rendimento ou eficiência do injetor, o mesmo pode ser dado por:

$$\eta i = Es/\ Ee \quad \text{ou} \quad \eta i = \frac{\gamma.Q.(H_u - \Delta hi)}{\gamma.Q.H_u}$$

$$\eta i = 1 - \frac{\Delta hi}{H_u} \qquad \text{como:}\ C_v = \sqrt{1 - \frac{\Delta hi}{H_u}}$$

$$\boldsymbol{\eta i = C_v^{\ 2}} \qquad [4.12]$$

Ou seja, o rendimento do injetor é igual ao coeficiente de velocidade ao quadrado, este é o mesmo rendimento que configura as turbinas de ação, por isso é que em parte, classifica-se a turbina de fluxo cruzado como uma turbina de ação.

O injetor Banki possui um comprimento constante, o qual chamaremos de L que por sua vez está ligado ao arco de admissão C_o, que vai trabalhar o rotor e a velocidade do jato da água na saída do injetor. O arco de admissão pode variar de 1/8 a 1/3 da circunferência externa do rotor ou: $\mathbf{C_o = 1/8\ a\ 1/3\ (\pi.D_e)}$.

Em outras palavras, um arco que pode variar de 40^0 a 120^0, sendo na prática o mais utilizada a faixa entre 90° a 120^0 .

A expressão matemática para a largura do injetor obedece a seguinte fórmula:

$$\mathbf{L = \frac{Q}{(\pi.D_e - t.z).C_0.C.V_1.sen\,\alpha_1}} \qquad [4.13]$$

onde:

L = largura do injetor (m);

Q = vazão total máxima no injetor (m^3/s);

D_e = Diâmetro externo do rotor (m);

t = espessura da pá do rotor, pode variar entre 2,5 a 4,0 mm (m).

z = número de pás do rotor (entre 20 e 30, dependendo do D_e);

V_1= velocidade da água na saída do injetor (m/s)

Co = arco de admissão (%);

C = porcentagem de Co pela qual ingressa a água (para injetor com arco de admissão de 120^0, ou Co = 1/3, C = 0,80);

α_1= ângulo de orientação da água nas pás do rotor (só experimentalmente $\alpha_1 = 16^0$)

4.5.2.1 -Principais dimensões do injetor da OLADE.

As dimensões principais do injetor devem cumprir os parâmetros recomendados pela OLADE, os quais apresentamos a seguir:

As dimensões de entrada do injetor devem satisfazer :

$$\mathbf{AB + BC = 0{,}75.\ D_e} \qquad [4.14]$$

por outro lado se chamarmos de **R** a relação entre as vazões nos dois tramos do injetor, teremos:

$R = Q_{II} / Q_I$ onde $Q = Q_{II} + Q_I$ ou ainda :

$R = CD / AB$

Ou ainda em termos do arco de admissão podemos Ter:

$\theta_I + \theta_{II} = 360^0 . C. C_0$ onde: θ_I e θ_{II} são os ângulos parciais de saída do injetor. Sendo: $\theta_{II} / \theta_I = Q_{II} / Q_I = R$ podemos escrever as expressões:

$$\boldsymbol{\theta_I = 360^0 . C . C_0 . \left(\frac{1}{1+R}\right)} \qquad [4.15]$$

$$\boldsymbol{\theta_{II} = 360^0 . C . C_o . \left(\frac{R}{1+R}\right)} \qquad [4.16]$$

Para efeitos práticos de projeto, se recomenda **R = 1,30 a 1,5** conforme variações de De e da rotação específica $\mathbf{n_q}$ (definido no capítulo 3, pag.60), conforme pode-se verificar na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Relação entre a rotação específica $\mathbf{n_q}$ e a relação das vazões entre os dois tramos do injetor OLADE.

De (mm)	**200**					**300**					**400**				
n_q	10	22	35	46	58	10	22	35	46	58	10	22	35	46	58
R	1,34	1,45	1,49	1,5	-----	1,3	1,42	1,46	1,47	--	1,32	1,42	1,45	1,46	--

Fonte : SALAMANCA, Tomas Lerzundy;[1986], adaptado.

Segundo investigações executadas por técnicos da OLADE, se considerou um coeficiente de atrito com a finalidade de se obter uma equação empírica para determinação do coeficiente de velocidade. A expressão assim obtida foi a seguinte:

$$C_v = 1 - f.(0{,}483 + \frac{52{,}98}{n_q^2}) \qquad [4.17]$$

onde :

C_v = coeficiente de correção da velocidade;

n_q = rotação específica;

f = coeficiente de atrito.

Para efeito de obtenção do valor f em cada tramo de entrada do injetor, tomou-se um valor médio deste fator, levando em conta o diâmetro hidráulico e a velocidade de entrada em cada tramo do injetor e o diâmetro hidráulico e a velocidade na saída de cada tramo do injetor. Dessa maneira encontrou–se um valor médio na entrada e na saída do injetor. Com a média de ambos se determinou o valor f médio do tramo.

Para isso foram levantadas diversas tabelas utilizando-se de um programa computacional.

Com o levantamento dessas tabelas foi possível determinar uma fórmula para o coeficiente de correção de velocidade C_v e a partir daí criar condições para encontrar os valores de R, que estão resumidos na Tabela 4.3. HERNÁNDEZ, Carlos A. (1986), salienta ainda que o uso do computador foi para obter a variação geométrica do injetor quando se trabalha em condições distintas de queda e vazão, com um diâmetro de rotor específico. A potência hidráulica foi de 5 à 60 kW, com alturas desde 15 até 100 metros.

Pelas tabelas apresentadas determinou – se para os injetores Michell–Banki, um fator de atrito médio de 0,0231. Esse valor, porém deve ser corrigido, levando em conta ainda o material do injetor, que na maioria dos casos é executado em aço comercial.

Chegou–se assim a uma fórmula empírica determinada através da fórmula de Darcy para injetores Michell – Banki de arco de admissão de 1 / 3 ou 120^0, sendo esta a seguinte fórmula:

$$f = \frac{0{,}0391}{n_q^{0,25}} \qquad [4.18]$$

Finalmente obtemos a equação teórica de variação do coeficiente de velocidade com respeito a rotação específica como função da vazão:

$$C_v = 1 - \frac{0{,}0391}{n_q^{0,25}} . \left(0{,}483 + \frac{52{,}98}{n_q^2}\right) \qquad [4.19]$$

de onde se chega que C_v está compreendido entre 0,97 a 0,99.

A Figura 4.17 representa a pá móvel e a pá fixa do injetor OLADE.

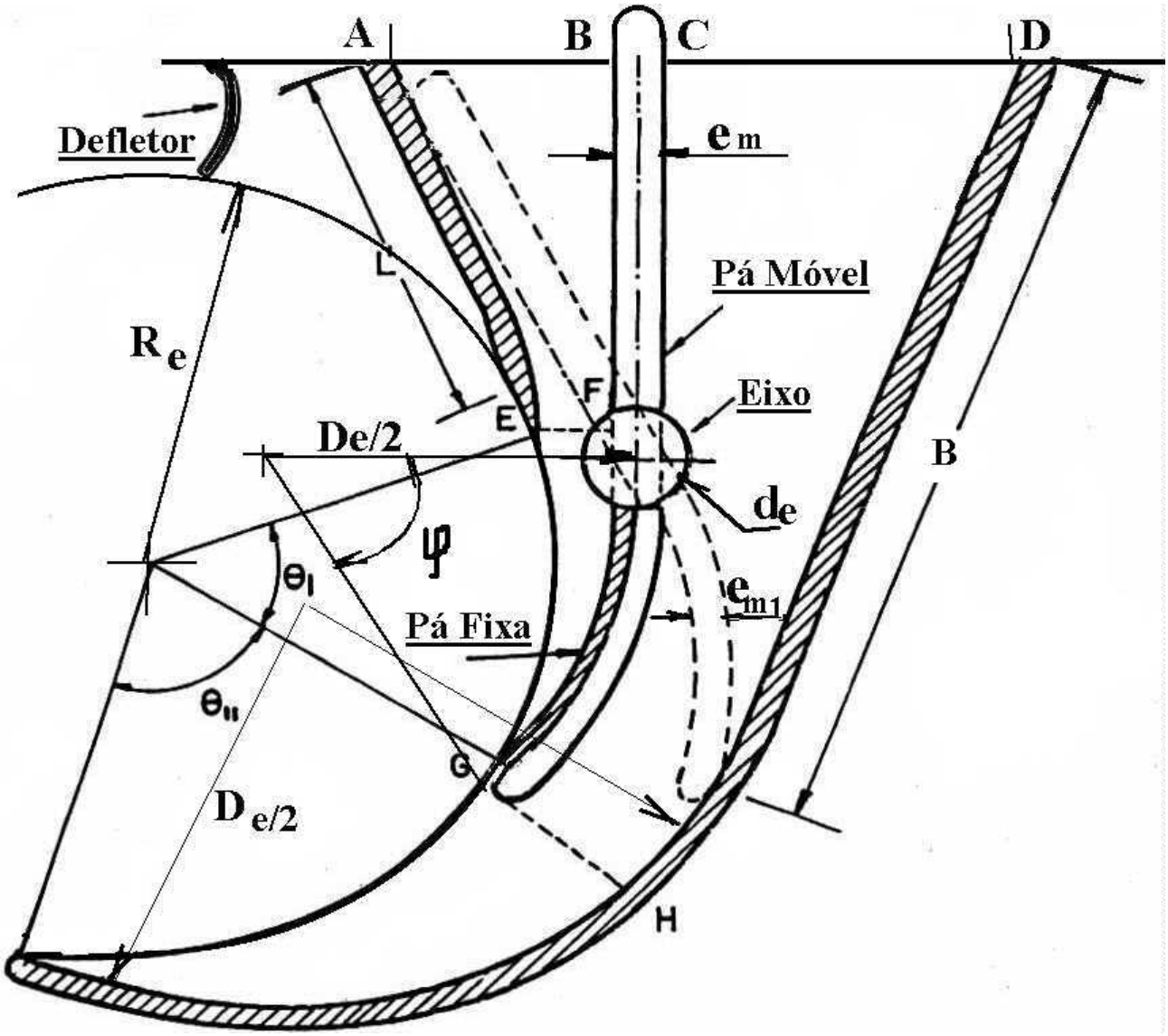


Figura 4.17 – Desenho construtivo do injetor desenvolvido pela OLADE.

Fonte: HERNÁNDEZ, Carlos A. (1986), adaptado.

O desenho mecânico do injetor leva em conta o projeto de diversos componentes submetidos a esforços tais como:

- Eixo de acionamento da pá móvel diretriz;
- Pá móvel diretriz.
- Pá fixa do injetor.
- Paredes do injetor.

As principais dimensões consideradas para a construção do injetor OLADE são : (HERNÁNDEZ, Carlos A. [1986])

- O raio da pá fixa do injetor é dado pela expressão:

$$r_i = D_e / 2 \qquad [4.20]$$

- A longitude do tramo I FB é dado por:

$$FB = D_e / 2 \qquad [4.21]$$

- Espessura da pá móvel do injetor:

$$e_m = BC = 0{,}075\ D_e \qquad [4.22]$$

- Espessura da pá fixa

$$e_f = 0{,}2.\ e_m \qquad [4.23]$$

- Espessura da parte curva da pá móvel

$$e_{m1} = e_m - e_f \quad \text{ou} \quad e_{m1} = 0{,}06.D_e \qquad [4.24]$$

- O ângulo de curvatura da pá é: $\varphi = 45^0$

Podemos também, definir as coordenadas X e Y com $X = \frac{De}{2}.\text{sen}\ \theta$

$$X = 0{,}353\ .\ D_e \qquad [4.25]$$

$$Y = 0{,}1464.\ D_e \qquad [4.26]$$

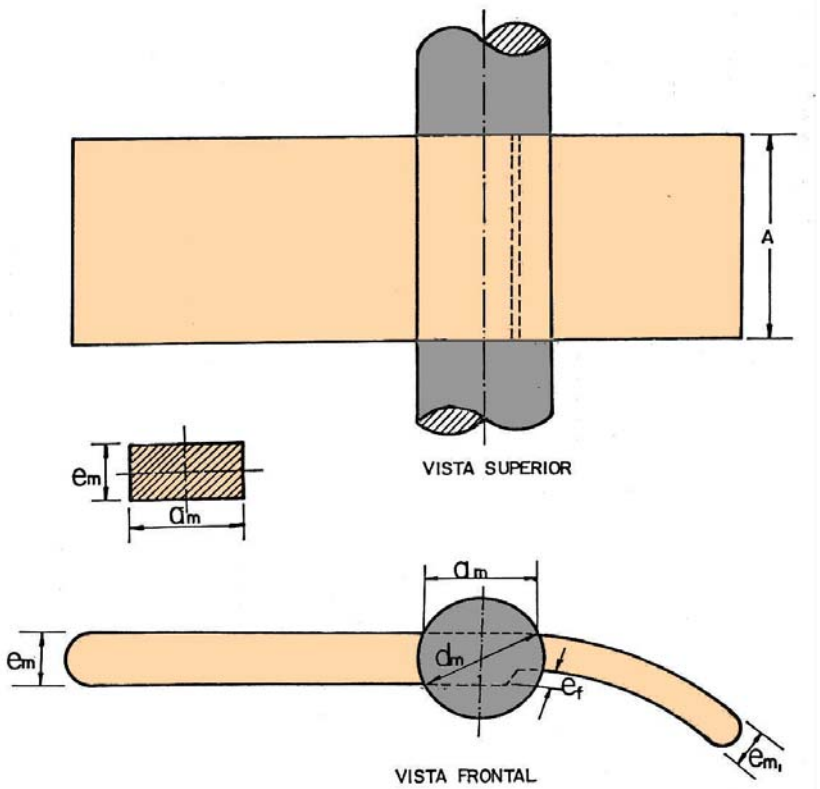


Figura 4.18- Desenho construtivo da perfil da pá diretriz do injetor.

O cálculo mecânico do injetor baseia-se, assim como o injetor da Ossberger, na solicitação do torque necessário para abertura ou fechamento da pá móvel.

O torque máximo necessário é dado pela expressão, segundo: HERNÁNDEZ, Carlos A. [1986].

$$\mathbf{M_{t\ máx.} = 7{,}125 \cdot 10^{-3} \cdot (L \cdot D_e \cdot p)} \qquad [4.27]$$

Onde :

$M_{t\ máx.}$ = máximo torque aplicado ao injetor (N.m),

L = largura interna e constante do injetor (m);

D_e = diâmetro externo do rotor (m);

p = pressão da água ou queda da central (Pa)

O gráfico da Figura 4.19 mostra a variação entre o torque requerido para a abertura da pá diretriz do injetor e a abertura do mesmo (relação entre as vazões) no caso dos injetores desenvolvidos pela OLADE.

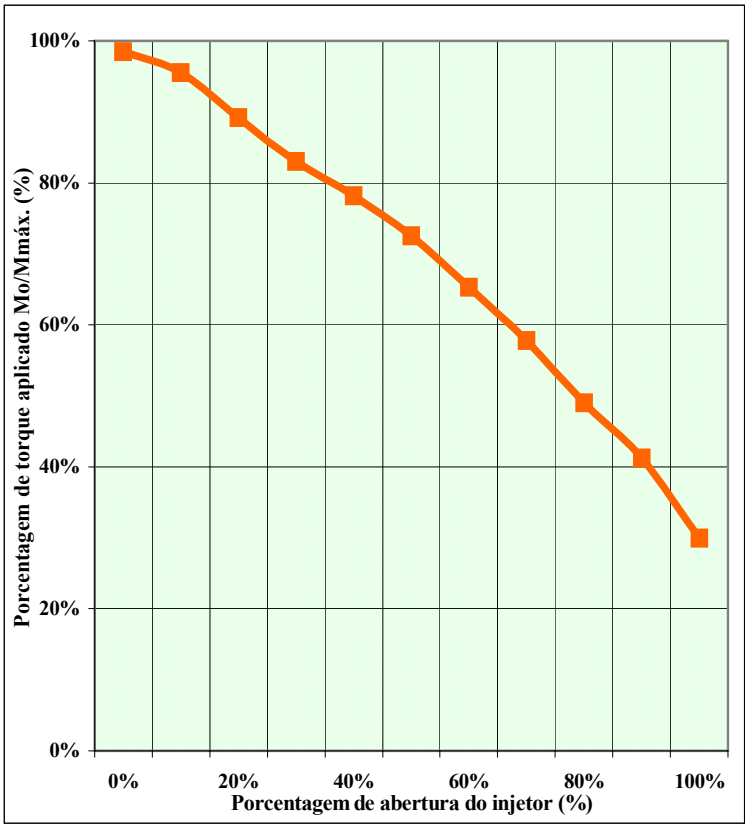


Figura 4.19 – Porcentagem de torque aplicado na pá do injetor em função da abertura . Fonte: HERNÁNDEZ, Carlos A. [1986], adaptado.

Como podemos verificar pelo gráfico, para se manter a pá diretriz na posição completamente aberta, deve existir um torque cerca de 30% do torque máximo necessário.

Comparando-se o gráfico do injetor da OLADE com o gráfico do injetor Ossberger, podemos verificar que para a mesma condição de abertura total, ou seja abertura máxima, com vazão 100%, o torque requerido para manter a pá diretriz nesta condição do injetor Ossberger é bem maior. Mesmo assim, o rendimento do injetor Ossberger ainda apresenta valores maiores que o injetor OLADE. Sendo que na maioria do tempo de funcionamento da turbina, a pá do injetor funciona próximo a condição de maior abertura, o conjunto do eixo e pá diretriz é menos solicitado no caso do injetor da OLADE.

Vale porém ressaltar que o dimensionamento do eixo nos dois casos é dado pelo torque máximo aplicado.

4.5.3 -O Injetor CINK – evolução da última década.

No final da década de 80, o empresário Miroslav Cink começou a trabalhar no desenvolvimento de uma solução original para a admissão da água através do injetor da turbina de fluxo cruzado. Os primeiros testes intensivos foram realizados nos laboratórios de pesquisas da “Czech Technical University”, em Praga.

Esses estudos resultaram numa original turbina de fluxo cruzado (turbina Cink), com progressivo fechamento/ abertura por uma chapa radial, cujo princípio de funcionamento pode ser visualizado na Figura 4.20. Um segmento de circunferência, montado no eixo da própria turbina e com pequeno torque de acionamento permite o fechamento ou abertura suave da passagem da água para o interior da turbina.

O ângulo de ataque da água é conseguido com o direcionamento direto da própria tubulação com o conhecido ângulo padrão de 16^0, já mencionado anteriormente.

Além disso, segundo técnicos da própria Cink,[CINK, M. & EXNER, M.(1997)], o fluxo de água, quando utiliza-se o perfil radial, não é de nenhum modo perturbado mesmo com vazões 50% menores que a normal de projeto, pois o ângulo de admissão torna-se muito pouco alterado, o que não acontece com o método tradicional das palhetas diretrizes que a partir de um certo ângulo de fechamento, modificam de forma considerável o ângulo inicial de admissão, não garantindo o fluxo perfeito para entrada ideal da água no interior do rotor da turbina.

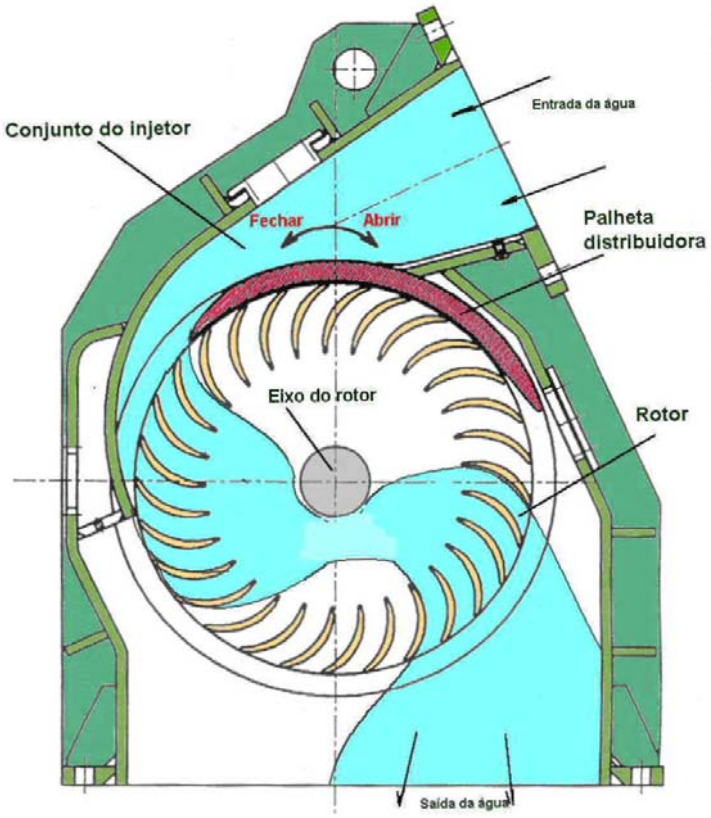


Figura 4.20- Desenho do esquema de funcionamento do injetor CINK

Por outro lado, injetores com palhetas distribuidoras divididas (um terço e dois terços da largura total) trabalham com bom rendimento quando completamente abertas, mas, uma vez as palhetas sejam usadas para operar no controle do fluxo da água através da do rotor da turbina, não se mantém o mesmo comportamento entre o tramo maior e o menor causando assim uma grande turbulência com significativas perdas de energia e rendimento.

Quando uma das partes do injetor dividido é completamente fechada, o fluxo passa somente por uma parte do rotor, ficando um terço ou dois terços do mesmo tomado pelo fluxo, conforme a manobra do injetor, causando assim sérios problemas com o funcionamento do tubo de sucção quando houver opção pela utilização do mesmo.

Experimentos realizados posteriormente, e de forma independente no laboratório da Clemson University, reportaram, após mais 800 ensaios, rendimentos de 90% e em casos extremos, até 91%, utilizando o distribuidor cilíndrico com acionamento radial patenteado pela firma CINK [TOPAPALLY, S. H. ; AZIZ, N. M.(1994)].

A Figura 4.21 apresenta o gráfico de comparação dos rendimentos entre uma turbina de fluxo cruzado com injetor de fechamento radial e um injetor dividido, com pás diretrizes na proporção 1/3 e 2/3 da largura total do injetor.

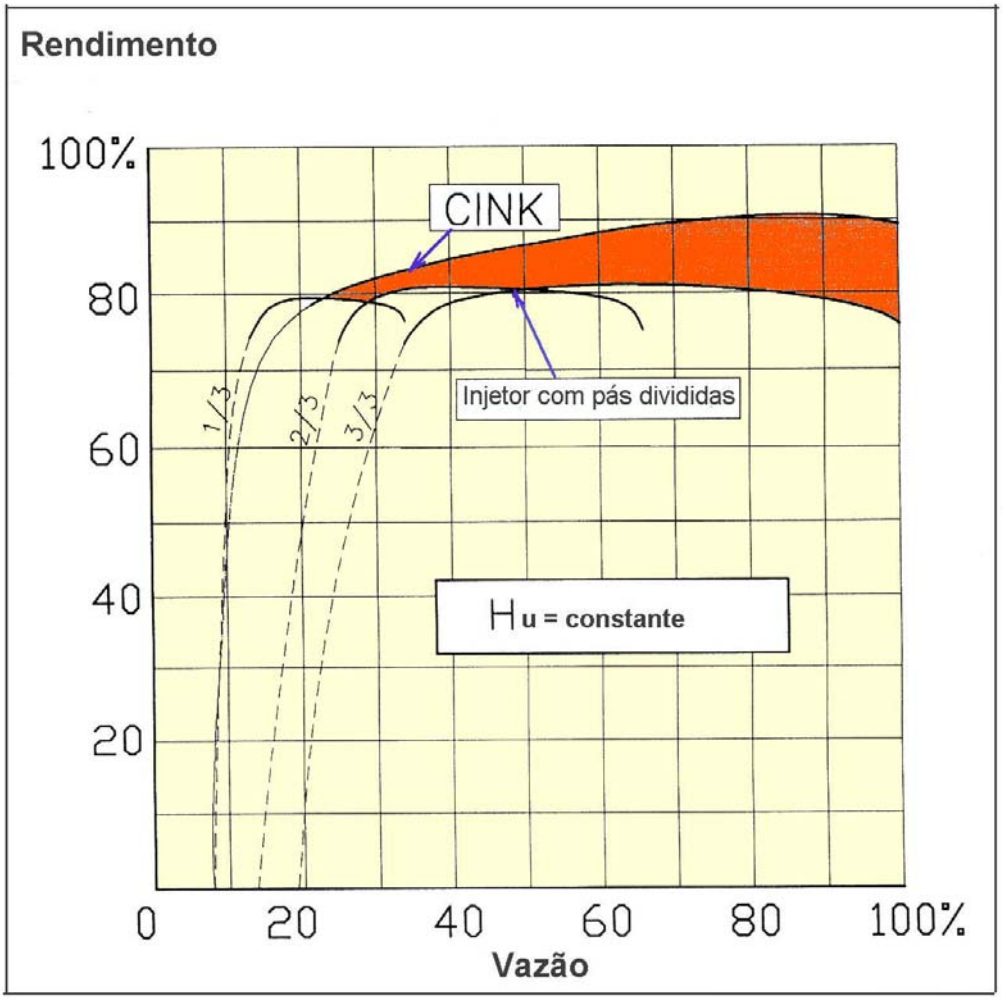


Figura 4.21 – Rendimento em função da vazão para turbina de fluxo cruzado de injetor radial . Fonte: EXNER, Martin (1996)

Entrem outras particularidades da turbina de fluxo cruzado fabricada pela Cink, destacam-se as relatadas em artigos e congressos ou mesmo em catálogos de divulgação desse produto:

- A baixa rotação de disparo da turbina de fluxo cruzado fabricada pela Cink (180% da rotação normal), permite um fechamento bastante lento do fluxo da água, normalmente entre 10 e 15 minutos, assim, não existe a necessidade da construção de tanque de equilíbrio ou “by-pass”, como no caso de outros tipos de turbinas.

- Outra particularidade desse tipo de turbina é a utilização para geração de energia em simples sistema de abastecimento de água potável de cidades. O controle do fechamento radial é feito por servomotor hidráulico ou motor elétrico, sem qualquer contato de óleo ou outros produtos. Os rolamentos do eixo do rotor, estão montados com uma selagem especial e completamente estanque, não permitindo qualquer vazamento de graxa lubrificante para o interior. A turbina Cink está certificada para operar diretamente em sistemas de abastecimento de água pelo "Chief Hygienic Supervisor of the Czech Republic". Existem mais de 20 unidades de pequenas centrais instaladas em estações de tratamento e abastecimento de água. Algumas dessas turbinas operam diretamente nas estações de tratamento, onde ajudam na aeração e na mistura da água, economizando a quantidade de produtos químicos utilizados na floculação na ordem de 20 à 50%, conforme a qualidade da água [CINK, Miroslav (1997)].

- Finalmente, resta destacar a utilização em novas unidades do tubo de sucção. A utilização do tubo de sucção não é exclusividade da firma Cink, outros fabricantes já vêem utilizando dessa configuração em turbinas fornecidas recentemente, como é o caso da Ossberger. Sem o tubo de sucção, nas saídas retas normais das turbinas de fluxo cruzado, supondo que a velocidade de saída da água logo após passar pelo rotor seja de 3,0 m/s, a carga total ficará sendo:

$$\mathbf{h_v = v^2 / 2g} \qquad [4.28]$$

O que leva a: $3^2 / 2g = 0{,}459$ m. Essa carga, subtraída da altura de queda geométrica da turbina é bastante significativa, tornando a turbina de fluxo cruzado tradicional não econômica para baixas quedas.

Em contraste, a utilização do tubo de sucção, com o formato ideal, aumentando de área na direção jusante, permite velocidades de 1,0 m/s na saída do mesmo, e perda mensurável de : $1^2 / 2g = 0{,}051$m, valor insignificante.

Desta forma, a turbina Cink é recomendada mesmo para instalações de baixíssimas quedas, oferecendo excelentes vantagens sobre os tipos tradicionais. A Cink, projetou uma turbina de fluxo cruzado especial para baixas quedas chamada "HIPPO", onde ficou constatado que grande parte da potência desenvolvida é proveniente da utilização do tubo de sucção. Uma dessas turbinas, foi instalada na localidade de Stara Role, sob uma queda de 2,6 m com o eixo da turbina instalado a 1,7 m acima do nível de jusante. Em outras circunstâncias tal aproveitamento seria quase inviável [ROSKOT, Jaromir; EXNER, Martin (1998)].

4.6 – Estudo do rotor; detalhes construtivos

O elemento principal da turbina de fluxo cruzado é o rotor, o qual transforma a energia cinética da água no movimento rotativo do eixo (energia mecânica).

Não entraremos em deduções de fórmulas correspondentes a ângulos e velocidades, nos baseando apenas em fornecer informações importantes com base teórica e prática que possam levar a construção do rotor da turbina e seu entendimento no campo hidráulico, geométrico e mecânico.

Para facilitar o entendimento foi adotada a seguinte nomenclatura no que refere-se a velocidades, ângulos e posição dentro do rotor:

u = velocidade tangencial;

Vr = velocidade relativa;

V = velocidade absoluta;

V_u = projeção da velocidade absoluta sobre a tangente

α = ângulo formado entre V e u:

β = ângulo formado entre Vr e a oposta de u;

1 = entrada no rotor considerado primeiro passo;

2 = saída do primeiro passo e ingresso ao interior do rotor;

3 = novo contato com as pás do rotor, cosiderado como segundo passo;

4 = saída definitiva do rotor.

A potência desenvolvida no eixo de uma turbina de fluxo cruzado é dada, aplicando a equação de Euler (equação fundamental das máquinas hidráulicas), pela expressão:

$$\mathbf{P_t = g.\,\rho\,.\,Q.(V_{u1} - V_{u4}).u_1} \qquad [4.29]$$

Onde:

P_t = potência desenvolvida no eixo da turbina (W);

Q = vazão turbinável (m^3/s);

$V_{u\ 1}$= projeção da velocidade absoluta sobre a tangente na entrada do rotor (m/s);

$V_{u\ 4}$ = projeção da velocidade absoluta sobre a tangente na saída do rotor (m/s);

u_1 = velocidade tangencial do rotor relativo ao diâmetro externo De (m/s);

g = aceleração da gravidade (m/s^2);

ρ = massa específica da água (1.000 kg/m^3).

Podemos escrever ainda, sendo : $V_{u1} = V_1.\cos\alpha_1$ e $V_{u4} = V_4.\cos\alpha_4$

$$\mathbf{P_t = g\,.\,\rho\,.Q\,.[v_1.\cos\alpha_1 - v_4.\cos\alpha_4].u_1} \qquad [4.30]$$

Ainda pela figura podemos chegar as relações finais das velocidades ou seja:

$V_4 \,.\, \cos\alpha_4 = u_1 - V_{r4} \,.\, \cos\beta_4$ ou $V_4 \,.\, \cos\alpha_4 = -\,[\,V_{r4} \,.\, \cos\beta_4 - u_1]$

Fazendo, $u_1 = u_4$ e introduzindo ainda o coeficiente C_f de perdas no rotor, que pode ter o valor entre 0,80 a 0,90, faz–se: $V_{r4} = C_f \,.V_{r1}$, finalmente chegando a:

$$\mathbf{P_t = g\,.\,\rho.\,Q.u_1.[V_1.\cos\alpha_1 - u_1].\left[1 + C_f.\frac{\cos\beta_4}{\cos\beta_1}\right]} \qquad [4.31]$$

Por outro lado, a potência hidráulica entregue à turbina pode ser dada por ;

$$\mathbf{P_h = g\,.\rho.\,Q.H_u} \qquad [4.32]$$

Onde:

P_h = potência hidráulica (W);

H_u = altura útil de queda (m)

E como : $V_1 = C_v \,.\, \sqrt{2.g.H_u}$, temos que :$P_h = \dfrac{g.\rho.Q.V_1^2}{2.g.C_v^2}$ ou

$$\mathbf{P_h = \rho.\frac{1}{2}.(Q).\left(\frac{V_1}{C_v}\right)^2} \qquad [4.33]$$

O rendimento total da turbina de fluxo cruzado é dado por: $\boldsymbol{\eta = P_t / P_h}$

Substituindo os valores acima de P_t e P_h e fazendo iguais os ângulos das pás nos pontos 1 e 4 $\beta_1 = \beta_4$, para o máximo rendimento, temos:

$$\boldsymbol{\eta = 2.\,C_v^2\,.\,[1+C_f\,].\left[\frac{u_1}{V_1}\right].\left[\cos\alpha_1 - \frac{u_1}{V_1}\right]} \qquad [4.34]$$

Derivando a equação acima em relação a u_1/V_1 como variáveis independentes e igualando a zero, podemos calcular o valor de u_1/V_1 que dá a máximo rendimento.

O valor do rendimento máximo será finalmente:

$$\boldsymbol{\eta_{máx.} = \frac{1}{2}.C_v^2.[\cos\alpha_1]^2.[1 + C_f]} \qquad [4.35]$$

Se tomarmos os valores : $C_v = 0{,}98$ $C_f = 0{,}85$ e $\alpha_1 = 16^0$ chegamos a **:$\eta_{máx.}$ = 0.82**

Se tomarmos os valores de $C_v = 1{,}0$ $C_f = 1{,}0$ e $\alpha_1 = 16^0$ teremos : **$\eta_{máx.}$ = 0,924**

Na prática, com valores baixos de C_v e C_f chega-se a um rendimento de 78% e com valores mais altos pode-se chegar a 86%. Contudo, esta relação é importante para determinar alguns fatores que possam aumentar C_v, C_f e consequentemente **η.**

4.6.1- Velocidades do líquido no rotor

A Figura 4.22 mostra a distribuição das velocidades na entrada e saída do rotor, usadas para as deduções feitas anteriormente.

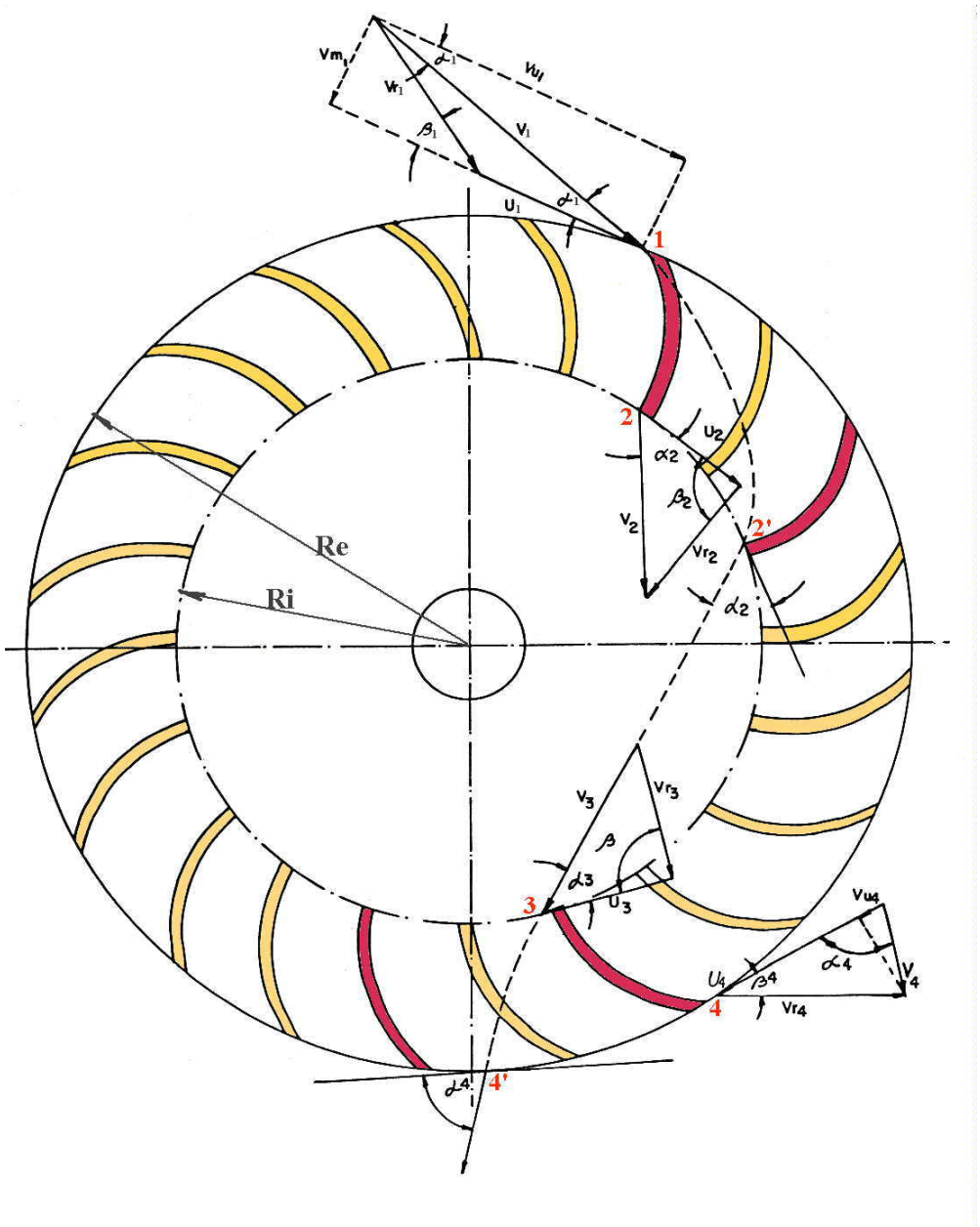


Figura 4.22 . Distribuição das velocidades da água no rotor da turbina.
Fonte: HERNÁNDEZ, Carlos A.[1986], redesenhado.

As considerações feitas para o trajeto do líquido dentro do rotor tendo em vista as considerações puramente teóricas são as seguintes:

1 – Assumir uma trajetória reta no interior do rotor, o que realmente não acontece, devido as interferências que se apresentam nas linhas de corrente de fluxo, provocando o choque e cruzamento entre essas correntes, como pode ser observado na Figura 4.23.

2 - Não são consideradas perdas entre os pontos 2 e 3 (entrada e saída) respectivamente da parte interna do rotor relativa ao diâmetro D_i , assumindo assim que as velocidades V_2 e V_3 se conservam iguais.

3 – Considerar o ângulo α_1, de entrada do líquido no rotor de 15^0,ângulo de orientação do injetor.

4 – Considerar o ângulo de saída final do rotor , α_4 igual a 90^0

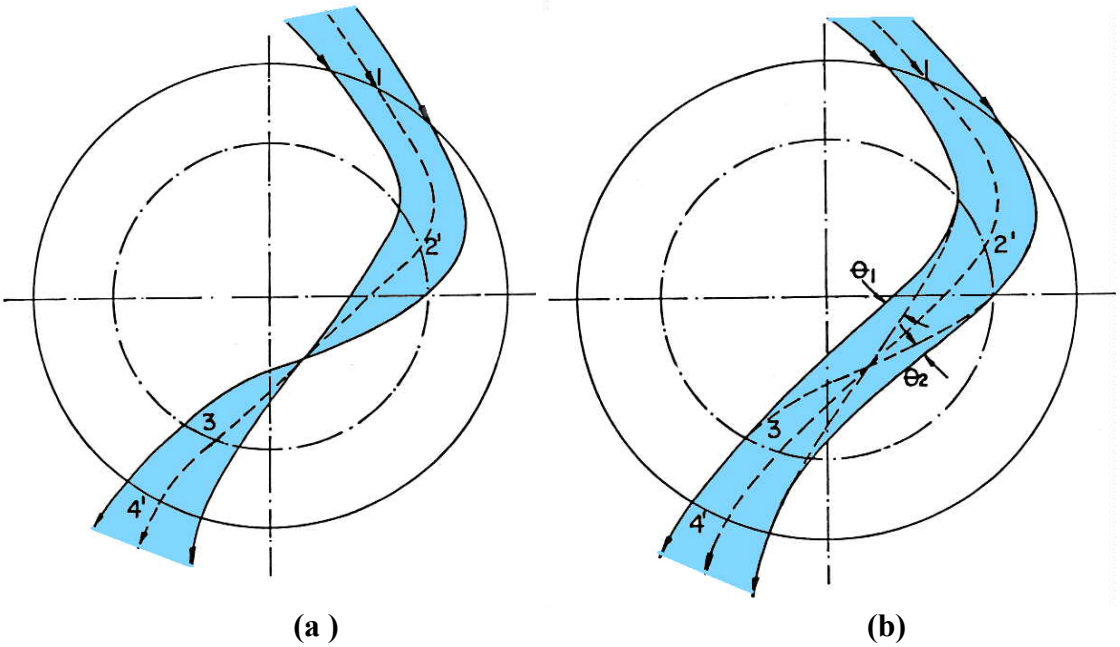


Figura 4.23 -.Trajetória do líquido no rotor. **a**) real . **b)** teórica

Fonte: MOCKMORE, C. A. ; MERRYFIELD, Fred. [1948]

4.6.2 - Razão de potência e torque

Devido as etapas e trabalho exercidas pela água no rotor na primeira e segunda passagens pelas pás, é interessante estudar a relação de potência e torque entre a primeira e segunda passagens .

No caso teórico onde o coeficiente C_f = 1,0, o valor de Φ (razão de potência) :

$$\Phi = \frac{P_{1-2}}{P_{3-4}} = \frac{M_{1-2}}{M_{3-4}} \qquad [4.36]$$

com:

$\alpha_1 = 15^0$, $\beta_1 = 30^0$, $\alpha_4 = 90^0$, $C_f = 1{,}0$, $Vr_4 = Vr_1$

Obteve-se para $\Phi = 3{,}5$, ou seja a primeira etapa da passagem da água nas pás desenvolve uma potência 3,5 vezes maior que a segunda passagem, significando que a primeira passagem da água no rotor gera aproximadamente 78% de energia e a segunda passagem aproximadamente 22%.

Para o caso real, já levando em conta o coeficiente de atrito $C_f = 0{,}90$ na saída do rotor, teremos que $Vr_4 = C_f \cdot Vr_1$ o que leva a $\alpha_4 = 79^0$, teremos o valor de $\Phi = 4{,}5$ valor esse que cumpre também as condições de rendimento máximo $\eta_{máx}$ e $\alpha_1 = 16^0$. Isso significa que a primeira passagem gera aproximadamente 82% da energia e a segunda passagem aproximadamente 18% apenas.

Os estudos que chegaram as conclusões acima apresentadas foram realizados pelo professor HAIMERL, L.A.[1960], publicado na revista “Water Power” de janeiro de 1960 com o título “The Cross – Flow Turbine “.

Estudos semelhantes e análogos, foram desenvolvidos anteriormente, pelos professores do Oregon State College, MOCKMORE, C. A. ; MERRYFIELD, Fred. [1948], os quais por sua vez se basearam em uma tradução livre do folheto de Donat Banki, um dos percursores da turbina, com o título: “Neue Wasser-Turbine”, o qual foi publicado em 1949, com o titulo de “The Banki Water Turbine”.

4.6.3 - Principais relações geométricas do rotor

Com base nas relações geométricas da Figura 4.24 e aplicação da equação da continuidade, podemos chegar a uma das principais conclusões do rotor da turbina de fluxo cruzado que é a relação entre o diâmetro externo De e o diâmetro interno Di.

Para $\beta_2 = 90^0$ **e** $\beta_1 = 30^0$ **com** $C_u = 0{,}5$ **e** $\alpha_1 = 16^0$

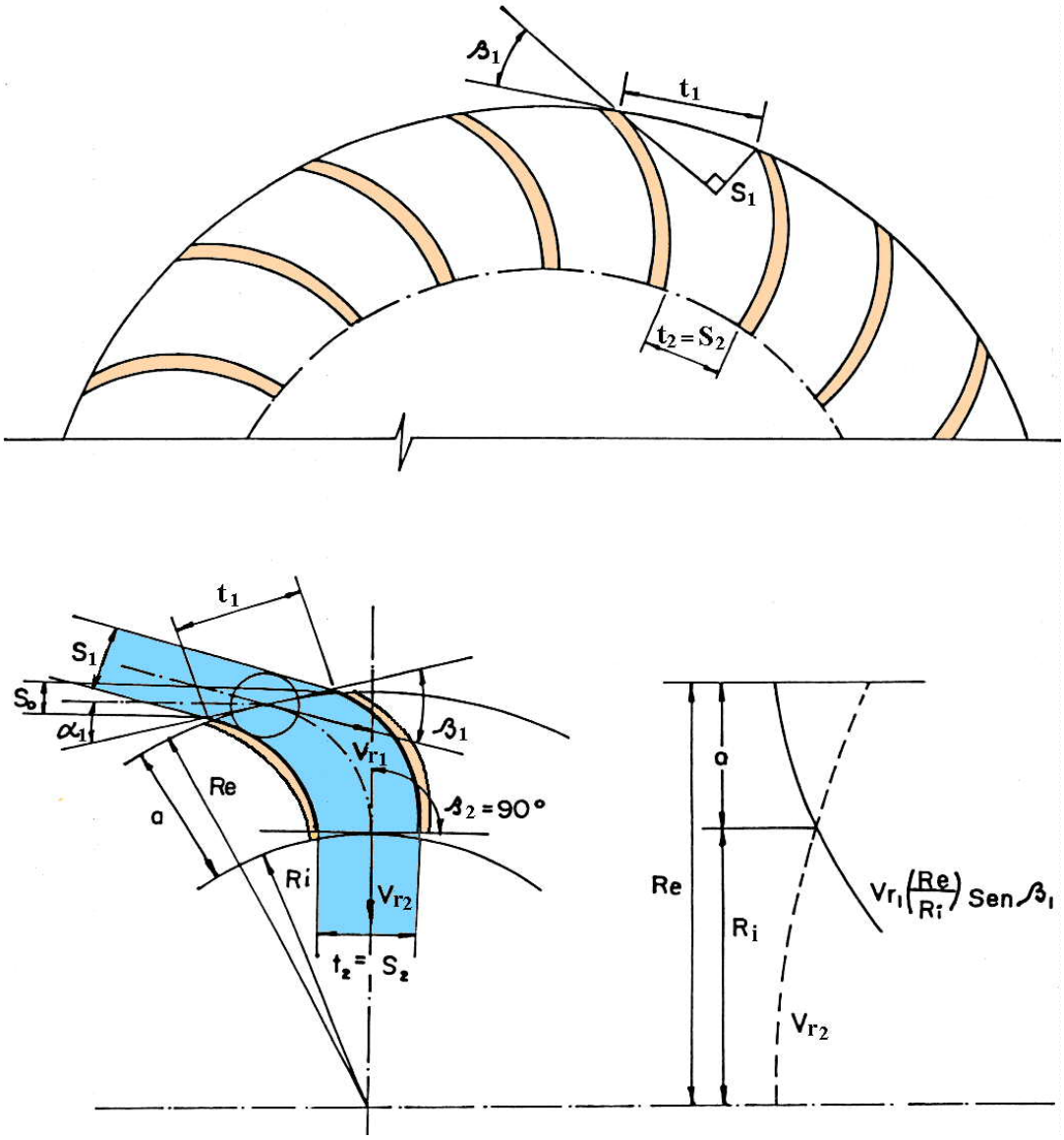


Figura 4.24– Considerações da espessura do jato na entrada e saída da pá com relação a $V_1 = V_2$, para se chegar na relação de Di = 0,66 . De

Fonte: HERNÁNDEZ, Carlos A.[1986]

- Relação entre os diâmetros D_e e D_i

Pela Figura 4.24 pode-se escrever :

$$\mathbf{t_1/R_e = t_2/R_i} \qquad [4.37]$$

com $S_1 = t_1.\text{sen}\beta_1$ chega-se a

$$\mathbf{S_1/S_2 = [\ R_e/R_i].\text{sen}\beta_1} \qquad [4.38]$$

Introduzindo a equação da continuidade

$$\mathbf{Vr_1.[S_1.A] = Vr_2.[S_2.A]} \qquad [4.39]$$

Onde A é o comprimento constante do injetor vem:

$Vr_1/Vr_2 = S_2/S_1$ lembrando que: $u = \pi . D . n /60$, temos: $u_2/u_1 = D_i/D_e = R_i/R_e$

Chega-se então a seguinte equação:

$$\mathbf{Vr_2 = Vr_1.[R_e/R_i].\ sen\beta_1} \qquad [4.40]$$

Como sabemos a equação de energia desenvolvida pela pá levando em conta só a impulsão (energia cinética) , pode ser dada pela seguinte expressão:

$$\mathbf{(Vr_1^2 - Vr_2^2) - (u_1^2 + u_2^2) = 0} \qquad [4.41]$$

Substituindo finalmente os valores de V_{r2} e de u_2 , chegamos a equação:

$$\mathbf{Vr_1^2 - Vr_1^2.[R_e/R_i]^2.sen^2\beta_1 - u_1^2 + [R_i/R_e]^2.u_1^2 = 0} \qquad [4.42]$$

Chamando $x = [R_i/R_e]^2 = [D_i/D_e]^2$ e lembrando que $Vr_1 = u_1/\cos\beta_1$

com $\beta_1 = 30^0$ teremos a equação do segundo grau :

$$\mathbf{x^2 + 0{,}333x - 0{,}333 = 0} \qquad [4.43]$$

Que resolvida vem: $x = 0{,}4335$ de onde $[D_i/D_e]^2 = 0{,}4335$

ou: $D_i / D_e = 0{,}66$.

- Relação dos diâmetros externo e interno do rotor:

$$\mathbf{D_i / D_e = 0{,}66} \qquad [4.44]$$

- Valor da largura a da pá do rotor

$$\mathbf{a = 0{,}17\ D_e} \qquad [4.45]$$

- Comprimento do rotor

O comprimento do rotor Lr é outra medida geométrica importante para a construção da turbina de fluxo cruzado. O comprimento L_r deve ser maior que o comprimento do injetor L, para garantir que toda que saia do injetor passe pelas pás da turbina. As relações normalmente utilizadas são:

$$\mathbf{L_r = 1{,}1\ a\ 1{,}4\ L} \qquad [4.46]$$

- Razão de aspecto ou proporção de forma

Chama-se razão de aspecto a relação entre o comprimento do rotor L_r e o diâmetro do rotor D_e e pode ser expressa pela relação:

$$\mathbf{Lr = 0{,}3\ a\ 3{,}5\ D_e} \qquad [4.47]$$

Isso significa que rotores com D_e = 200 mm podem ter um comprimento mínimo de 60 mm e rotores de D_e = 930 mm, podem ter um comprimento máximo de 3.200 mm

- Discos laterais do rotor

Podem ser calculados utilizando-se as fórmulas de resistências dos materiais. Deve ser verificada também a possibilidade da deformação oriunda da soldagem das pás e do cubo do eixo.

Primeiramente se assume uma espessura T e depois se constata através da formula:

$$\sigma_{máx.} = \frac{\left[W_o + \pi/4.(D_e^{\,2} - D_c^{\,2}).\gamma_a.T\right].u_e^2}{(g.\pi/2).D_e.D_c.T} \qquad [4.48]$$

Onde:

$\sigma_{máx.}$= Tensão máxima no disco (Pa);

W_o = Peso de todas as pás (N);

D_e = Diâmetro externo do rotor (m);

D_c = Diâmetro do cubo do rotor , 1,8 a 2,0 x d_{eixo} (m);

T = Espessura da chapa lateral do rotor (m);

u_e = Velocidade de disparo do rotor , $u_e = 2.u_1$ (m/s);

g = Aceleração da gravidade (m/s_2);

γ = Peso específico da água (10.000 N/m^3);

π = Constante (3,1416).

$\sigma_{máx} < \sigma_{adm}$ $\qquad$ $\sigma_{adm} = \sigma_{esc.}$

σ_{adm} = Tensão admissível para o material do disco (Pa):

σ_{esc} = Tensão de escoamento do material do disco lateral (Pa), ver Anexo A

3.6.4 – Relações geométricas para execução das pás

- Número de pás (z)

O número de pás do rotor pode variar de 22 a 30, dependendo da largura, espessura e diâmetro do rotor.

- Raio Primitivo

O raio primitivo é a linha de referência para o ponto do centro do raio de curvatura das pás.

$$R_p = 0{,}74\ R_e \quad \text{ou} \quad R_p = D_e / 2{,}7 \qquad [4.50]$$

- Raio de curvatura das pás

$$\mathbf{r_p = 0{,}16 \, .D_e} \qquad [4.51]$$

- Ângulo de curvatura das pás

$$\delta = 73^0$$

- Espessura das pás

Talvez este seja o ponto mais crítico do projeto, e devem ser levadas em conta alguma considerações importantes:

Pás muito espessas resistirão mais ao esforço da água, necessitarão de menos reforços intermediários (enrijecedores),contudo, dificultarão o ingresso da água no rotor.

Pás muito finas, não poderão ser engastadas somente nos extremos, principalmente quando o comprimento do rotor for grande, ou seja, o aspecto de forma tiver maiores valores.

De qualquer maneira a espessura pode ser calculada pela resistência dos materiais e construção de máquinas, supondo a pá como uma viga engastada em dois extremos.

A tensão admissível para a pá é dada por:

$$\boldsymbol{\sigma_{adm} = M_{máx} \, . \, t \, / \, I_{cg}} \qquad [4.52]$$

Onde:

σ_{adm} = Tensão admissível do material da pá (Pa);

I_{cg} =Momento de inércia da pá com relação ao centro de gravidade (m^4)

t = Espessura da pá (m);

$M_{f\ máx}$ = Momento máximo exercido pela força da água na pá da turbina (N.m)

$$\mathbf{M_{máx} = F_a . \, L_r / \, 12} \qquad [4.53]$$

Onde:

F_a = Força exercida na pá (N);

L_r = Comprimento da pá, mesmo comprimento do rotor (m);

$$\mathbf{F_a = \frac{\gamma}{g.C_0.z} .Q.V_1 . \cos\lambda} \qquad [4.54]$$

Onde: $\lambda = 40^0$

Assim :

$$\sigma_{adm} = \frac{F_a .t.L_r}{12.I_{cg}} \qquad [4.55]$$

$\sigma_{máx.} \leq \sigma_{adm.}$ $\sigma_{adm} = 0,66. \sigma_{esc.}$

onde:

$\sigma_{adm.}$= Tensão admissível do material da pá (Pa)

$\sigma_{esc.}$ =Tensão de escoamento do material da pá (Pa)

Deve também ser verificada a flecha máxima

$$y_{máx.} = \frac{Fa.L^3_r}{384.E.I_{cg}} \qquad [4.56]$$

E= módulo de elasticidade para o aço (206. 10^3 MPa).

Devendo ser satisfeita a condição: $y_{máx.} <$ 1/ 1000 mm

De maneira geral, a espessura das pás varia de fabricante para fabricante, dependendo também do material empregado.

A "CINK Vodní Elektrárny A.S. (1998), também relatado em EXNER, Martin, (1996), vem adotando a fabricação das pás em aço inoxidável, possivelmente AISI 304, pela melhor facilidade na soldagem.

A gama de espessura das pás pode variar de 2,5 até 5 mm. NAKARMI, K., e outros,(1993), apresentam uma série de 8 tabelas para colocação de discos intermediários nas turbinas T12, desenvolvidas pela SKAT (Swiss Centre for Appropriate Technology) em conjunto com a empresa B.I.S.(Balaju Yantra Shala) e B.E.W (Butwal Engineering Works), ambas do Nepal, com transferência de tecnologia da ENTEC International Small Hydropower.(1997).

As turbinas da série T12, possuem De = 300 mm, número de pás z= 28 , espessura das pás t =4, 0 mm , para uma potência até 200 kW, com faixa de vazão Q = 100 a 600 l /s e altura Hu = 4 a 50 m , e comprimento do rotor Lr = 100 a 1120 mm , podendo possuir entre zero a 8 anéis intermediários.

Em 1999, a ENTEC lançou a turbina série T14, também desenvolvida pela SKAT (Swiss Centre for Appropriate Technology) com De=500 mm, número, de pás z= 28, espessura das pás t= 6 mm, para potências até 500 kW, com faixa de vazão Q = 200 a 1000

l/s e altura Hu = 30 a 80 m, e comprimento do rotor Lr = 600 a 1400 mm, com o memo número de anéis intermediários, comforme o comprimento do rotor.

A Figura 4.25, mostra o desenho para traçado da pá da turbina de fluxo cruzado.

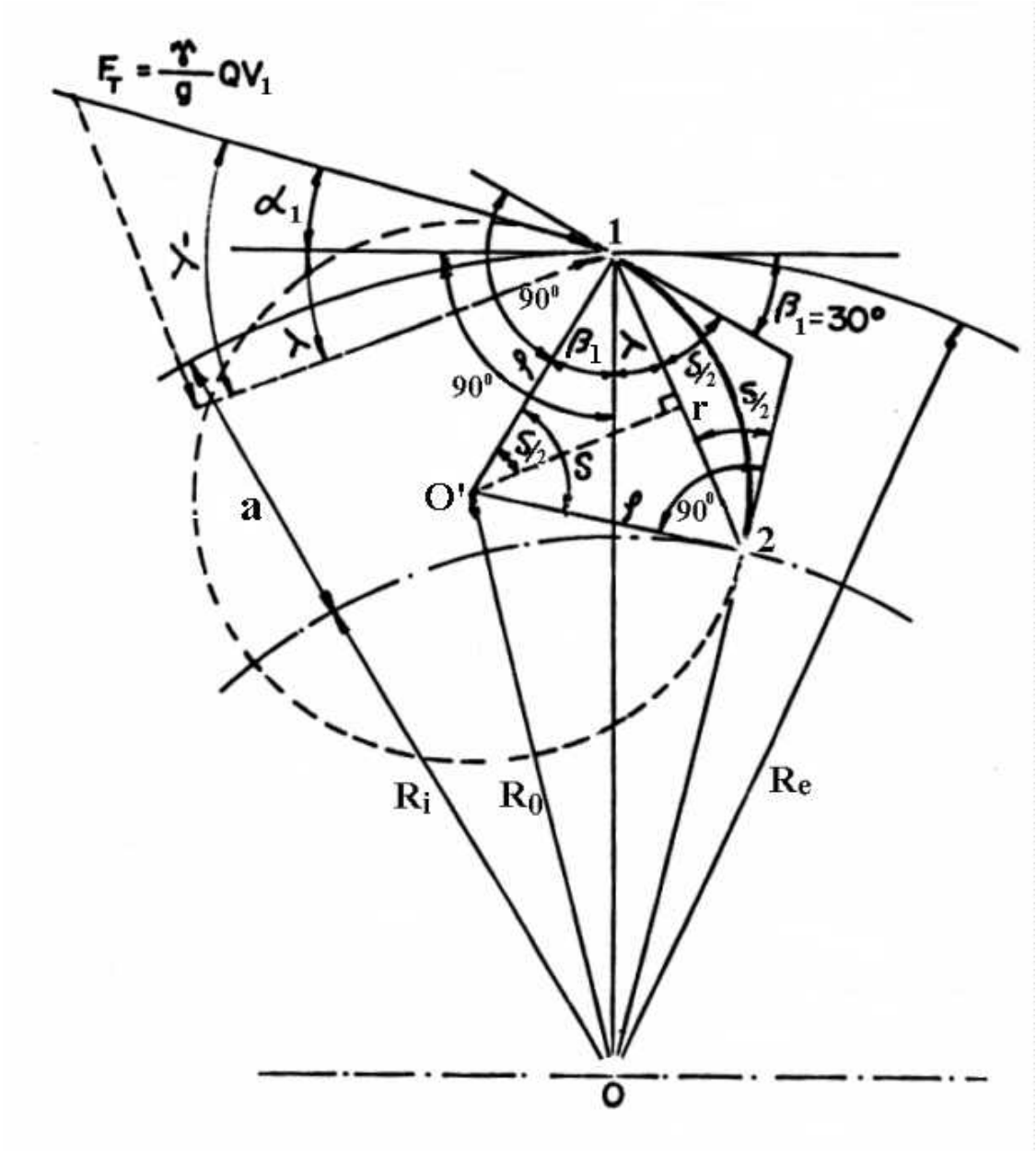
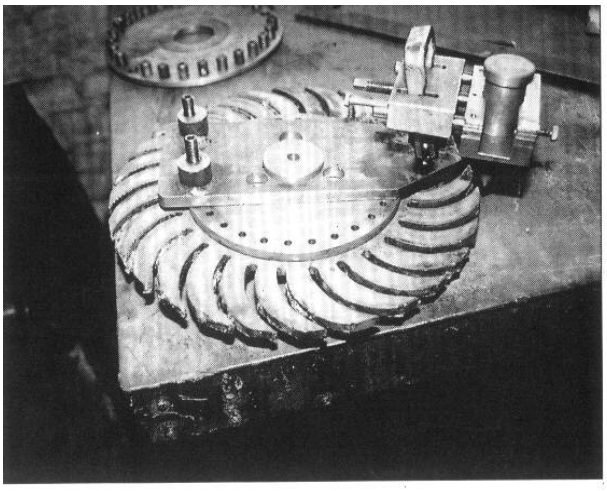
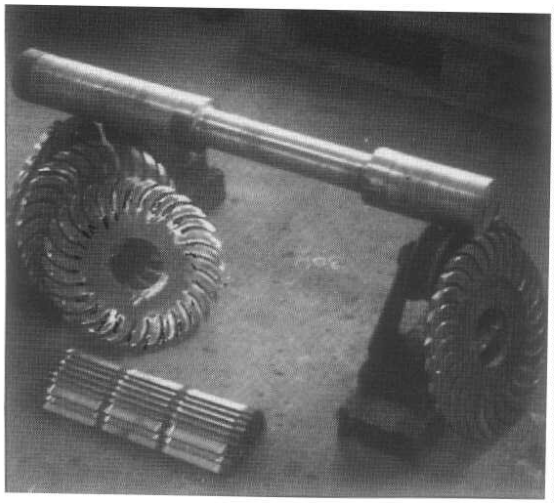


Figura 4.25- Desenho de traçado das pás do rotor (curvatura da pá).
Fonte: MOCKMORE, C. A.; MERRYFIELD, Fred. [1948]

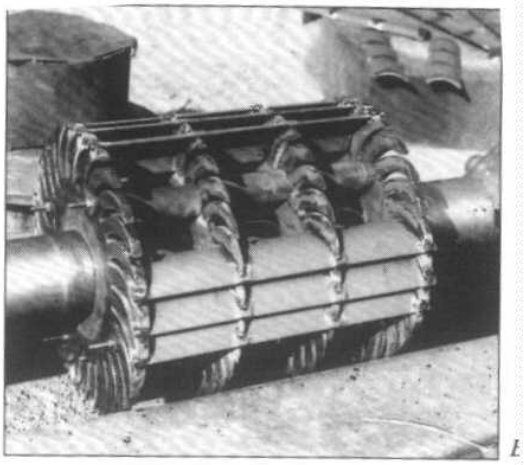
Os discos laterais e intermediários são cortados conforme a curvatura das pás, e as mesmas são então encaixadas e posicionadas para soldagem. A soldagem deve ser executada de maneira intercalada para diminuir a concentração de tensões e deformações, provenientes da soldagem. A Figura 4.26, mostra a seqüência de montagem das pás do rotor.



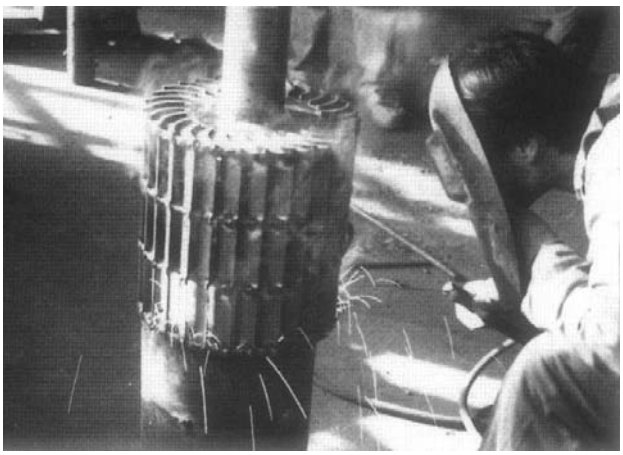
A – Corte dos discos laterais



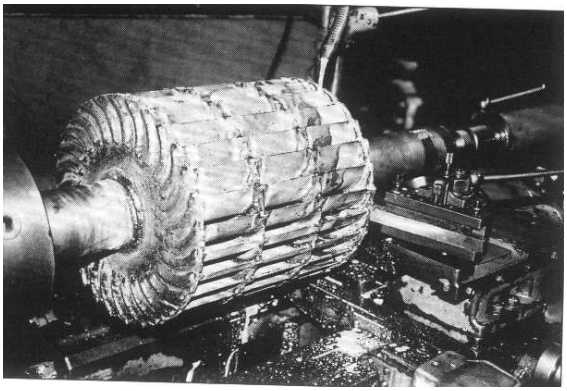
B – Eixo, pás e discos para montagem



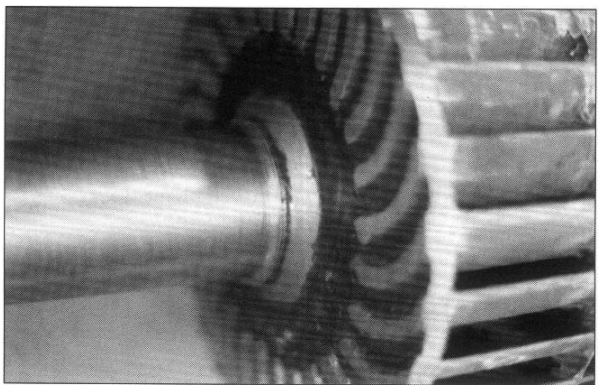
C- Montagem das pás do rotor



D - Soldagem geral do conjunto



E – Usinagem do rotor no torno



F – Rotor pronto para montagem

Figura 4.26 –Traçagem, montagem e soldagem das pás do rotor.

Fonte: WILDMER, Rolf; e outros,1993.

4.6.5 - Cálculo do diâmetro máximo do eixo do rotor

Um outro cálculo importante no projeto rotor da turbina de fluxo cruzado é a determinação do diâmetro máximo d permitido para o eixo do rotor, a fim de que o fluxo normal da água no interior do rotor não toque no mesmo.

Analisando a Figura 4.27, e aplicando a semelhança de triângulos chegou-se a conclusão que o máximo diâmetro do eixo que não interfere com o fluxo da água pode ser dado por :

$$\mathbf{d_{e\ máx.} = 0{,}40\ D_e} \qquad [4.57]$$

$$\mathbf{d_e = 2.R_i\ .\ \cos \alpha_2} \qquad [4.58]$$

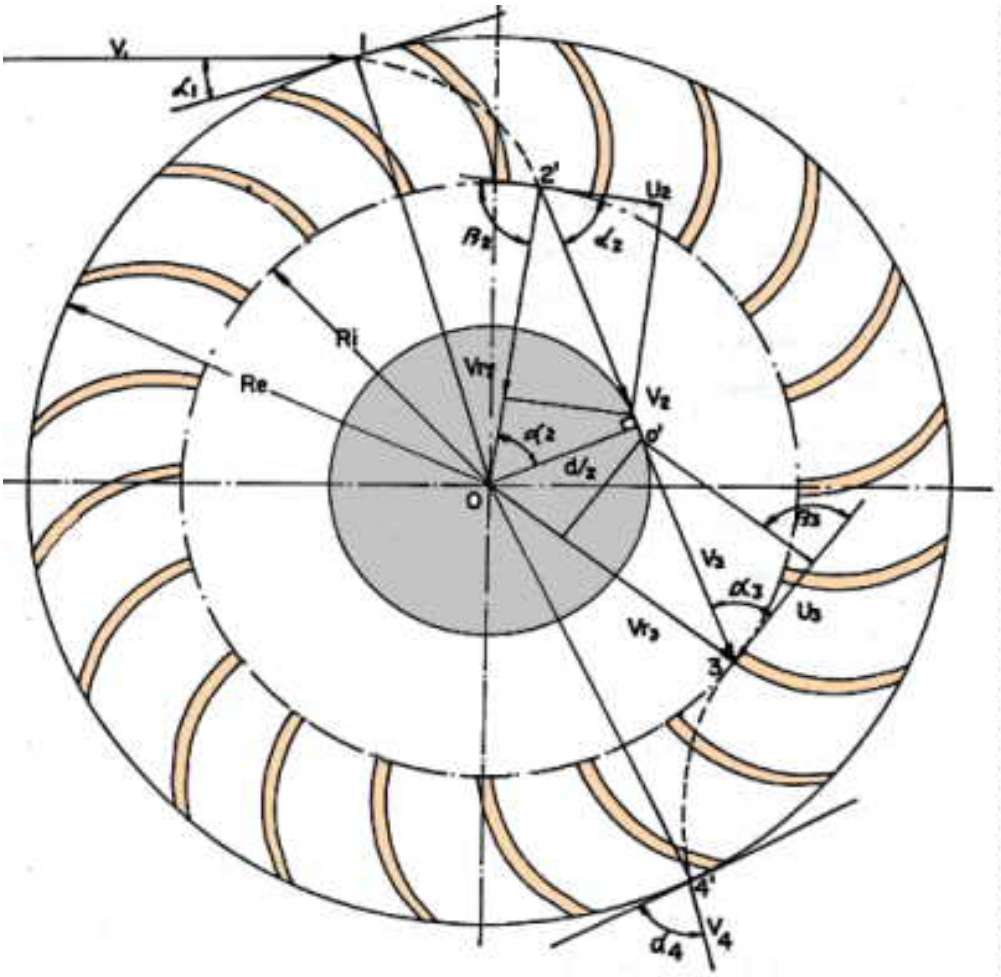


Figura 4.27 – Desenho mostrando as relações para determinação do d $_{máx.}$ do eixo.

Fonte: HERNÁNDEZ, Carlos A.[1986].

4.7 – Padronização e universalização da turbina de fluxo cruzado

Considerando que na atualidade muitos dos fabricantes de turbinas de fluxo cruzado, assim como os principais laboratórios de ensaios, apresentam em suas publicações, série de turbinas padronizadas ou estandardizadas, é necessário ter o conhecimento dos fundamentos e critérios que devem ser considerados na padronização e seleção das turbinas, particularmente as de fluxo cruzado para centrais de pequena potência.

A padronização, consiste em projetar um número adequado de turbinas, de tal maneira que as mesmas se complementem em seu campo de aplicação e que no conjunto cubram uma faixa de aplicação de um determinado modelo ou tipo de turbina.

Para se estabelecer séries de turbinas padronizadas, pode-se utilizar a forma da rotação específica expressa em função da vazão.

$$\mathbf{n_q = n.\frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}}} \qquad [4.59]$$

Onde se pode substituir a rotação n da turbina pela sua expressão geral :

$$\mathbf{n_q = \frac{K.\sqrt{H}}{D}} \qquad [4.60]$$

Sendo K, uma constante que depende do tipo de turbina, sendo propostos os seguintes valores: (HERNANDEZ; Carlos A., 1980).

Tipo da turbina	**K**
- Pelton com um ou mais jatos	38,00
- Fluxo cruzado	39,85
- Francis **4.**lenta	40,00
- Francis normal	55,40
- Francis rápida	74,50
- Kaplan	0,725. n_q

Como resultado, obtém-se a rotação específica em função do diâmetro do rotor da turbina:

$$n_q = \frac{K.Q^{\frac{1}{2}}}{D.H^{\frac{1}{4}}} \qquad [4.61]$$

Dessa expressão, pode-se deduzir que, com o projeto de uma turbina para uma altura H e uma vazão Q, determinado com a fixação do seu diâmetro e com a fixação da sua rotação específica, a turbina estará em condições de operar em todas as combinações de altura e vazão que contemplem a seguinte condição:

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = \left(\frac{D.n_q}{K}\right)^2 = cte \qquad [4.62]$$

Assim, se operarmos essa turbina até uma determinada porcentagem de carga parcial, pode-se satisfazer maiores combinações de operação altura de queda e vazão, como mostra a Figura 4.28.

Determinada a área de aplicação da turbina, podemos projetar outras que se complementem em sua aplicação, conseguindo com isso, cobrir todo campo de aplicação de um determinado tipo de turbina.

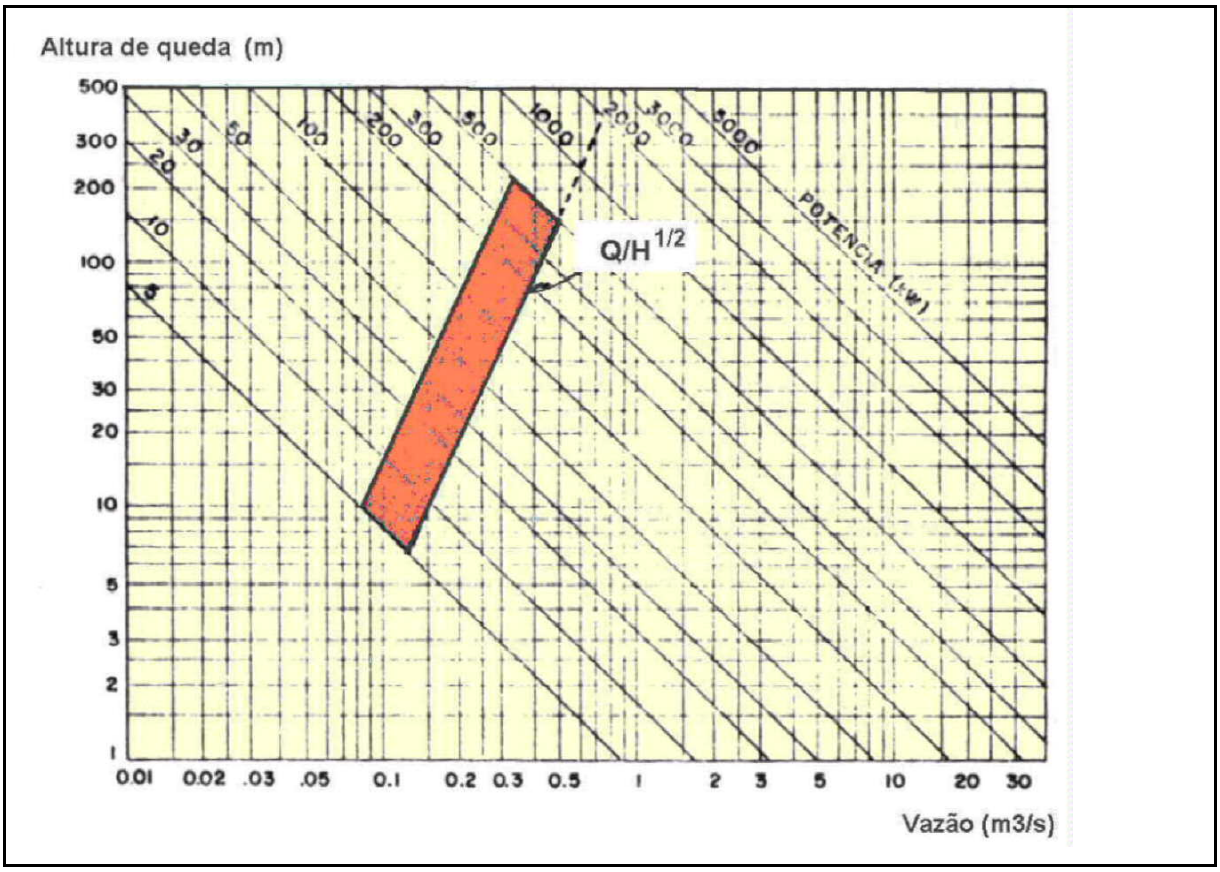


Figura 4.28 – Exemplo de levantameto do gráfico de padronização das turbinas de fluxo cruzado. Fonte: HERNANDEZ, Carlos A.; 1986, adaptado.

Para estabelecer o número total de áreas de aplicação da turbina padronizada, deve-se definir o limite inferior da porcentagem de carga parcial com a qual operará a turbina quando satisfaça uma certa demanda do projeto correspondente, assim como o limite superior da mesma, para a máxima carga que poderá ser alcançada pela turbina.

A OLADE fornece uma padronização, desenvolvida pelos seus técnicos, para aplicação na América Latina .

O tipo da turbina está relacionado ao diâmetro do rotor, que define a relação da rotação e altura, enquanto a largura do rotor está relacionada com a vazão da turbina.

A Tabela 4.4 mostra o relacionamento entre o número padronizado da turbina e as dimensões possíveis para o rotor e para o injetor. A possibilidade de utilização de injetores divididos para adaptação de vazões variáveis também está contemplado neste estudo da OLADE.

Tabela 4.4 – Dimensões principais das turbinas padronizadas pela OLADE

Número Da Turbina	**Dimensões principais das turbinas Banki padronizadas**		
	Diâmetro do rotor (m)	**Largura do rotor (m)**	**Largura do injetor (m)**
T1	0,20	0,040	0,030
T2	0,20	0,060	0,045
T3	0,20	0,085	0,065
T4	0,20	0,160	0,060 – 0,030
T5	0,40	0,080	0,060
T6	0,40	0,110	0,085
T7	0,40	0,160	0,120
T8	0,40	0,305	0,120 – 0,060
T9	0,40	0,315	0,240
T10	0,40	0,610	0,240 – 0,120
T11	0,60	0,350	0,270
T12	0,60	0,500	0,390
T13	0,60	0,700	0,560
T14	0,60	1,200	0,560 – 0,280

Fonte: Manual de mini e microcentrais hidrelétricas. ELETROBRAS (1985).

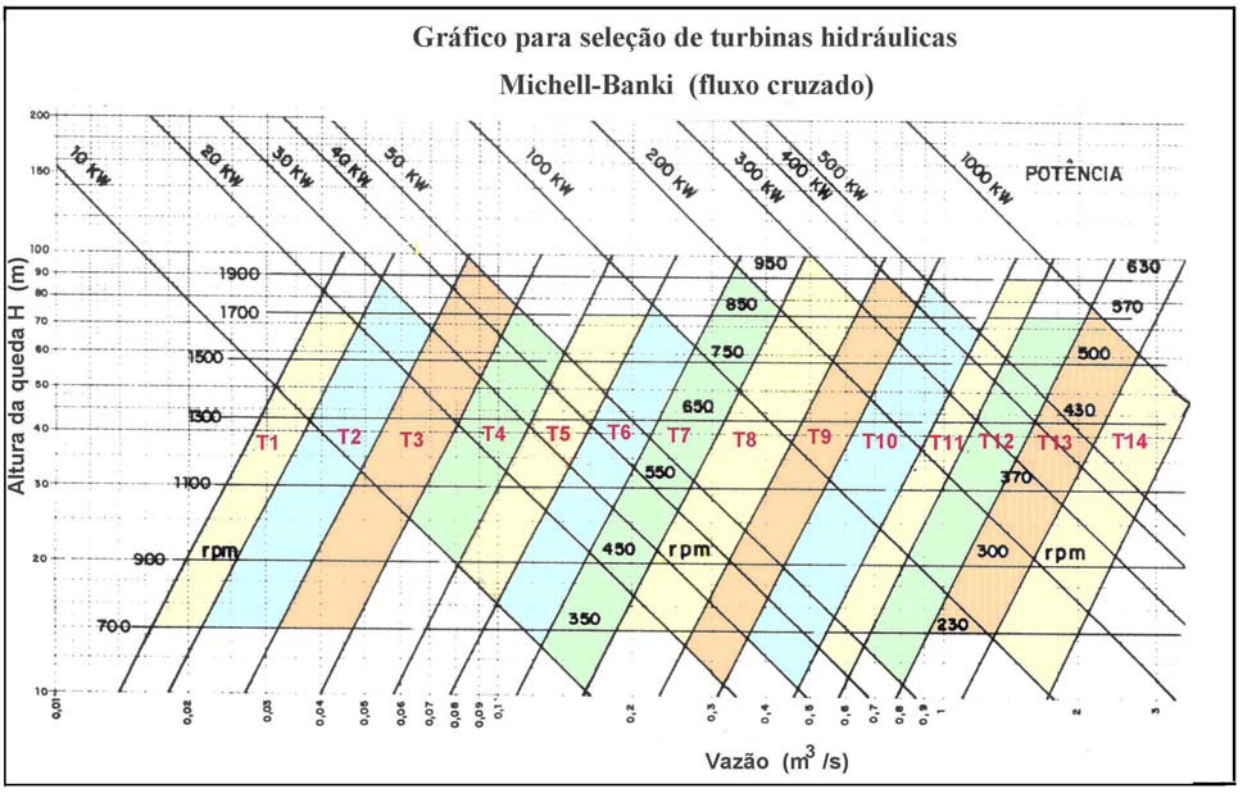


Figura 4.29 – Série de turbinas "Banki", padronizadas pela OLADE.
Fonte: Manual de mini e microcentrais hidrelétricas; ELETROBRAS (1985).

Entre nós, essa padronização da OLADE ficou bastante conhecida**,** chegando a figurar nos manuais de mini e pequenas centrais hidrelétricas, elaborados pela ELETROBRAS e DENAEE, e lançados em 1985, com o apoio do Ministério de Minas e Energia.

TIAGO Filho; Geraldo L.(1987), também mostra um exemplo de padronização da turbina de fluxo cruzado durante ensaios realizados no laboratório da EFEI, em Itajubá.

Talvez um dos exemplos mais característicos na padronização da turbinas de fluxo cruzado, realizado e mostrado por um fabricante, tenha sido aquele deixado no Brasil pela TOSHIBA HYDRO*, que em 1985 tentou se instalar no Brasil para fornecimento da turbina de fluxo cruzado, chegando a instalar, como efeito de demonstração, uma turbina de 50 kW, na Central Hidrelétrica de Tatu, localizada no rio "Ribeirão do Pinhal", município de Limeira, no estado de S. Paulo e que pode ser visto detalhadamente no Anexo B.

* A Toshiba ainda fornece esse tipo de turbina no Japão, tendo como principal concorrente a Fuji Electric Co Ltd.

4.7.1 - Enquadramento real do campo de aceitação prática e segura para na escolha da turbina

Embora muitos fabricantes apregoem o fornecimento da turbina de fluxo ,cruzado para uma potência máxima, em geral de 1.500 kW, e alguns, caso específico da Fuji e da Cink, até 2.000 kW, deve-se ter em conta a gama de fornecimento real da prática que melhor atende e viabiliza a aplicação da turbina.

Assim, estudando o fornecimento efetuado nos sete últimos anos pela duas maiores empresas européias, fabricantes da turbina de fluxo cruzado, traçou-se um gráfico da freqüência de potência fornecida.

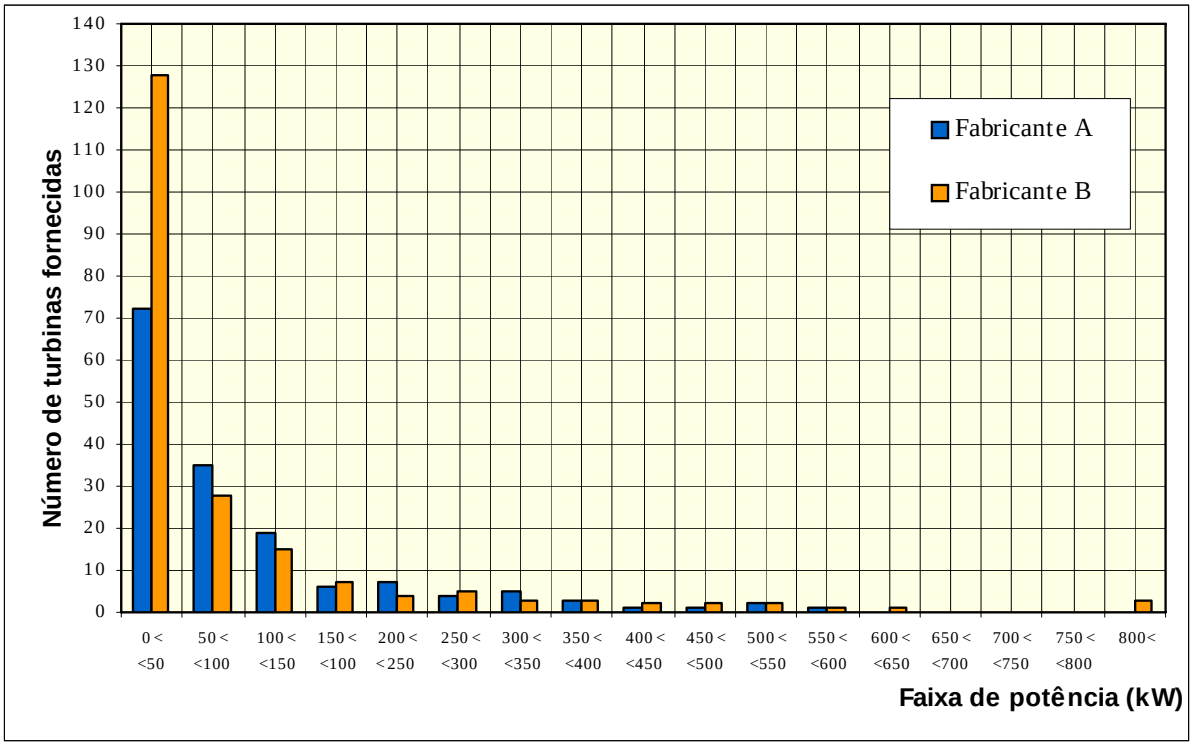


Figura 4.30 – Incidência das faixas de potências para turbinas de fluxo cruzado fornecidas por dois grandes fabricantes europeus nos últimos 7 anos. (Quadro completo encontra-se no Anexo B).

Uma rápida análise na Figura 4.30, leva a aceitar com segurança o campo real da turbina de fluxo cruzado, elaborado dentro da atual tecnologia, como sendo o de cobrir os campos da micro e minicentrais hidrelétricas dentro da classificação da ELETROBRAS.

4.8 – Análise e comparação dos custos da turbina de fluxo cruzado

Os equipamentos eletromecânicos, incluindo: turbina, gerador, regulador, redutor de velocidade e válvula de controle, apresentam grande peso na composição do custo das micro e minicentrais hidrelétricas.

HOLLAND, R., 1986, indica que os custos de uma microcentral hidráulica em países subdesenvolvidos, podem apresentar uma variação de 1.000 a 2.000 US$/kW instalado, com as seguintes participações:

- tubulação forçada 30%;
- trabalhos civis 20%;
- equipamentos mecânicos e elétricos 40%;
- supervisão e engenharia 10%

MEIER, Ueli, 1985, mostra uma série de instalações de micro e mini centrais hidrelétricas conforme Tabela 4.34, indicando os custos por kW instalado.

Tabela 4.5 – Custos de micro e minicentrais hidrelétricas

Tipo de instalação	kW instalado	Queda Hu (m)	Custo da central por kW instalado
Turbina Francis vertical	30	2,7	3.500,00
Turbina de fluxo cruzado Ossberger	30	50	750,00
Turbina axial Kaplan	51	2,3	3.100,00
Turbina Francis horizontal	63	27	1.500,00
Turbina Pelton com 2 bocais	75	65	1.300,00
Turbina Francis vertical	125	40	950,00
Turbina Pelton com 1 bocal	160	350	820,00
Turbina axial Kaplan	220	14	730,00
Turbina Francis horizontal	250	27	500,00
Turbina de fluxo cruzado Ossberger	300	5	550,00

Fonte: MEIER, Ueli, 1985.

Como pode-se observar, a potência total instalada e a altura de queda, são fatores importantes para a diminuição dos custos, influenciando fortemente na participação dos componentes eletromecânicos.

Por outro lado, a aplicação da economia de escala com a utilização de tecnologia regionalizada, também é fator para diminuição dos custos dos equipamentos e da central hidráulica como um todo. A Tabela 4.6, mostra alguns valores de custos para o campo exclusivo das microcentrais hidrelétricas utilizando somente a turbina de fluxo cruzado.

Tabela 4.6 – Custos de microcentrais hidráulicas utilizando turbinas de fluxo cruzado

Potência (kW)	Queda (m)	Custo do equipamento (US$/ kW)	% do custo da obra	Custo total da obra (US$/kW)	Observações
80	16	372,00	23	1.640,00	2 turbinas, dificuldades na construção do canal
80	34	330,00	31	1.050,00	2 conj. turbina/gerador 1 regulador mecânico
10	6,0	325,00	26	1.250,00	sem regulador de velocidade
100	70	200,00	21	950,00	2 conj. turbina / gerador
25	22	188,00	28	660,00	sem regulador, existia canal de adução
15	22	180,00	30	600,00	sem regulador e gerador de segunda mão

Fonte: MEIER, Ueli, 1985.

Martinez, C.B. (1994), apresenta as seguintes fórmulas para o cálculo de custos (US$ de 1993), de equipamentos hidromecânicos e elétricos de pequenas centrais:

- Custo da turbina mais regulador de velocidade; $C_{TU} = 56{,}09 \times P^{1{,}1847}$
- Custo do gerador; $C_{GE} = 92{,}83 \times P^{1{,}0489}$
- Custo da ponte rolante; $C_{PR} = 0{,}5228 \times P^{1{,}2772}$
- Custo dos quadros de comando; $C_{QC} = 0{,}9964 \times P^{1{,}4541}$
- Custo dos dispositivos de proteção; $C_{DP} = 2{,}8787 \times P^{1{,}1926}$
- Custo das comportas e grades; $C_{CG} = 915{,}37 \times Q^{0{,}7923}$
- Custo da válvula borboleta $C_{VB} = 32{,}22 \times P^{0{,}9327}$

Onde:

P = capacidade instalada da central, em kW;

Q = vazão turbinada, em m^3/s.

NAKARMI, K. e outros (1993), apresentam na Figura 4.31 uma comparação entre custos de conjuntos geradores de turbinas Francis e fluxo cruzado.

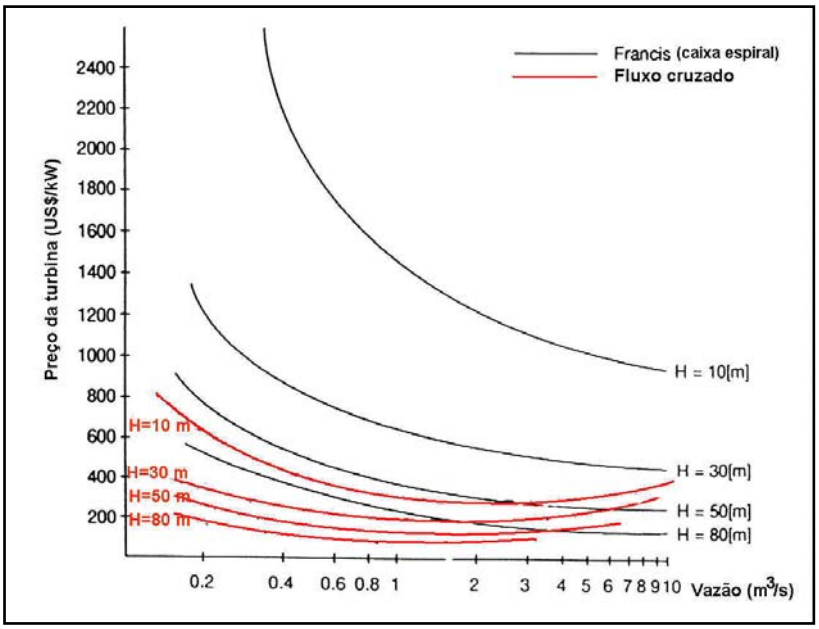


Figura 4.31 – Custo das turbinas Francis e fluxo cruzado conforme variação da queda e vazão. Adaptado de NAKARMI,K. [1993]

Comparando-se os custos de dois fabricantes nacionais para turbinas Francis e de fluxo cruzado (ANEXO A), dentro do campo das microcentrais, obteve-se o gráfico da Figura 4.32, para conjuntos compostos de : turbina, gerador, redutor, regulador e válvula de controle.

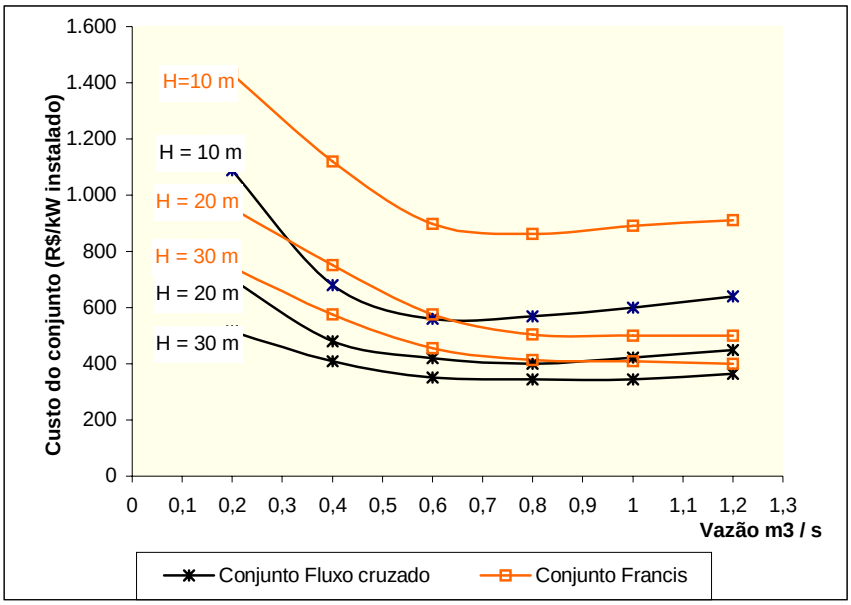


Figura 4.32 – Comparação de custos entre conjuntos completos Francis e fluxo cruzado.

CAPÍTULO 5 - Estudos de casos

5.1 –Introdução

Antes dos estudos de casos de comparação entre uma turbina de fluxo cruzado e uma turbina de reação de alta rotação específica, devem ser introduzidos alguns conceitos sobre a metodologia a ser utilizada e alguns parâmetros que servirão para melhor compreensão dos estudos e comparações.

Em principio deve-se deixar claro as diferenças entre usinas de acumulação e usinas a fio d'água. Assim, dentro dos modernos conceitos de pequenas centrais hidrelétricas nos preocuparemos somente com o termo a fio d'água, que são aquelas usinas que funcionam apenas com a vazão de momento disponível no fluxo do rio, não necessitando para a sua regularização de potência de reservatórios de acumulação que serviriam para acumular uma quantidade necessária e pré-estabelecida de água para fazer frente a períodos de menor vazão e possibilitar uma potência mais constante.

Nas usinas a fio d'água, a potência disponível (instantânea) depende da vazão disponível no momento e também da potência instalada.

Dentro desse conceito podem ser consideradas as seguintes condições:

Se a vazão requerida é maior que a vazão disponível no curso d'água, teremos uma deficiência de potência que é determinada pelo regime hidrológico.

Se, ao contrário, a potência requerida é maior que a instalada, mesmo possuindo uma vazão suficiente, então a deficiência será determinada pelo valor da própria potência instalada.

Nas usinas de acumulação, ao contrário, as deficiências são determinadas somente pelo valor insuficiente da potência instalada, pois presume-se que o volume de água acumulado no reservatório possibilite a regularização da vazão disponível ou utilizável (Q_u), num dado momento ou um certo período que pode ser dias ou horas.

Em segundo lugar, o estudo diz respeito a aplicações em sistemas isolados, embora não fique descartado qualquer estudo de interligação ao sistema geral, ou auxílio a um sistema local já existente, como por exemplo, uma central a Diesel que possa ser suprida

na época das cheias pela energia elétrica excedente gerada na central hidrelétrica, podendo esse estudo de viabilidade ser feito com algumas análises preliminares com relação a energia firme gerada, a vazão mínima turbinável, etc.

5.2 - Potência firme

A potência firme nos casos das usinas hidrelétricas de pequeno porte é aquela disponível 100% do tempo para fornecer energia na medida das necessidades do mercado consumidor. Isso simplesmente significa que a potência firme caracteriza a energia produzida em 100% do ano mais seco.

Tanto o Manual de Pequenas Centrais Hidrelétricas da ELETROBRAS (1983), como as referências HARVEY, Adam; e outros (1998) e OLADE (1985), propõe para uma primeira estimativa do cálculo da potência firme a seguinte fórmula:

$$\mathbf{P_f = 7{,}16.H_u.Q_{95\%}} \qquad [5.1]$$

Onde:

P_f = potência firme (kW);

H_u = altura de queda útil (m);

$Q_{95\%}$ = vazão média verificada com freqüência de 95% no ano critico(m^3/s).

O valor 7,16 é o resultado do produto 9,81 pelo rendimento η, aqui estimado em 73%.($\eta = \eta_T \times \eta_G$)

Torna-se preferível, quando sabemos de antemão, a gama de rendimento da máquina a ser instalada, utilizar a fórmula geral:

$$\mathbf{Pf = 9{,}81 \,.\, Hu \,.\, Q_{95\%} \,.\, \eta} \qquad [5.2]$$

5.3 - Potência Instalada

A determinação da potência instalada em uma usina de pequeno porte requer a utilização de critérios diversos daqueles aplicados no dimensionamento das usinas convencionais.

A metodologia existente no caso das usinas convencionais nos fornece critérios para a determinação da potência instalada em usinas implantadas para operarem interligadas a um conjunto de centrais elétricas já existentes.

Em geral como aparece na proposição de JIANDONG, Tong,(1997), a potência a ser instalada pode ser dada por:

$$\mathbf{P_i = P_f + P_{ad}} \qquad [5.3]$$

P_i = potência instalada

P_f = potência firme

P_{ad} = potência adicional

O estudo da potência adicional depende de vários fatores à serem considerados:

1 - A possibilidade de nas épocas de energia excedente a mesma poder ser interligada ao sistema;

2 - A possibilidade de um aproveitamento secundário, seja como geração de energia, seja como força motriz em alguma atividade local.

Essa decisão dependerá apenas da viabilidade econômica de se incrementar e qual o valor mais rentável da potência adicional para se estabelecer a potência instalada.

Os estudos de casos realizados, tiveram como premissa de cálculos os procedimentos utilizados pela CESP (SILVEIRA, Reolando, 1966), porém não fogem muito dos apresentados na literatura especializada , o qual será referenciado em cada caso de estudo.

Primeiro caso: Será a comparação de uma turbina Francis com uma turbina de fluxo cruzado para instalação a fio d'água tendo como vazão firme a vazão $Q_{95\%}$, indicada nos manuais da ELETROBRAS.

JIANDONG; Tong, e outros,(1997), propõem a seguinte taxa para vazão firme, dependendo do comprometimento da central com o sistema interligado:

Porcentagem da hidrelétrica, na capacidade da rede....	< 15%	15 – 30%	> 30%
Dependência da Vazão	75 – 80%	80 – 85%	85 – 90%

Para sistemas isolados a dependência deve ser maior que 90 %.

Utilizaremos nesse primeiro caso o valor proposto nos manuais de micro, mini e pequenas centrais hidrelétricas da ELETROBRAS.

Segundo caso: Será a comparação para instalação de 3 tipos de turbinas que se mostraram propícias para o estudo em questão: a turbina Francis de duplo rotor, a turbina de fluxo cruzado de dupla célula para melhor aproveitamento das vazões parciais e a turbina Kaplan tipo 'S", também propícia para essa instalação segundo catálogo da MEP.

Neste caso utilizaremos a vazão média disponível no rio, utilizando o critério das vazões instantâneas ou derivadas.

A vazão calculada ou medida pelos pluviômetros ou pluviógrafos, é uma vazão acumulada em um determinado tempo, não representando a média das vazões.

Para o cálculo das vazões médias torna-se necessário derivar essa vazão instantânea em relação a variação do tempo de leitura.

Nos gráficos, essa vazão média, nada mais é do que a área acumulada das vazões totais dividida pela período total, para cada ponto de vazão total considerada.

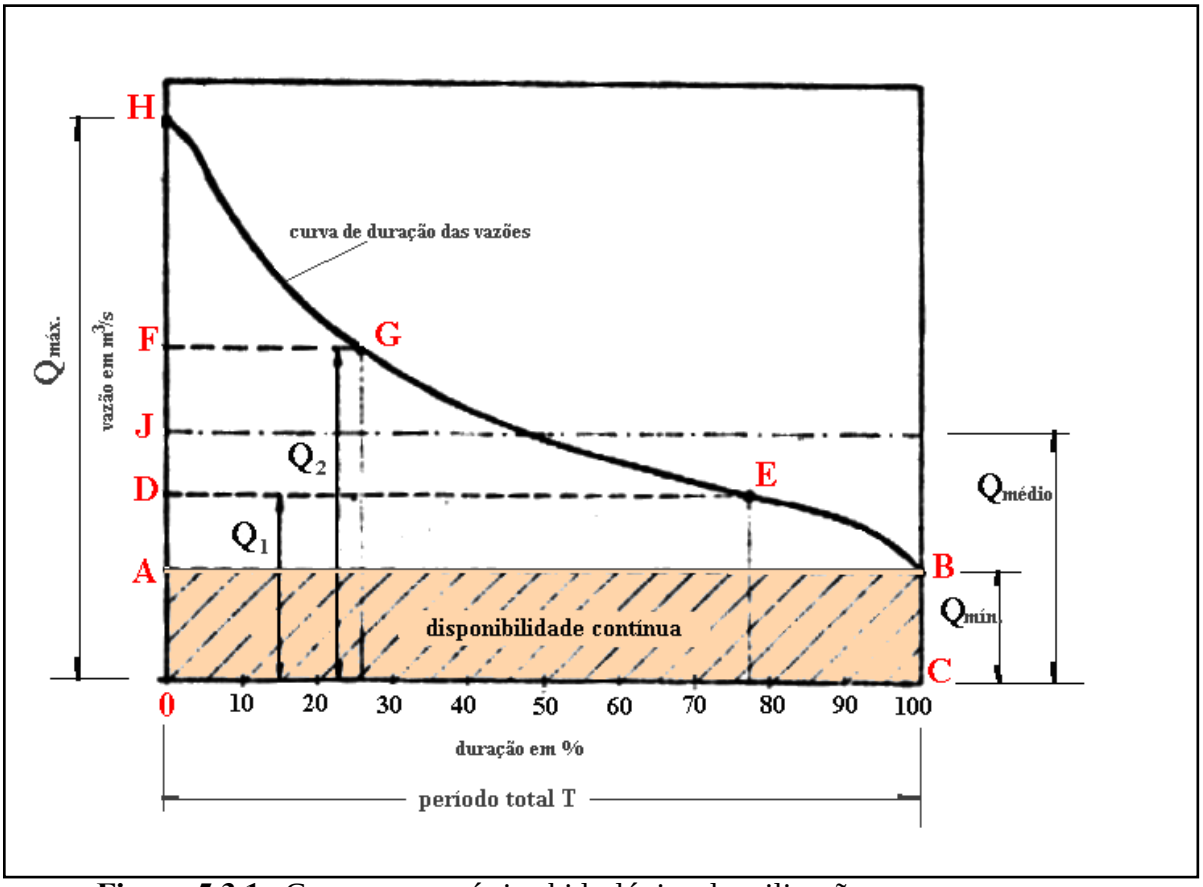


Figura 5.3.1 –Curva característica hidrológica de utilização

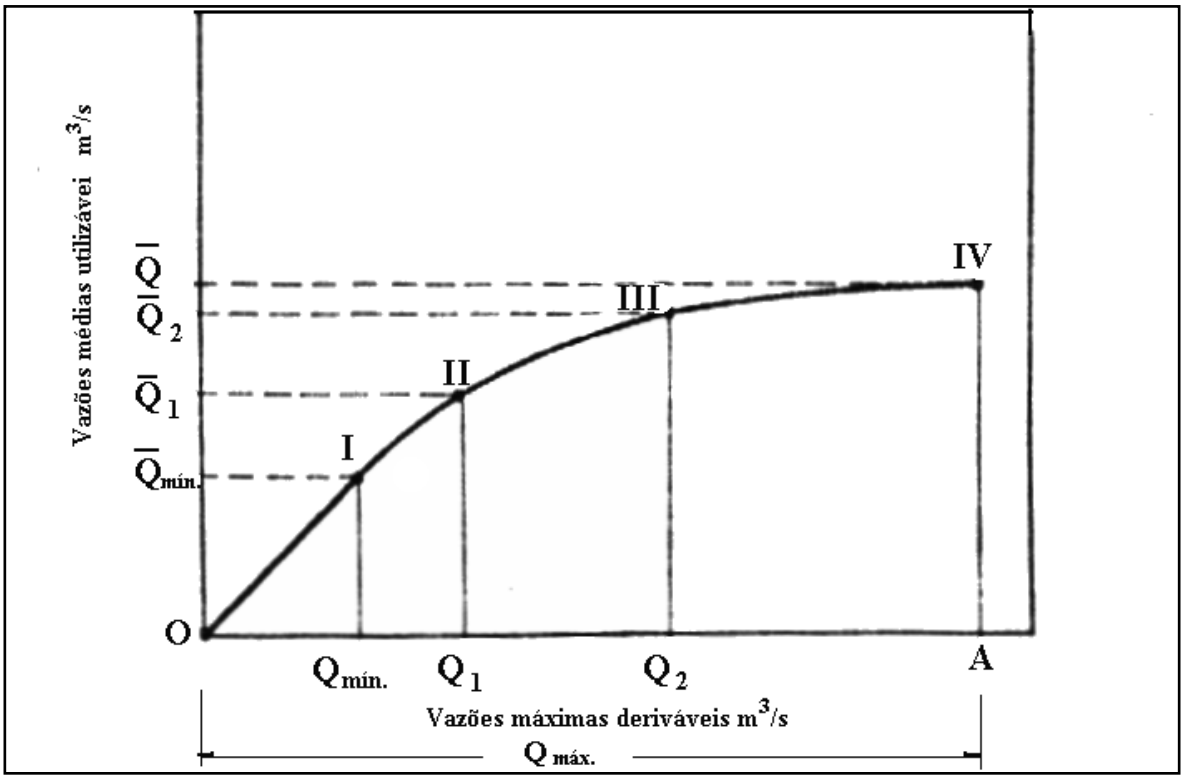


Figura 5.3.2 – Característica hidrológica de utilização: $\overline{Q}_i = f(Q_i)$

Determinação da curva $\overline{Q}_i = f(Q_i)$

Ponto I – $\overline{Q}_{mín.} = Q_{mín.}$.

Ponto II – a vazão média utilizável, corresp. a: Q_1= OD, será: $\overline{Q}_1 = \dfrac{\text{Área,ODEBC}}{T}$

Ponto III – a vazão média utilizável, corresp. a Q_2= OF, será: $\overline{Q}_2 = \dfrac{\text{Área,OFGEBC}}{T}$

Ponto IV– a vazão média utilizável, corresp. a $Q_{máx.}$= OH, será; $\overline{Q} = \dfrac{\text{Área,OHGEBC}}{T}$

que nesse caso, também é a vazão média geral.

A cada valor de vazão máxima derivável, que define a potência a instalar, corresponde uma vazão média utilizável que define a produção média de energia natural.

5.4 –Estudo de caso 1

Comparação entre a turbina Francis e a turbina de fluxo cruzado para uma usina a fio d' água com aproveitamento só da vazão firme ($Q_{95\%}$)

Para esse primeiro estudo não levaremos em conta a otimização da vazão, trabalhando assim com a $Q_{95\%}$, que seria a vazão firme do sistema.

Obteve-se o levantamento hidrológico do período crítico fornecido pela CESP, através da UNICAMP.(ANEXO B).

Tabela 5.4.1 - Curva de freqüência das vazões no período crítico

Variação De Vazão M3/s	*Vazão Média* m^3/s	Frequência Anual f	f*Q médio	% da Vazão	% acumulada
>12,0	16,5	1	16,500	0,86%	0,86%
>11,5até12,0	11,75	2	23,500	1,22%	2,08%
>11,0até11,5	11,25	4	45,000	2,34%	4,42%
>10,5até11,0	10,75	5	53,750	2,79%	7,21%
>10,0até10,5	10,25	7	71,750	3,73%	10,93%
>9,5até10,0	9,75	9	87,750	4,56%	15,49%
>9,0até9,5	9,25	10	92,500	4,80%	20,29%
>8,5até9,0	8,75	12	105,000	5,45%	25,74%
>8,0até8,5	8,25	14	115,500	6,00%	31,74%
>7,5até8,0	7,75	15	116,250	6,04%	37,78%
>7,0até7,5	7,25	16	116,000	6,02%	43,80%
>6,5até7,0	6,75	19	128,250	6,66%	50,46%
>6,0até6,5	6,25	23	143,750	7,46%	57,92%
>5,5até6,0	5,75	24	138,000	7,17%	65,09%
>5,0até5,5	5,25	26	136,500	7,09%	72,17%
>4,5até5,0	4,75	26	123,500	6,41%	78,59%
>4,0até4,5	4,25	26	110,500	5,74%	84,32%
>3,5até4,0	3,75	24	90,000	4,67%	89,00%
>3,0até3,5	3,25	22	71,500	3,71%	92,71%
>2,5até3,0	**2,75**	**19**	**52,250**	**2,71%**	**95,42%**
>2,0até2,5	2,25	17	38,250	1,99%	97,41%
>1,5até2,0	1,75	14	24,500	1,27%	98,68%
>1,0até1,5	1,25	13	16,250	0,84%	99,52%
>0,5até1,0	0,75	10	7,500	0,39%	99,91%
0,0 até0,5	0,25	7	1,750	0,09%	100,00%
		365	1926,000	100,00%	

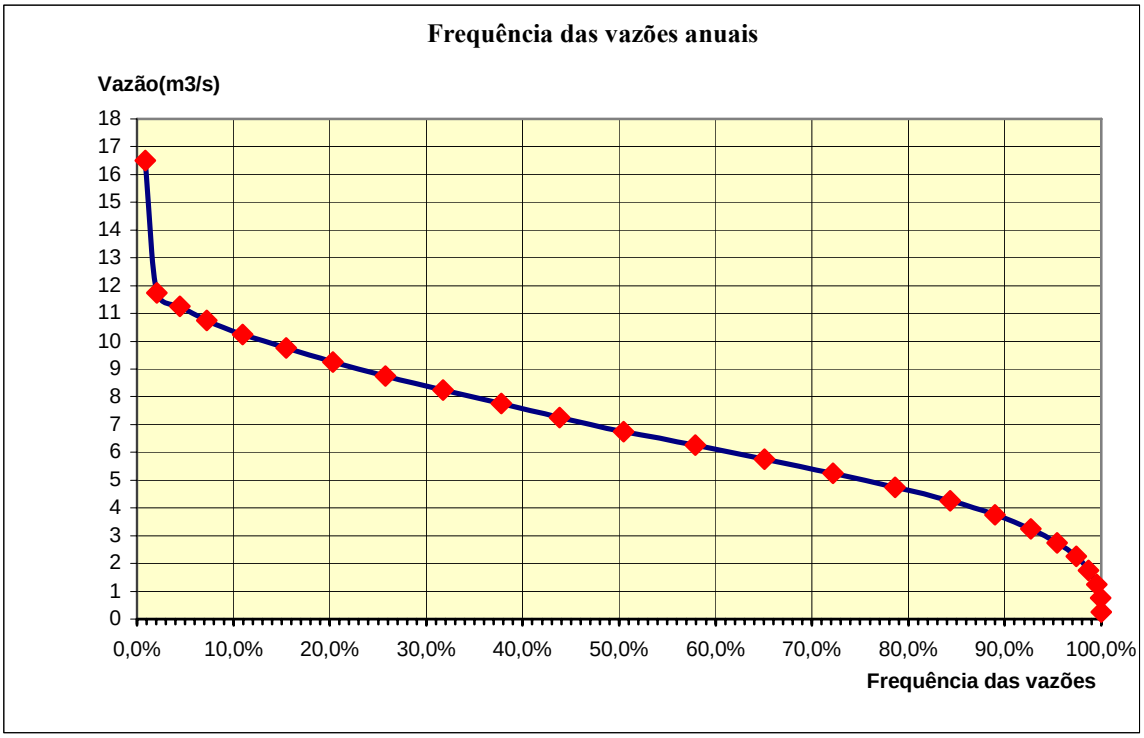


Figura 5.4.1 – Curva levantada da tabela 5.4.1

A altura útil da queda considerada é Hu = 22 m

O rendimento do gerador η_G = 94%

$Q_{95\%}$ = 2,75m^3/s, conforme verificado pela tabela dos estudos hidrológicos do considerado **período crítico**.

Com essa vazão e com a altura útil definida em 22m podemos calcular a potência instalada que neste caso também é a potência firme.

A aplicação deste caso presume pontos de consumo pré estabelecidos para atendimento da demanda necessária.

Assim a potência instalada será:

P_{ef} = 7,16 . 22 . 2,75 = 393,8 kW

A energia gerada seria consumida as 24 horas do dia, com o devido fator de utilização, assim dividida:

No período das 6,0h às 18h poderá suprir agro-indústrias da região e, no período das 18,00 às 6,00 horas parte da iluminação pública de alguns bairros. e parte em granjas para iluminação e aquecimento.

O fabricante nacional, ALSTOM–ABB, fornece uma turbina Francis simples de eixo horizontal com gerador, regulador e válvula de controle, desenvolvendo uma potência de **480 kW** com um preço de R$ 1.000.000,00 (ANEXO B).

A CINK VODNÍ ELEKTRÁRNY a.s (HYDROCINK s.r.o.), oferece a turbina de fluxo cruzado de sua fabricação completa com gerador, redutor, regulador e válvula, com potência de **453 kW** colocada no porto de Santos (CIF-Santos) pelo preço de R$ 435.600,00 (US$ 242.000), que acrescido do imposto de importação (ANEXO B), fica em R$ 696.960,00.

No caso da turbina Francis tem-se um rendimento garantido para a vazão $Q_{95\%}$ de 83,2% e no caso da turbina de fluxo cruzado, 76,3%.

5.4.1-Análise econômica para escolha da turbina Francis ou fluxo cruzado

- Potência instalada conforme apresentadas nas propostas dos fabricantes:

  - Turbina Francis ..... 480 kW

  - Turbina de fluxo cruzado .....453 kW

- Vida útil de 30 anos com taxa de desconto de 8, 10, 12 e 14%.

- Valor residual após 30 anos, com depreciação exponencial de 2% a.a. para a parte civil com FDC igual a 0,5520 e 10% a.a. para a parte eletromecânica com FDC igual a 0,0573 %, [Fleicher, Gerard A. (1973)*.

- Turbina Francis .....R$ 205.584,00
- Turbina de fluxo cruzado.....R$ 188.220,32
- Preço do conjunto: turbina Francis, gerador, regulador, válvula e redutor .....R$ 1.000.000,00
- Preço da turbina de fluxo cruzado incluindo gerador, redutor regulador de velocidade, válvula (CIF-Santos + Impostos).....R$ 696.969,00
- Valor da obra civil ,incluindo: canal de adução, vertedouro, tanque e conduto forçado (estimativa)**.....R$ 360.000,00

---

* Lei nº 4.506 parágrafo 3º do Imposto de Renda de 1965.

** Conforme HOLLAND, R. (1986): para microcentrais, tubulação forçada =30%, obras civis = 20%, equipamentos eletro-mecânicos = 40%, supervisão e engenharia = 10%.

- Ce = custo da energia produzida.....R$/kWh
- Eg = energia gerada anualmente .....kWh/ano
- Ma = custo anual de manutenção .....R$ 6.000,00/ano
- Op = custo de operação anual .....R$ 18.000,00/ano

Com os valores acima , elabora-se o diagrama do fluxo de caixa para o período de 30 anos com as respectivas entradas (receitas) e saídas (despesas), Figura 5.4.2.

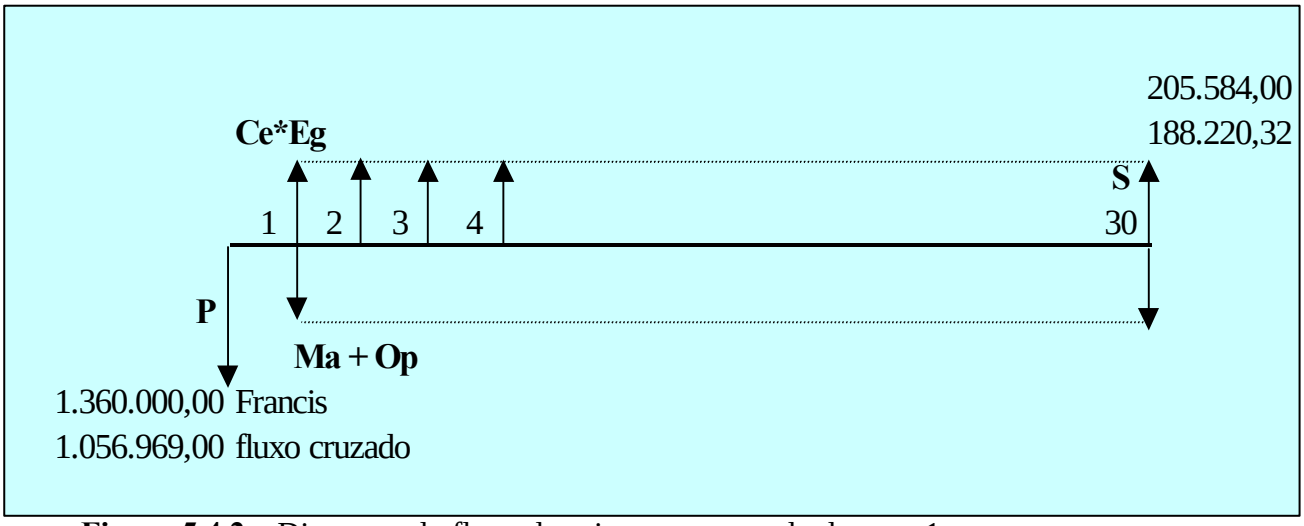


Figura 5.4.2 – Diagrama do fluxo de caixa para o estudo do caso 1.

5.4.2- Dados para a turbina Francis

Energia gerada anualmente **Eg = 8760 x fu x 480**

Com fu = fator de utilização (considerado: 0,55, 0,60 e 0,65%)

Custo da energia gerada que pode ser representado pela seguinte fórmula:

Cp = [(P*FRC+Ma+Op)-S*FFC] / Eg

Sendo: FRC = fator de recuperação do capital;

FFC = fator de formação do capital.

Tabela 5.4.2 – Levantamento de valores para análise econômica da turbina Francis

Taxa de desconto	FRC(n=30) FFC(n=30)	fu = fator de utilização	Eg (kWh/ano)	Ce= [(P*FRC+Ma+Op) -S*FFC]/Eg (R$/kWh)
8%	0,0888274 0,00880	0,55	2312640	0,0618
		0,60	2522880	0,0567
		0,65	2733120	0,0523
10%	0,1060792 0,00600	0,55	2312640	0,0722
		0,60	2522880	0,0662
		0,65	2733120	0,0611
12%	0,1241437 0,00410	0,55	2312640	0,0830
		0,60	2522880	0,0761
		0,65	2733120	0,0702
14%	0,1428028 0,00280	0,55	2312640	0,0941
		0,60	2522880	0,0863
		0,65	2733120	0,0796

5.4.3 – Dados para a turbina de fluxo cruzado

Energia gerada anualmente Eg = 8760*fu*453 (kWh/ano)

Custo da energia gerada: **Cp = [(P*FRC+Ma+Op)-S*FFC] / Eg**

Tabela 5.4.3–Levantamento de dados para análise econômica da turbina de fluxo cruzado

Taxa de desconto	FRC(n=30) FFC(n=30)	fu = fator de utilizaçao	Eg (kWh / ano)	Ce= [(P*FRC+Ma+Op) -S*FFC]/Eg (R$/kWh)
8%	0,0888274 0,0088	0,55	2.182.554	0,0533
		0,60	2.380.968	0,0488
		0,65	2.579.382	0,0451
10%	0,1060792 0,00600	0,55	2.182.554	0,0619
		0,60	2.380.968	0,0567
		0,65	2.579.382	0,0523
12%	0,1241437 0,00410	0,55	2.182.554	0,0708
		0,60	2.380.968	0,0649
		0,65	2.579.382	0,0599
14%	0,1428028 0,00280	0,55	2.182.554	0,0799
		0,60	2.380.968	0,0733
		0,65	2.579.382	0,0676

Os valores das tabelas 5.4.2 e 5.4.3, estão comparados no gráfico de barras da Figura 5.4.3.

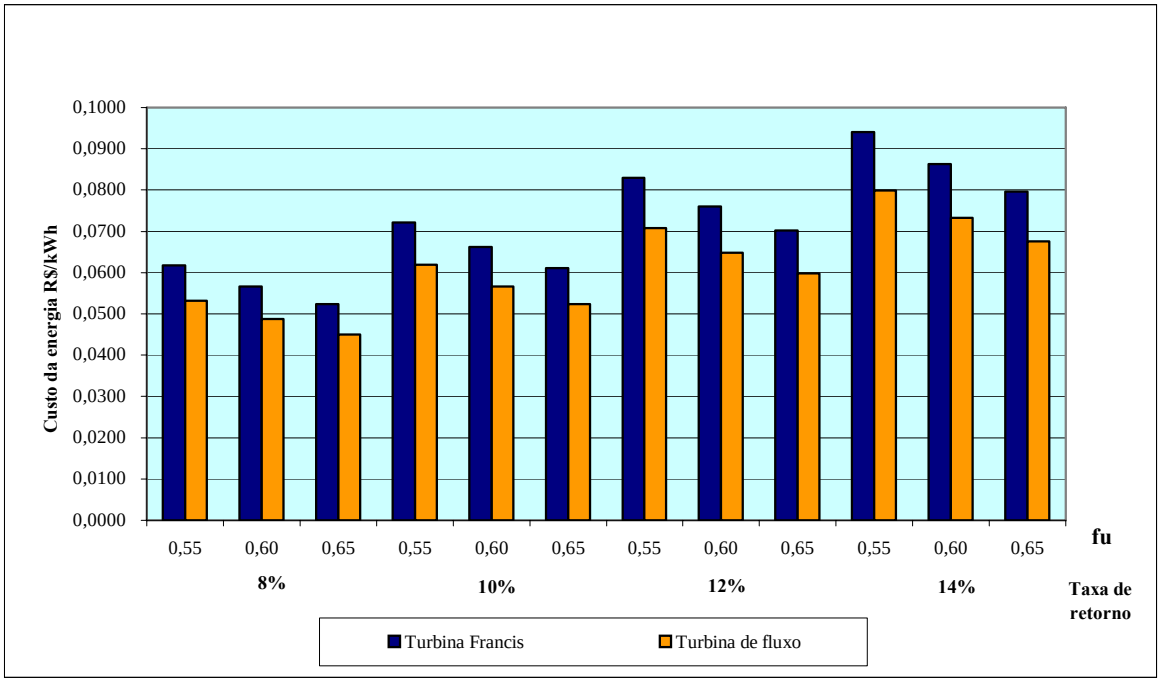


Figura 5.4.3 – Comparação do custo da energia (R$/kWh) com o fator de utilização e taxa de retorno entre a turbina Francis e a turbina de fluxo cruzado no caso 1.

Pelo estudo acima, pode-se verificar que a turbina de fluxo cruzado, quando se trata de um ponto específico de funcionamento, no caso $Q_{95\%}$, leva desvantagem com relação ao montante de energia gerada durante um certo período, devido ao fato de que nesse único ponto de funcionamento seu rendimento ser menor que o rendimento da turbina Francis. Por conseguinte, mesmo o preço sendo bem menor que o da Francis, pode acontecer de sua instalação não ser viável. A viabilidade só acontecerá se a diferença de preço for bastante acentuada, como no caso estudado.

5.4.4 - Estudo do tempo de retorno para o capital investido

Um outro estudo que pode ser verificado para este primeiro caso, e que apresenta um aspecto de grande interesse, é o tempo de retorno para o capital aplicado, no caso da turbina de fluxo cruzado.

Para isso deve-se levar em conta os seguintes dados:

- **as taxas de desconto serão as mesmas utilizadas no estudo acima: 8, 10, 12 e 14%;**
- **os fatores de utilização (fu) serão: 55, 60 e 65 %;**
- **os preços estipulados para a venda da energia elétrica foram admitidos dentro da média de mercado sendo tomados os valores de 0,07 e 0,08 R$/kWh.***

Com o auxílio da planilha "Excel", elabora-se a tabela 5.4.4.

Taxa de desconto	Preço de venda R$/kWh	fu = fator de utilização	Faturamento anual p*Eg-(Ma+Op) R$/ano	Tempo de Retorno (anos)
8%	0,07	0,55	128778,7800	12,2730
		0,60	142667,7600	10,2212
		0,65	156556,7400	8,7790
	0,08	0,55	150604,3200	9,3418
		0,60	166477,4400	7,9821
		0,65	182350,5600	6,9762
10%	0,07	0,55	128778,7800	16,3785
		0,60	142667,7600	12,6839
		0,65	156556,7400	10,4528
	0,08	0,55	150604,3200	11,2952
		0,60	166477,4400	9,3129
		0,65	182350,5600	7,9497
12%	0,07	0,55	128778,7800	35,3068
		0,60	142667,7600	17,8787
		0,65	156556,7400	13,2869
	0,08	0,55	150604,3200	14,8579
		0,60	166477,4400	11,3757
		0,65	182350,5600	9,3274
14%	0,07	0,55	128778,7800	44,6000
		0,60	142667,7600	32,2440
		0,65	156556,7400	20,7555
	0,08	0,55	150604,3200	29,4276
		0,60	166477,4400	15,4522
		0,65	182350,5600	11,5435

Tabela 5.4.4 – **Estudo do tempo de retorno para a turbina de fluxo cruzado**

* Em 26 de junho de 1999, a ANELL, editou a resolução, que estabelece os valores normativos que limitam o repasse para as tarifas de fornecimento, dos preços livremente negociados na aquisição de energia elétrica por parte dos concessionários e permissionários de distribuição.

Fonte:	Hidráulica	Gás Natural	Carvão	Biomassa	Eólica	Solar	PCH	Outras
R$/MWh	50,40	48,50	52,30	80,80	66,50	237,50	71,30	49,40

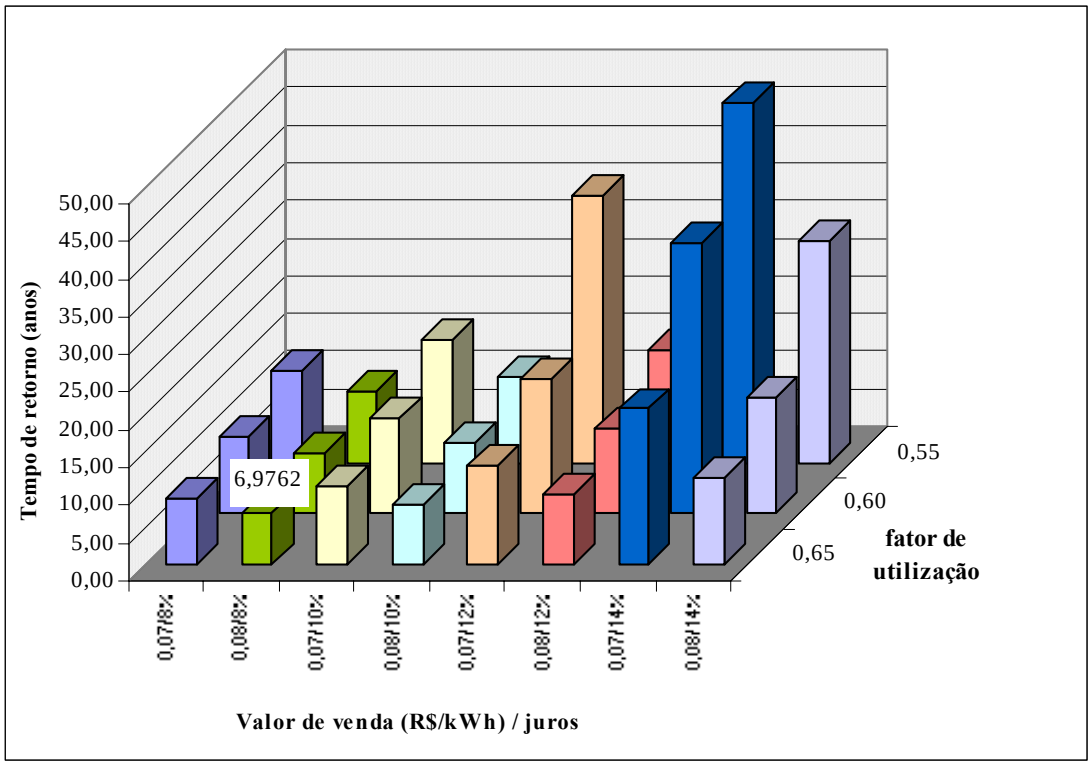


Figura 5.4.4 – Gráfico tempo de retorno para turbina de fluxo cruzado no estudo de caso 1

5.4.5 - Análise de sensibilidade para instalação da turbina de fluxo cruzado

Para a análise de sensibilidade da instalação da turbina de fluxo cruzado, tomou-se como parâmetro de referência o custo da energia gerada, como levantado na Tabela 5.4.5.

Tabela 5.4.5 – Parâmetros para análise de sensibilidade para instalação da turbina.

Variação	Energia gerada (kWh/ano)	Custo da energia gerada (R$/kwh)	Custo de manut.e oper. (R$/ano)	Custo da energia gerada (R$/kwh)	Taxa de desconto i	Custo da energia gerada (R$/kwh)	Investimento R$	Custo da energia gerada (R$/kwh)
-40%	1.428.581	0,0945	14.400,00	0,0527	6%	0,0419	487.200,00	0,0379
-30%	1.666.678	0,0810	16.800,00	0,0537	7%	0,0454	568.400,00	0,0426
-20%	1.904.774	0,0709	19.200,00	0,0547	8%	0,0488	649.600,00	0,0473
-10%	2.142.871	0,0630	21.600,00	0,0557	9%	0,0528	730.800,00	0,0520
0%	2.380.968	0,0567	24.000,00	0,0567	10%	0,0567	812.000,00	0,0567
10%	2.619.065	0,0515	26.400,00	0,0577	11%	0,0607	893.200,00	0,0614
20%	2.857.162	0,0472	28.800,00	0,0587	12%	0,0649	974.400,00	0,0661
30%	3.095.258	0,0436	31.200,00	0,0597	13%	0,0688	1.055.600,00	0,0708
40%	3.333.355	0,0405	33.600,00	0,0607	14%	0,0733	1.136.800,00	0,0755
50%	3.571.452	0,0378	36.000,00	0,0617	15%	0,0772	1.218.000,00	0,0802

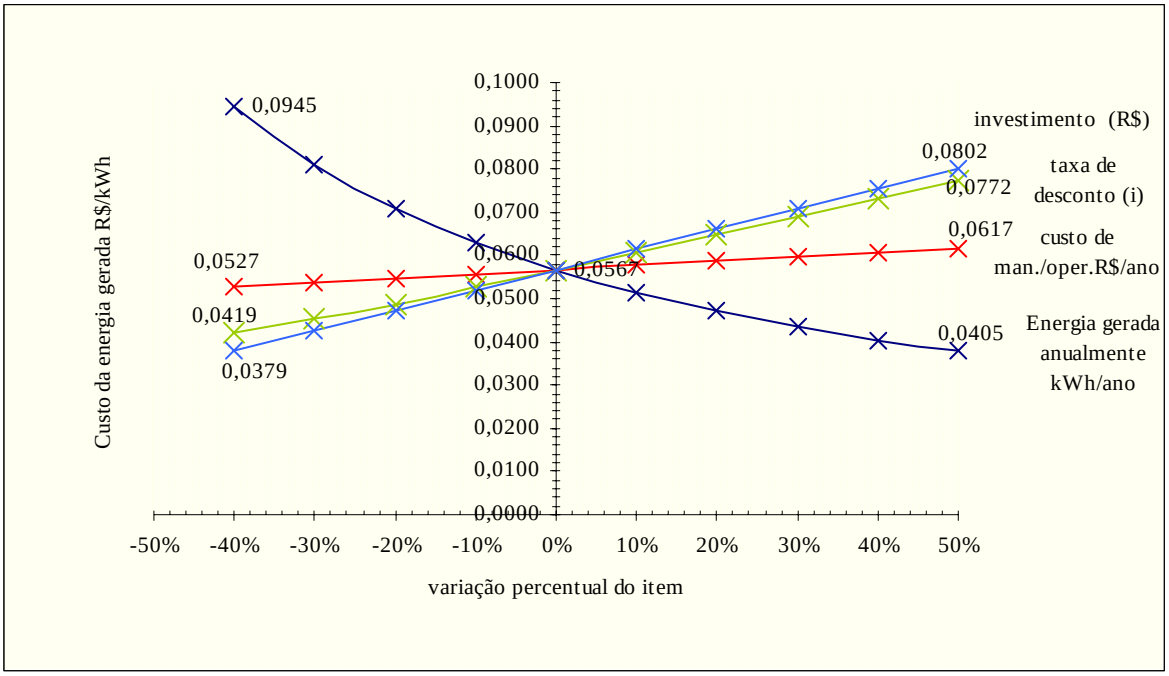


Figura 5.4.5 – Gráfico de sensibilidade da variação do custo da energia gerada em função da variação dos demais parâmetros.

Analisando o gráfico da Figura 5.4.5, pode-se notar o fator preponderante da utilização da turbina na diminuição do custo da energia gerada. Para um aumento de 20 % na energia gerada anualmente (o valor de referência foi de um fator de utilização fu = 0,60) o custo da energia gerada passa dos R$ 0,0567 por kWh para R$ 0,0472 por kWh.

Para os demais parâmetros: custos de manutenção e operação, investimento inicial e taxa de desconto, acontece o inverso, qualquer aumento de suas porcentagens acarretará um aumento no custo da energia gerada.

5.5 – Estudo de caso 2

Aproveitamento da vazão disponível no momento com a comparação de possibilidade de instalação das turbinas Francis, fluxo cruzado e Kaplan tipo "S".

Neste estudo, se apresentará a possibilidade de aproveitamento mais amplo da vazão disponível no momento, em um determinado sistema e a correspondente escolha da turbina adequada, que propicie uma otimização na geração de energia, aliado a um estudo de viabilidade econômica de sua implantação.

Para o estudo deste caso, será necessário, além das curvas do período critico, vistas no caso 1, do levantamento da curva de longo período, a qual representará o comportamento hidrológico do aproveitamento por um período mais amplo, por exemplo, 5 a 8 anos.

Os passos para a escolha da potência a ser instalada podem ser enumerados a seguir:

1- Levantamento da curva hidrológica do período crítico;

2- Levantamento da curva hidrológica de longo período, também chamada de longo termo;

3- Levantamento da curva das vazões turbináveis, ou seja: média das áreas pré-determinadas das vazões máximas deriváveis dividas pelo período total;

4- Levantamento da curvas das potências médias x potências derivadas, obtidas com as vazões derivadas levantadas anteriormente no item 3;

5- Determinação da potência instalada, da potência gerada e da potência secundária pela curva levantada no item 4;

6- Escolha da potência para solicitação de cotação e análise de viabilidade.

7- Análise de viabilidade econômica para escolha da turbina a ser instalada no aproveitamento em questão.

A curva levantada no primeiro caso nos leva a chamada característica hidrológica de utilização para o período critico conforme pode ser mostrado na Figura 5.5.1, que é a mesma levantada no Estudo de Caso 1, Figura 5.4.1.

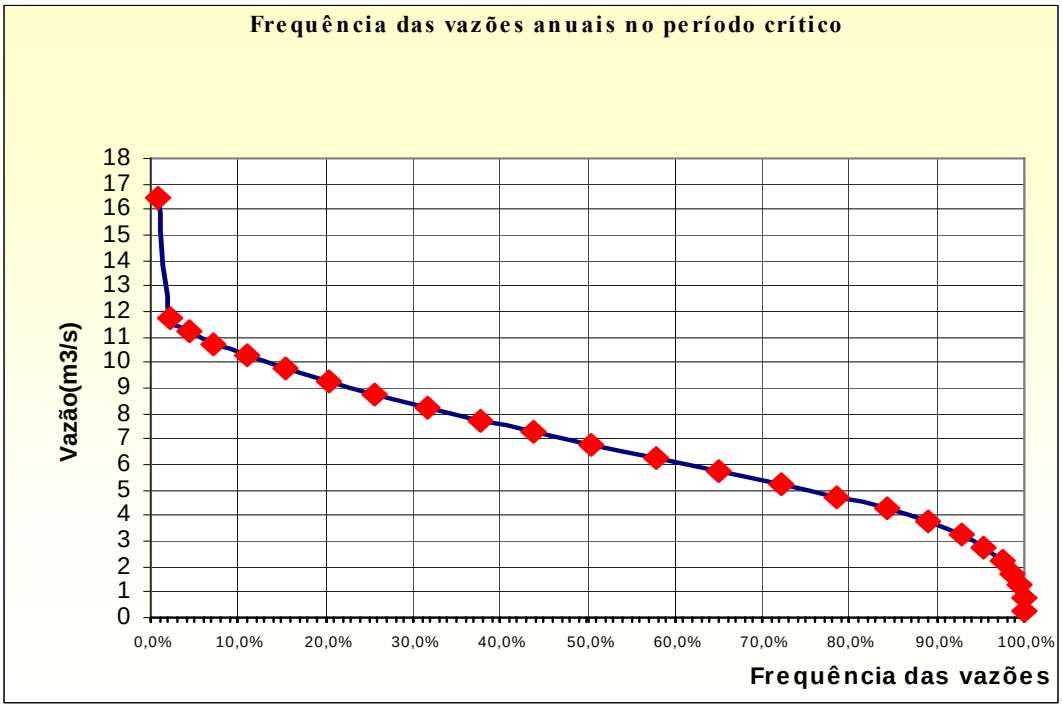


Figura 5.5.1 – Levantamento das vazões x freqüências no período crítico

O gráfico acima permitirá o levantamento das vazões instantâneas ou máximas deriváveis no período.

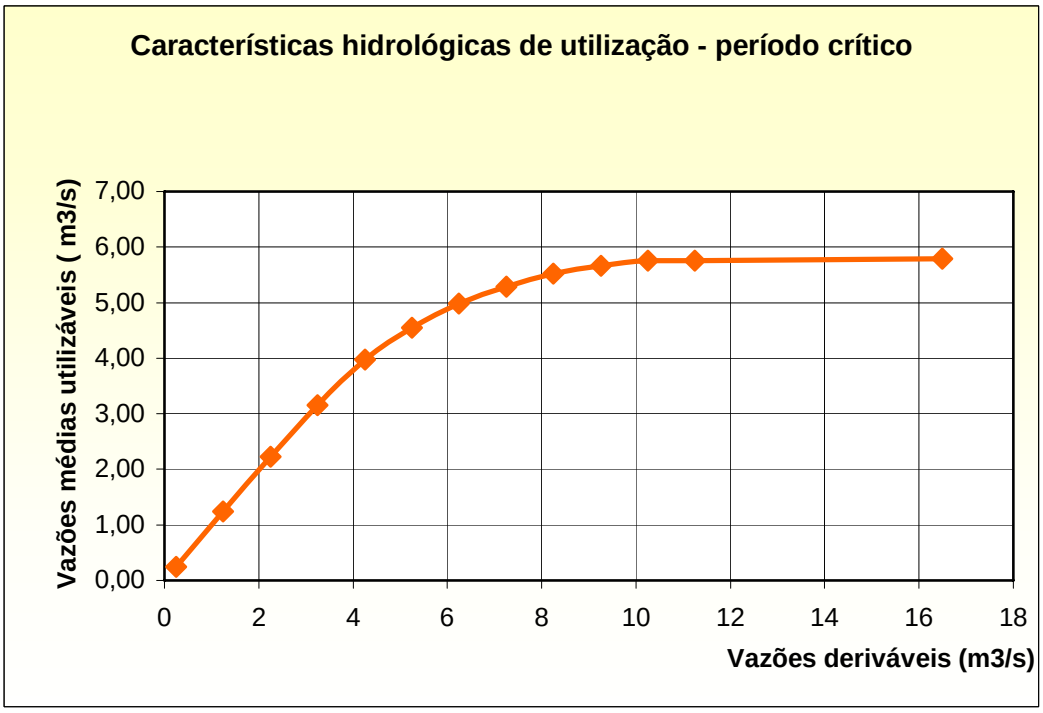


Figura 5.5.2 – Vazões máximas e vazões médias no período crítico

5.5.1 - Levantamento do período a longo prazo

Trabalhando com os dados do período a longo prazo, nesse caso levantados para um período de 5 anos, ou seja 1.825 dias, pode-se elaborar a Tabela 5.5.1,com as freqüências do determinado período.

Tabela 5.5.1 – Levantamento da freqüência das vazões a longo prazo

Variação de Vazão m3/s	Média das vazões (m3/s)	Freqüência em 5 anos	f*Q médio	% do total	% acumulada
>12,0	16,5	31	511,500	4,02%	4,02%
>11,5até12, 0	11,75	47	552,250	4,34%	8,36%
>11,0até11,5	11,25	58	652,500	5,13%	13,49%
>10,5até11,0	10,75	74	795,500	6,25%	19,75%
>10,0até10,5	10,25	85	871,250	6,85%	26,60%
>9,5até10,0	9,75	93	906,750	7,13%	33,73%
>9,0até9,5	9,25	111	1026,750	8,07%	41,80%
>8,5até9,0	8,75	116	1015,000	7,98%	49,78%
>8,0até8,5	8,25	117	965,250	7,59%	57,37%
>7,5até8,0	7,75	119	922,250	7,25%	64,62%
>7,0até7,5	7,25	113	819,250	6,44%	71,06%
>6,5até7,0	6,75	101	681,750	5,36%	76,42%
>6,0até6,5	6,25	94	587,500	4,62%	81,04%
>5,5até6,0	5,75	85	488,750	3,84%	84,88%
>5,0até5,5	5,25	81	425,250	3,34%	88,22%
>4,5até5,0	4,75	76	361,000	2,84%	91,06%
>4,0até4,5	4,25	71	301,750	2,37%	93,44%
>3,5até4,0	3,75	65	243,750	1,92%	95,35%
>3,0até3,5	3,25	59	191,750	1,51%	96,86%
>2,5até3,0	2,75	53	145,750	1,15%	98,01%
>2,0até2,5	2,25	47	105,750	0,83%	98,84%
>1,5até2,0	1,75	42	73,500	0,58%	99,41%
>1,0até1,5	1,25	37	46,250	0,36%	99,78%
>0,5até1,0	0,75	31	23,250	0,18%	99,96%
0,0 até0,5	0,25	19	4,750	0,04%	100,00%
		1825	12719,000	100,00%	

A tabela acima possibilita o levantamento da curva mostrada na Figura 5.5.3 que é a freqüência das vazões para o período a longo termo ou longo período de 5 anos.

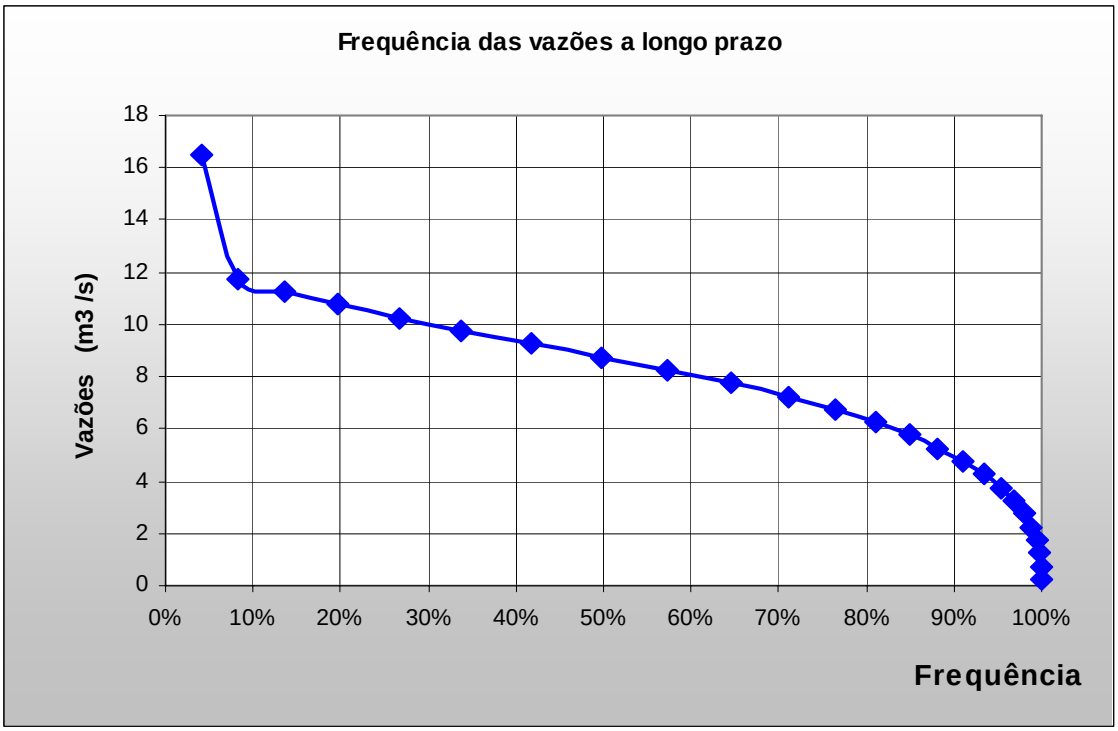


Figura 5.5.3 – Freqüência acumulada das vazões a longo prazo

O gráfico acima permitirá o levantamento das vazões derivadas no período a longo termo.

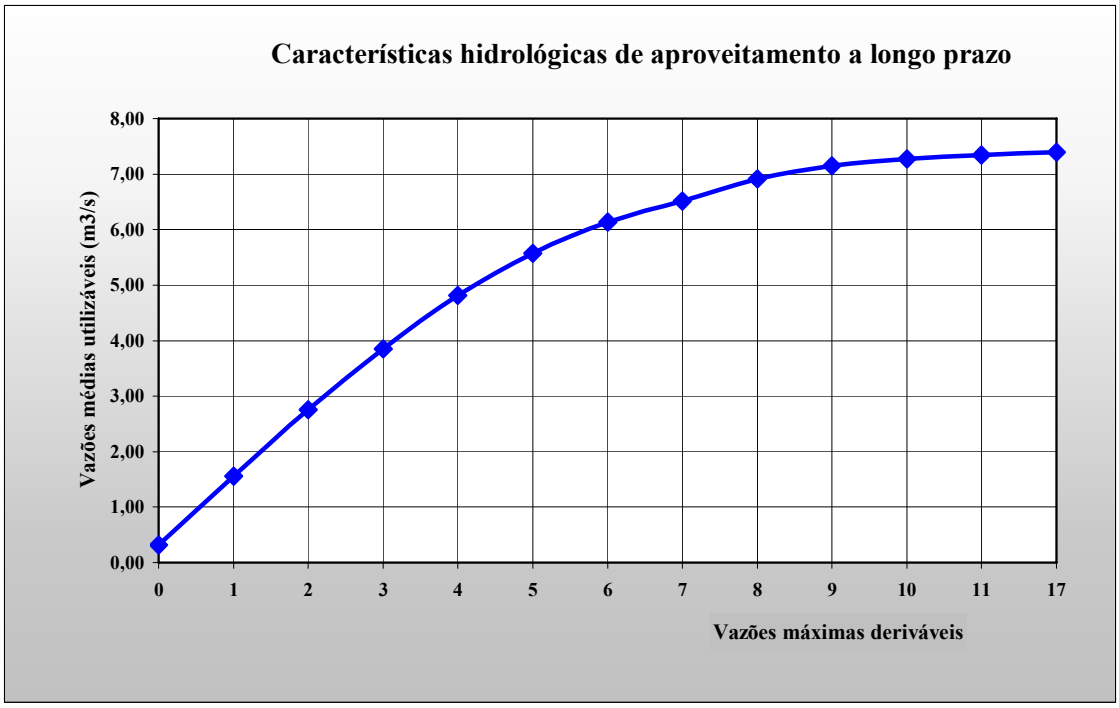


Figura 5.5.4 – Vazões máximas e médias a longo prazo.

Com os gráficos das Figuras 5..5.2 e 5.5.4 levanta-se o gráfico geral das "Características hidrológicas de utilização", que determinará a vazão de projeto e a possibilidade de levantamento das curvas de potências utilizáveis e instaláveis.

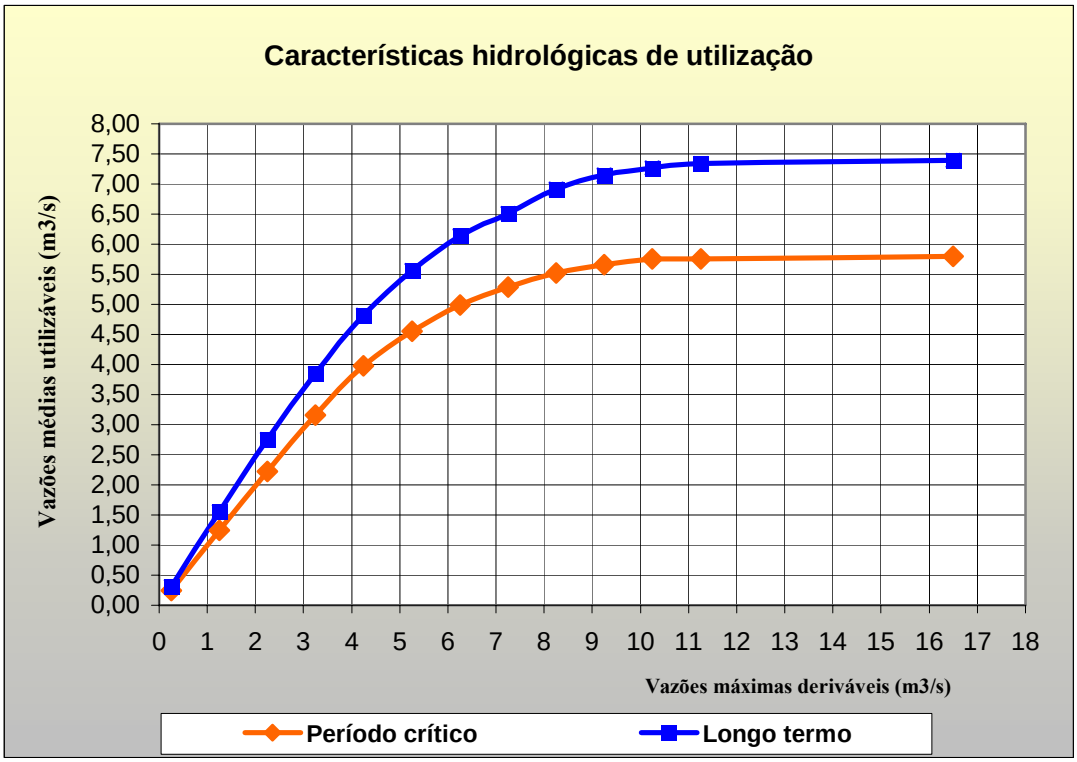


Figura 5.5.5 – Comportamento das vazões turbináveis no período crítico e longo prazo

5.5.2 - Cálculo das potências instaladas e das potências turbináveis

Para o cálculo das potências se utilizará a fórmula conhecida, ou seja:

P = 7,8*Hu * Q (kW)

Para a potência instalada serão utilizados os valores das vazões máximas

Para as potências turbináveis, serão utilizadas as vazões tanto do período crítico como as vazões do período a longo termo.

A altura útil será considerada sempre constante; Hu = 22 m

Assim, pode-se levantar a Tabela 5.5.2, com as potências: instalada, a longo termo, período critico e a potência secundária que é a diferença entre a potência a longo termo e a potência do período crítico.

Tabela 5.5.2 – Levantamento da potência instalada e das potências médias.

Vazão derivada (m3/s)	Vazão média longo termo (m3/s)	Vazão média per. crítico (m3/s)	Potência Intalada (kW)	Pot. média longo termo (kW)	Pot.média per. crítico (kW)	Pot.Secundária Pmlt - Ppcr (kW)
0,25	0,25	0,25	42,9	42,9	42,9	0,0
1,25	1,25	1,25	214,5	214,5	213,9	0,6
2,25	2,22	2,22	386,1	381,0	381,7	-0,7
3,25	3,20	3,16	557,7	549,1	542,1	7,1
4,25	4,15	3,98	729,3	712,1	682,2	29,9
5,25	5,00	4,55	900,9	858,0	781,5	76,5
6,25	5,77	4,99	1072,5	990,1	855,9	134,3
7,25	6,34	5,28	1244,1	1087,9	906,6	181,4
8,25	6,68	5,52	1415,7	1146,3	947,2	199,1
9,25	6,90	5,66	1587,3	1184,0	971,8	212,2
10,25	7,00	5,75	1758,9	1201,2	987,1	214,1
11,25	7,05	5,75	1930,5	1209,8	987,4	222,4
16,5	7,19	5,79	2831,4	1233,8	993,6	240,2

Da tabela acima, pode-se elaborar o gráfico da Figura 5.5.6, que permite a visualização e escolha das potências, instalada e turbinável.

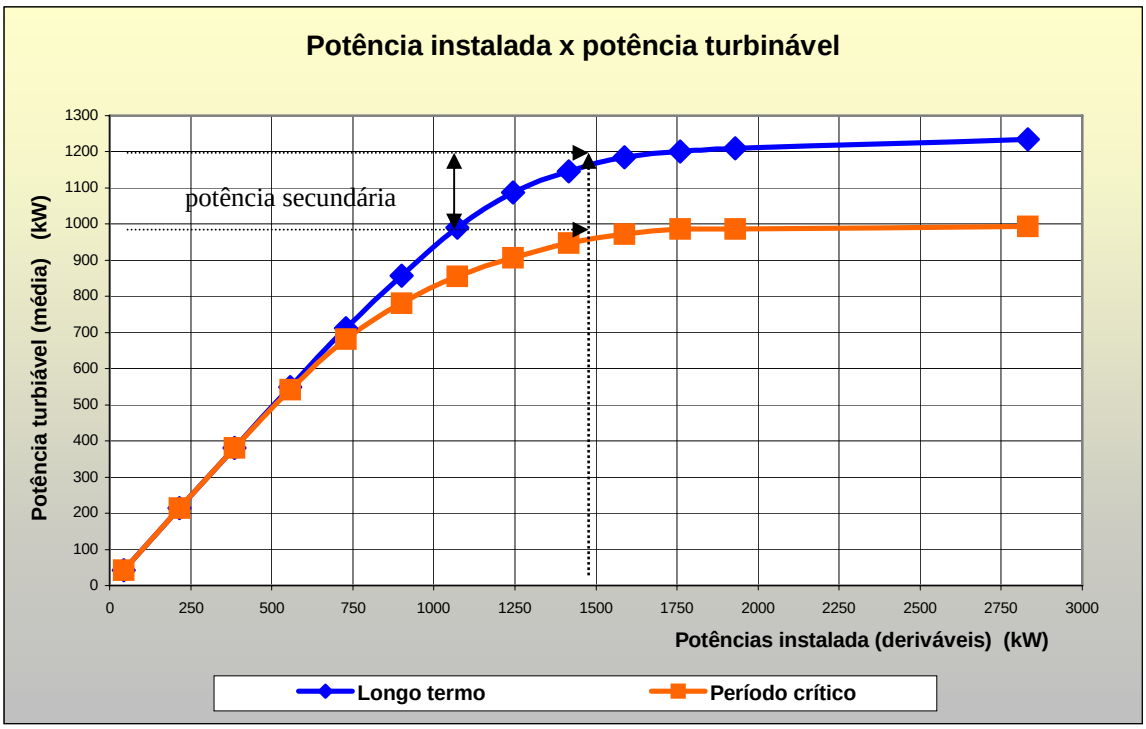


Figura 5.5.6 – Seleção da potência instalada

Analisando o gráfico da Figura 5.5.6, vemos que a potência para instalação pode ser de aproximadamente 1.380 kW.

O valor leva em conta os aspectos econômicos, pois uma potência menor, não deixaria tirar o aproveitamento adequado e uma potência maior, não traria valores econômicos extras, pois a potência secundária que é a diferença entre a potência turbinável no período a longo termo e a potência turbinável no período crítico, torna-se constante.

Seleção das turbinas para atender a situação exposta:

1- Uma turbina Kaplan "S" de fornecimento ALSTOM–ABB (Figura 3.15, pag. 51).

2- Uma turbina Francis de rotor duplo (dupla sucção) para vazão de 7,5 m^3/s ou 3,75 m^3/s por lado do rotor, também de fornecimento ALSTOM-ABB.

3- Uma turbina de fluxo cruzado de injetor radial, de fornecimento CINK VODNÍ ELEKTRÁRNY a.s.

Apresentando os gráficos para os fornecedores do equipamento eletromecânico, (turbina, gerador, regulador e caixa de redução quando necessário), obtivemos as seguintes ofertas cujas propostas constam do ANEXO B.

1 – Turbina Francis com rotor de duplo (dupla sucção):

Possibilidade de potência no gerador, P = 1423 kW; incluindo: gerador, regulador, válvula e painéis. Preço na fábrica da ALSTOM-ABB; R$ 1380.000,00 , incluindo impostos.

2 – Turbina Kaplan tipo "S":

Possibilidade de potência no gerador, P = 1398 kW; incluindo: gerador, regulador, válvula e painéis. Preço na fábrica da ALSTOM-ABB; R$ 1.240.000,00, incluindo impostos.

3 – Turbina de fluxo cruzado com injetor radial padrão CINK:

Possibilidade de potência no gerador, P = 1248 kW; incluindo: gerador, regulador, válvula, redutor e painéis. Preço R$ 1.020.000,00. CIF – Porto de Santos, incluindo 47,41% de impostos alfandegários, conforme alíquotas da receita federal, ANEXO B (CINK VODNÍ ELEKTRÁRNY a.s.).

Os rendimentos fornecidos nas propostas permitem levantar as curvas de rendimentos para as 3 turbinas:

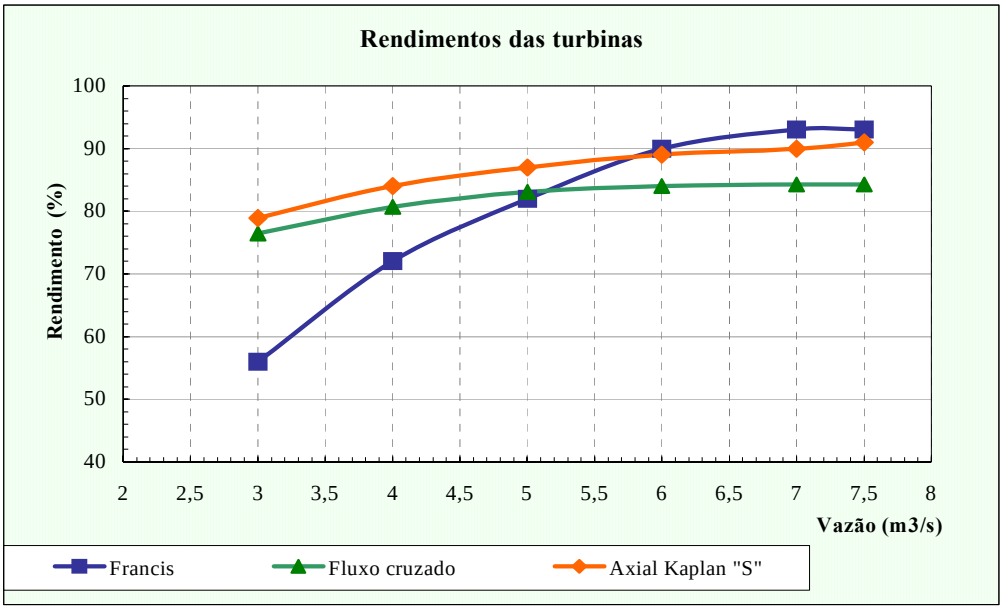


Figura 5.5.7- Curvas de rendimentos para as três tipos de turbinas utilizáveis

Para o rendimento do gerador utilizaremos o gráfico que apresenta a variação do rendimento com a potência, para um gerador de 2.000 kVA, de fabricação ABB.

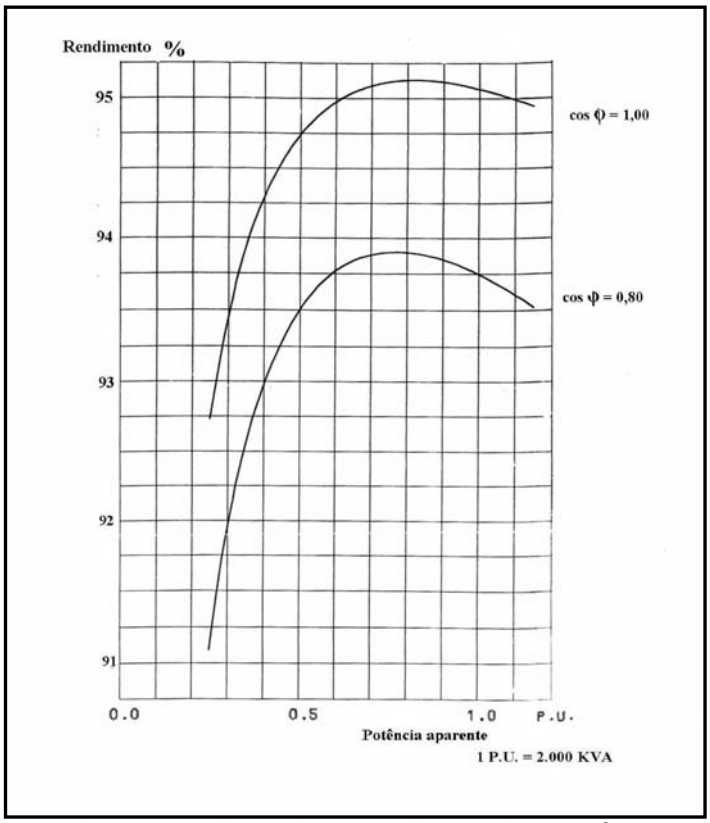


Figura 5.5.8 – Curva de rendimento do gerador em função da potência.

Pode-se assim calcular o montante da energia gerada para cada tipo de turbina, tomando para isso a situação das vazões do período crítico que seria a condição menos favorável. Em princípio, o fator de utilização utilizado será igual a unidade; fu = 1,0.

Tabela 5.5.3 – Levantamento da energia gerada anualmente pela turbina Francis (fu=1,0)

Vazões m3/s	Vazão total m3/s	Rendimento Turbina	Rendimento Gerador	Potência kW	frequência	Energia gerada kWh/ano
2,875	5,75	89%	93,8%	1.035,98	161	4.003.036,00
2,625	5,25	84%	93,8%	892,76	26	557.080,18
2,375	4,75	80%	93,7%	768,45	26	479.511,98
2,125	4,25	76%	93,6%	652,48	26	407.150,20
1,875	3,75	70%	93,5%	529,70	24	305.109,05
1,625	3,25	65%	93,2%	424,92	22	224.356,29
1,375	2,75	60%	92,5%	329,40	19	150.204,25
1,125	2,25	54%	92,3%	242,03	17	98.748,35
0,875	1,75	46%	92,0%	159,84	14	53.704,99
0,625	1,25	41%	91,5%	101,21	13	31.576,30
0,375	0,75	35%	90,5%	51,27	10	12.304,98
0,125	0,25	27%	90,0%	13,11	7	2.202,66
					365	6.324.985,22

Tabela 5.5.4 – Levantamento da energia gerada anualmente pela turbina de fluxo cruzado

Vazões (m3/s)	Rendimento Turbina	Rendimento Gerador	Potência (kW)	Frequência	Energia gerada (kwh/ano)
5,75	84%	93,8%	977,78	161	3.778.146,34
5,25	83%	93,8%	882,13	26	550.448,27
4,75	82%	93,7%	787,66	26	491.499,78
4,25	82%	93,6%	704,00	26	439.293,63
3,75	80%	93,5%	605,38	24	348.696,06
3,25	79%	93,4%	517,55	22	273.264,33
2,75	78%	93,3%	431,92	19	196.954,30
2,25	77%	93,0%	347,73	17	141.875,71
1,75	76%	92,6%	265,80	14	89.308,66
1,25	74%	92,2%	184,06	13	57.427,37
0,75	72%	91,8%	106,99	10	25.676,71
0,35	70%	91,3%	48,28	7	8.110,32
				365	6.400.701,48

Tabela 5.5.5 – Levantamento da energia gerada anualmente pela turbina Kaplan tipo “S”

Vazões (m3/s)	Rendimento Turbina	Rendimento Gerador	Potência (kW)	Frequência	Energia gerada (kwh/ano)
5,75	90%	93,8%	1.047,62	161	4.048.013,93
5,25	88%	93,8%	935,27	26	583.607,81
4,75	86%	93,7%	826,08	26	515.475,38
4,25	84%	93,6%	721,17	26	450.008,11
3,75	82%	93,5%	620,51	24	357.413,46
3,25	80%	93,4%	524,10	22	276.723,37
2,75	78%	93,2%	431,45	19	196.743,20
2,25	75%	93,0%	338,70	17	138.190,63
1,75	72%	92,6%	251,81	14	84.608,21
1,25	69%	92,2%	171,63	13	53.547,14
0,75	66%	91,8%	98,07	10	23.536,98
0,35	61%	91,3%	42,07	7	7.067,56
				365	6.734.935,79

5.5.3 – Análise da viabilidade econômica

Para o estudo da viabilidade econômica, se deverá comparar as 3 alternativas, levando-se em conta os fluxos de investimentos e as receitas provenientes da venda de energia que equilibrem esses investimentos num determinado período. Assim os seguintes itens devem ser definidos:

Eg = energia gerada anualmente, que pode ser tirada das tabelas: 5.5.3, 5.5.4, 5.5.5, respectivamente para as turbinas Francis, fluxo cruzado e Kaplan (kWh/ano);

Vf= valor da receita anual com a venda da energia elétrica (R$);

Cp=custo unitário de venda da energia para equilíbrio do fluxo de caixa (R$/kWh);

Vf= Cp*Eg

i = taxa de desconto para estudo dos investimentos: 8,10,12 e 14 %;

fu = fator de utilização da central, tomados em 55, 60 e 65 %* ;

P = valor do investimento inicial para execução da obra (R$);

S = valor residual de venda após a depreciação;

n = tempo de vida útil tomado para a análise econômica, no caso, 30 anos;

FRC = fator de recuperação do capital FRC (i,n);

FFC = fator de formação do capital FFC (i,n);

FDC = fator de depreciação do capital FDC (i,n).

Com os valores conhecidos, podemos montar a seguinte seqüência:

Ma = gasto anual com manutenção ..... R$ 10.000,00

Op = gasto anual com operação..... R$ 24.000,00

Valor de venda após depreciação (**S**) com FDC (2%,30) = 0,5520, para a obra civil e FDC (10%,30) = 0,0573, para os equipamentos mecânicos e eletromecânicos.

Com turbina Francis..... S=R$ 384.847,00

Com turbina de fluxo cruzado..... S=R$ 364.825,00

Com turbina Kaplan “S” ..... S=R$ 376.825,20

Com outros valores conhecidos, apresentados no relatório da CESP (ANEXO B) e com os valores ajustados e atualizados, podemos montar a Tabela 5.5.6.

---

* O fator médio de utilização no Brasil, segundo dados do SIESE (Sistema de Informações Empresariais do setor de Energia Elétrica) é 0,56, para centrais ligadas a rede. MEYER, Ueli, sugere os valores de 5500 horas anuais para hidrelétricas e 7000 horas anuais para termelétricas.

Tabela 5.5.6 – Composição dos custos para análise de viabilidade

Descrição	Composição dos custos			Estimativa
	Francis	**Fluxo cruzado**	**Kaplan "S"**	**CESP ***
Francis / gerador regulador, válvula	1.380.000,00			1.600.000,00
Fluxo cruzado/gerador regulador, redutor e val		1.020.000,00		
Kaplan "S"/ gerador, regulador, válvula.			1.240.000,00	
Obra civil (incluindo: grades, comportas, talhas	512.000,00	512.000,00		650.000,00
Conduto forçado D =1,3 m L =50m	184.000,00	184.000,00	184.000,00	
Transformadores e seccionadoras	220.000,00	220.000,00	220.000,00	290.000,00
Engenharia e Superv.	80.000,00	80.000,00	80.000,00	130.000,00
Total	2.376.000,00	2.016.000,00	2.236.000,00	2.670.000,00

* Valor atualizado da previsão da CESP de 1994 (ANEXO B).

Aproximadamente 998,00 US$/kW instalado.

O fluxo de caixa terá a seguinte configuração:

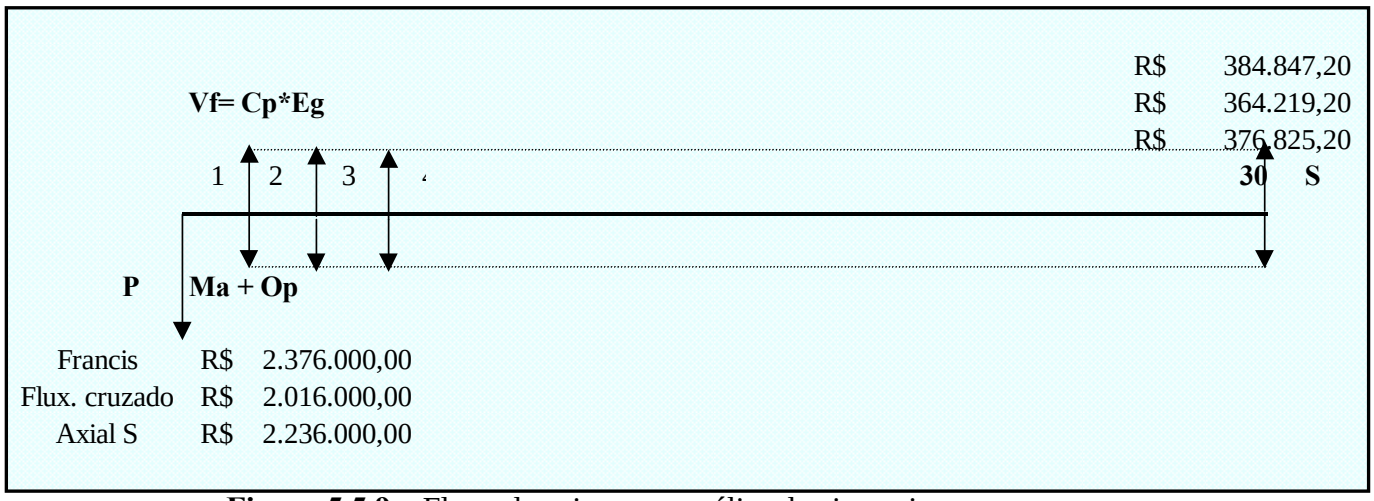


Figura 5.5.9 – Fluxo de caixa para análise dos investimentos

Aplicando a planilha Excel, pode-se elaborar as seguintes tabelas, que mostrarão os valores para o custo da energia gerada para cada tipo de turbina aplicável, com variações das taxas de desconto i, e dos fatores de utilização fu, estipulados anteriormente.

Tabela 5.5.7 – Cálculo dos custos da energia para turbina Francis.

Taxa de desconto %	FRC(n=30) FFC(n=30)	fator de utilização fu	Energia gerada Eg (kWh/ano)	Custo da energia gerada Cp (R$/kWh)
8	0,08883	0,55	3.478.742	0,0695
	0,00880	0,60	3.794.991	0,0637
		0,65	4.111.240	0,0588
10	0,10608	0,55	3.478.742	0,0813
	0,00600	0,60	3.794.991	0,0745
		0,65	4.111.240	0,0688
12	0,12414	0,55	3.478.742	0,0941
	0,00410	0,60	3.794.991	0,0863
		0,65	4.111.240	0,0796
14	0,14280	0,55	3.478.742	0,1070
	0,00280	0,60	3.794.991	0,0981
		0,65	4.111.240	0,0905

Tabela 5.5.8 – Cálculo dos custos da energia para turbina de fluxo cruzado.

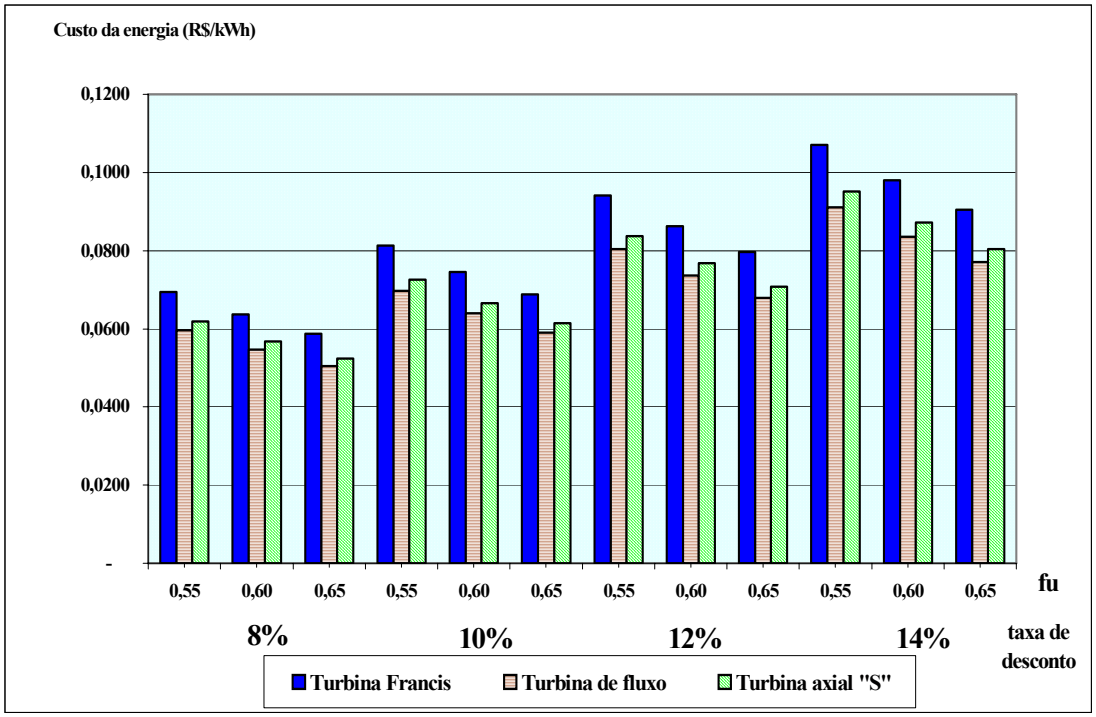
Taxa de juros (%)	FRC (n=30) FFC (n=30)	fator de utilização fu	Energia Gerada Eg (kWh/ano)	Custo da energia gerada Cp (R$/kWh)
8	0,08883	0,55	3.520.386	0,0596
	0,00880	0,60	3.840.421	0,0546
		0,65	4.160.456	0,0504
10	0,10608	0,55	3.520.386	0,0698
	0,00600	0,60	3.840.421	0,0640
		0,65	4.160.456	0,0590
12	0,12414	0,55	3.520.386	0,0803
	0,00410	0,60	3.840.421	0,0736
		0,65	4.160.456	0,0680
14	0,14280	0,55	3.520.386	0,0911
	0,00280	0,60	3.840.421	0,0836
		0,65	4.160.456	0,0771

Tabela 5.5.9 – Cálculo dos custos da energia para turbina Kaplan "S".

Taxa de desconto %	FRC(n=30) FFC(n=30)	fator de utilização fu	Energia Gerada Eg (kWh/ano)	Custo da energia gerada Cp R$/kWh)
8	0,08883	0,55	3.704.215	0,0619
	0,00880	0,60	4.040.961	0,0567
		0,65	4.377.708	0,0524
10	0,10608	0,55	3.704.215	0,0726
	0,00600	0,60	4.040.961	0,0666
		0,65	4.377.708	0,0614
12	0,12414	0,55	3.704.215	0,0837
	0,00410	0,60	4.040.961	0,0767
		0,65	4.377.708	0,0708
14	0,14280	0,55	3.704.215	0,0951
	0,00280	0,60	4.040.961	0,0872
		0,65	4.377.708	0,0805

O valores das tabelas 5.5.7, 5.5.8 e 5.5.9, estão representados no gráfico da Figura 5.5.10.

Figura 5.5.10 – Comparação do custo de energia gerada entre os três tipos de turbinas.



Como pode-se notar, além de um investimento menor que o da turbina Francis e Kaplan 'S", a turbina de fluxo cruzado apresenta quantidade de energia gerada anualmente maior que a Francis, porém, menor que a Kaplan "S", mas nos dois casos, um custo de energia menor.

5.5.4 - Estudo do tempo de retorno do capital para a turbina de fluxo cruzado

- Tomam-se os valores de venda da energia; 0,060; 0,070 e 0,080 R$/kWh.
- As taxas de desconto consideradas para esse caso serão: 8% e 10%

Com o auxilio da planilha "Excel", levanta-se a Tabela 5.5.10.

Tabela 5.5.10– Levantamento do tempo de retorno para a turbina de fluxo cruzado.

Taxa de desconto (%)	Preço venda da energia (R$/kWh)	fator de utilização fu	Valor do faturamento anual Vf = Cp*Eg - (Ma+Op) (R$)	Periodo de retorno (anos)
8	0,060	0,55	177223,15	31,29350
		0,60	196425,25	22,35927
		0,65	215627,36	17,90719
	0,070	0,55	212427,01	18,50150
		0,60	234829,46	15,08427
		0,65	257231,92	12,81338
	0,080	0,55	247630,87	13,68901
		0,60	273233,67	11,59343
		0,65	298836,48	10,08123
10	0,060	0,55	177223,15	46,45200
		0,60	196425,25	37,50000
		0,65	215627,36	28,66999
	0,070	0,55	212427,01	31,23019
		0,60	234829,46	20,51641
		0,65	257231,92	16,06566
	0,080	0,55	247630,87	17,65422
		0,60	273233,67	14,04637
		0,65	298836,48	11,77997

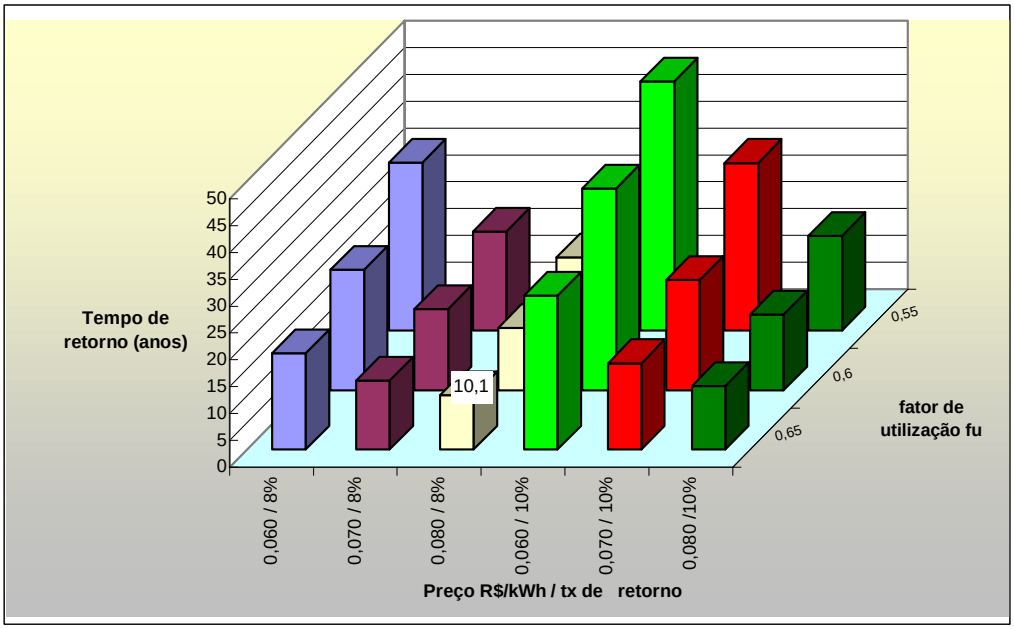


Figura 5.5.11 – Gráfico do tempo de retorno com preço de venda da energia/ taxa de retorno e fator de utilização.

5.5.5 – Análise de sensibilidade para instalação da turbina de fluxo cruzado

Para a análise de sensibilidade da instalação da turbina de fluxo cruzado, tomou-se como parâmetro de referência o custo da energia gerada, como levantado na Tabela 5.4.11.

Tabela 5.5.11 - Parâmetros para análise de sensibilidade para instalação da turbina.

Variação	Energia gerada kWh/ano	Custo da energia gerada (R$/kWh)	Custo de manut.e oper R$/ano	Custo da energia gerada (R$/kWh)	taxa de desconto i	Custo da energia gerada (R$/kWh)	Capital investido R$	Custo da energia gerada (R$/kWh)
-40%	2.304.253	0,1066	20.400,00	0,0604	6%	0,0464	1.209.600,00	0,0417
-30%	2.688.295	0,0914	23.800,00	0,0613	7%	0,0506	1.411.200,00	0,0473
-20%	3.072.337	0,0800	27.200,00	0,0622	8%	0,0549	1.612.800,00	0,0528
-10%	3.456.379	0,0711	30.600,00	0,0631	9%	0,0594	1.814.400,00	0,0584
0%	3.840.421	0,0640	34.000,00	0,0640	10%	0,0640	2.016.000,00	0,0640
10%	4.224.463	0,0582	37.400,00	0,0649	11%	0,0687	2.217.600,00	0,0695
20%	4.608.505	0,0533	40.800,00	0,0657	12%	0,0735	2.419.200,00	0,0751
30%	4.992.547	0,0492	44.200,00	0,0666	13%	0,0783	2.620.800,00	0,0807
40%	5.376.589	0,0457	47.600,00	0,0675	14%	0,0832	2.822.400,00	0,0862
50%	5.760.631	0,0426	51.000,00	0,0684	15%	0,0882	3.024.000,00	0,0918

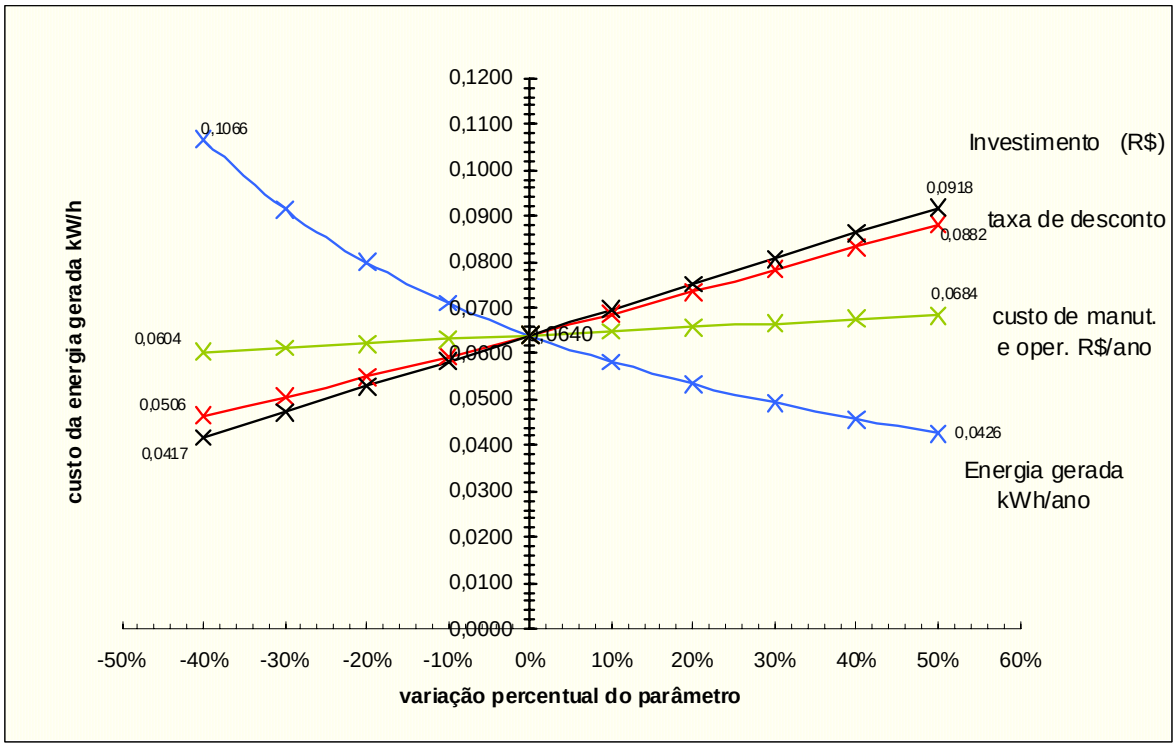


Figura 5.5.12- Gráfico de sensibilidade da variação do custo da energia gerada em função da variação dos demais parâmetros.

5.6 – Estudo de caso 3

Analise comparativa do desempenho das turbinas de fluxo cruzado e Francis em sistema com regularização diária de vazão

Este estudo de caso, compara o desempenho das turbinas de fluxo cruzado e Francis para uma condição de curva de carga diária variável e uma regularização diária de vazão. A turbina de fluxo cruzado tem uma boa performance nessas condições, porque a curva de rendimentos é quase que constante. A regularização da vazão da água pode ser interessante com o uso de um reservatório, acumulando a água requerida para satisfazer a demanda de pico, principalmente quando a vazão requerida no pico é maior que a vazão firme do sistema. Além das vantagens de custo no caso analisado, a turbina de fluxo cruzado compete favoravelmente com a turbina Francis, apresentando um alto rendimento médio diário.

5.6.1 - A utilização da turbina de fluxo cruzado com variações de vazão

A utilização da turbina de fluxo cruzado, em mini e micro centrais hidrelétricas com variações consideráveis de vazão, pode ser de grande interesse principalmente sob aspecto técnico e econômico.

Na maioria das aplicações o campo da turbina de fluxo cruzado, coincide com o campo de da turbina Francis, conforme podemos verificar pela Figura 4.2. (pág. 69).

Uma situação de interesse é a da regularização diária da vazão, compatível com a carga elétrica diária, variável, incluindo pico, cujo atendimento requer variação da vazão, como função do rendimento e da carga.

Embora a turbina de fluxo cruzado apresente no ponto de potência nominal um rendimento menor que o da turbina Francis, como pode ser visto na Figura 5.6.1, apresenta uma curva de rendimento mais estável para variações de vazão.

Esta característica torna interessante a análise comparativa da utilização das duas turbinas em uma minicentral que possua regularização diária de vazão.

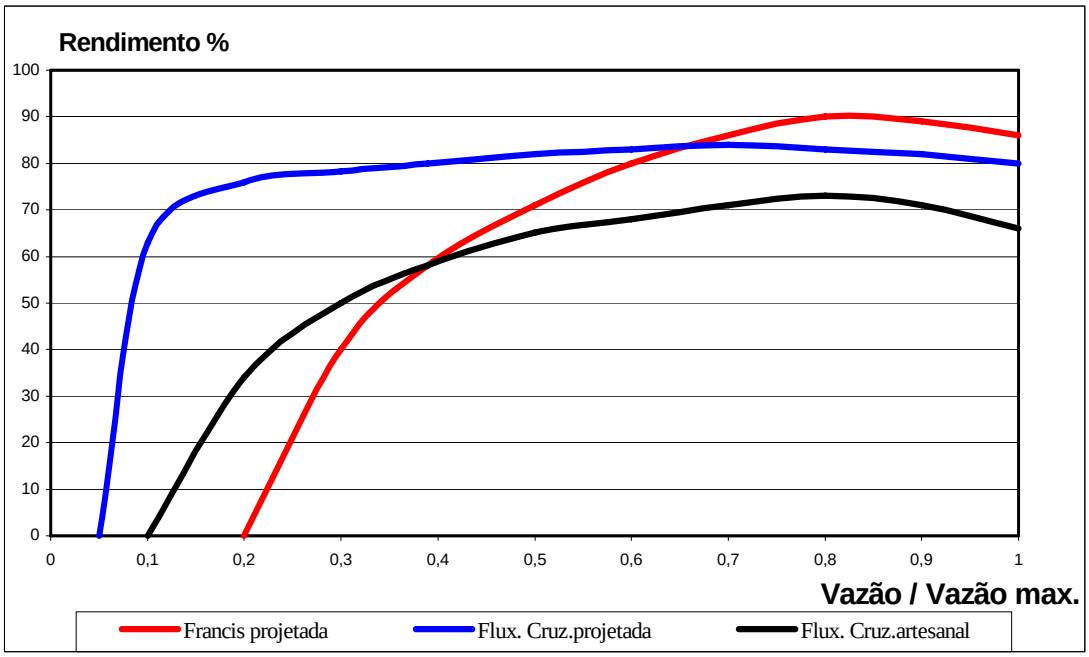


Figura 5.6.1 – Curvas de rendimentos da turbina de fluxo cruzado e da turbina Francis, utilizadas no estudo do caso 3. Fonte: adaptado de HARVEY; Adam (1998).

5.6.2 - A regularização diária de vazão

Podem ocorrer três situações, para o atendimento da ponta da carga diária, por uma instalação de mini/micro central hidrelétrica :

1 – A vazão firme é suficiente para atender o pico e nesse caso não se faz necessário um reservatório. A regularização da vazão seria feita por vertedouro e admissão da turbina.

2 – A vazão firme não é insuficiente para atender o pico, porém a sobra das vazões dos horários fora do pico, sendo armazenada em reservatório, é suficiente para atender o pico.

3 - A vazão firme não é suficiente para atender o pico e a sobra das vazões fora do horário de pico, não é suficiente, mesmo que acumulada, para atender o pico. Neste caso pode-se utilizar complementação, por exemplo, como motores de combustão interna trabalhando em conjunto com a hidráulica.

A Portaria nº 109, de 24 de novembro de 1982, do DNAEE – Departamento Nacional de Águas e Energia Elétrica, considerava que uma PCH deveria atender, entre outras, as seguintes condições:

a. operasse a fio d'água ou no máximo, com pequena regularização diária ;

b. fosse provida de barragens e vertedouros com altura máxima de 10 metros;

c. possuísse estruturas hidráulicas, para vazão turbinável de, no máximo 20 m^3/s;

d. fosse dotada de unidades geradoras com potência individual de até 5 MW;

Em maio de 1984 o Governo Federal, aprovou o Plano Nacional de Pequenas Centrais Hidrelétricas – PNPCH, e o DNAEE, através da Portaria nº125, de 17 de agosto de 1984, aprovou a Norma nº 4 na qual as PCH deveriam se enquadrar nas premissas acima. O DNAEE, através da Portaria nº136, de 6 de outubro de 1987, reduziu as condicionantes apenas para duas: ter potência total igual ou inferior a 10 MW e potência unitária de 5 MW, podendo-se utilizar qualquer técnica de engenharia. Isso não inviabiliza, a possibilidade de muitas vezes se usar ainda, a regularização diária de vazão.

A decisão quanto a necessidade da regularização de vazão, principalmente com o uso de uma barragem, diária ou por outros períodos, depende do comportamento do regime de vazão da bacia, do comportamento da demanda de energia da localidade, e da possibilidade de complementação com outra fonte de energia. O gráfico hipotético de carga diária de pequenos povoados isolados corresponde tipicamente a curva apresentada na Figura 5.6.2.

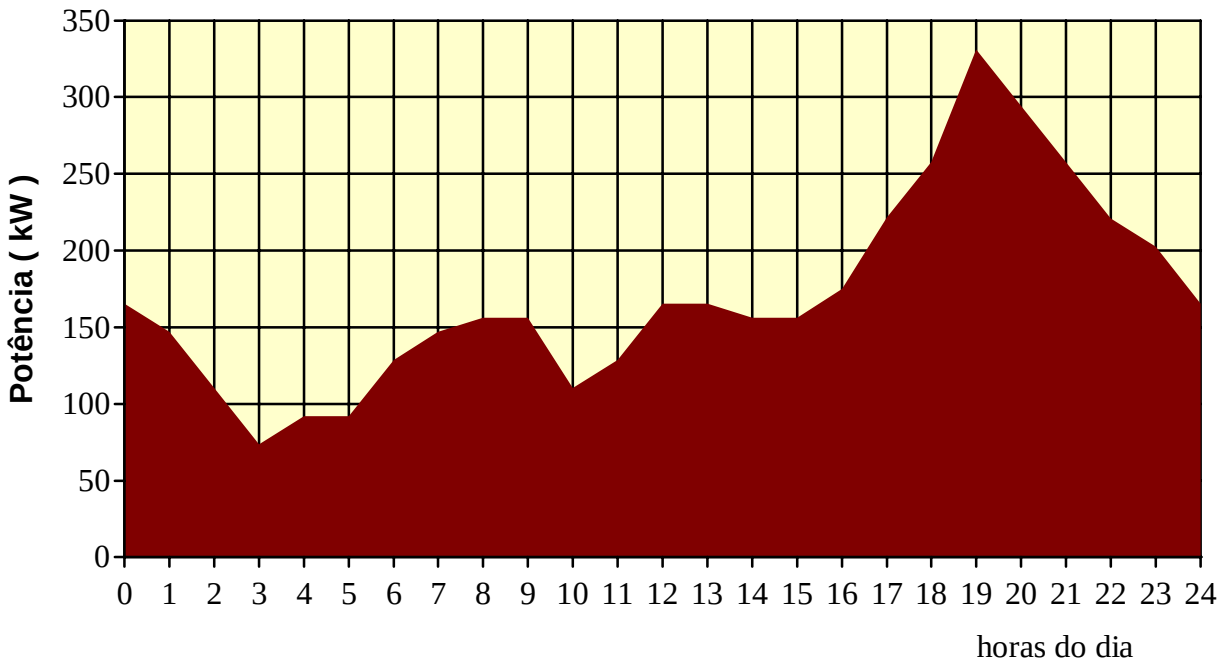


Figura 5.6.2 – Exemplo hipotético de uma curva de carga diária típica.

A curva de carga diária permite equacionar o balanço de energia e água requerida, e definir a distribuição temporal das vazões para o atendimento da demanda.

O caso analisado neste trabalho adota os seguintes dados e premissas:

a) que a vazão firme (conforme recomendado nos manuais da ELETROBRAS, seja a vazão com freqüência de 95%, ou seja aquela que ocorre em pelo menos 95% de todas as observações de um determinado período) ; $Q_{95\%} = 1{,}3\ m^3/s$.

b) que a altura de queda útil seja mantida praticamente constante e igual a 22m; Hu = 22m

c) que o rendimento do gerador permaneça constante mesmo com a variação da potência no eixo da turbina ; $\eta_g = 92\ \%$

d) as faixas de vazão e altura são indicadas tanto para a utilização da turbina de fluxo cruzado quanto da turbina Francis.

e) os rendimentos das turbinas, η_t são os indicados no gráfico apresentado na Figura 5.6.1.

Os dados do caso estudado estão compilados na Tabela 5.6.1, incluindo: carga horária, potência turbinada, rendimentos das turbinas, vazão média horária requerida e excedente.

Tabela 5.6.1 – Distribuição dos rendimentos e vazões de operação e excedente

Potencia		Potência	Rendimento		Q operação(m3/s)		Q excedente(m3/s)	
Gerada(kW)	***Hora***	**(kW)**	**Flu.Cruz.**	**Francis**	**Flu.Cruz.**	**Francis**	**Flu.Cruz.**	**Francis**
147,2	1	160	0,8	0,6	0,9267	1,2356	0,3733	0,0644
110,4	2	120	0,8	0,5	0,69502	1,112	0,60498	0,18796
73,6	3	80	0,78	0,4	0,47523	0,9267	0,82477	0,3733
92	4	100	0,78	0,45	0,59404	1,0297	0,70596	0,27034
92	5	100	0,78	0,45	0,59404	1,0297	0,70596	0,27034
128,8	6	140	0,78	0,55	0,83165	1,1794	0,46835	0,12057
147,2	7	160	0,78	0,6	0,95046	1,2356	0,34954	0,0644
156,4	8	170	0,8	0,6	0,98462	1,3128	0,31538	-0,0128
156,4	9	170	0,8	0,6	0,98462	1,3128	0,31538	-0,0128
110,4	10	120	0,78	0,5	0,71284	1,112	0,58716	0,18796
128,8	11	140	0,78	0,55	0,83165	1,1794	0,46835	0,12057
165,6	12	180	0,8	0,65	1,04254	1,2831	0,25746	0,01688
165,6	13	180	0,8	0,65	1,04254	1,2831	0,25746	0,01688
156,4	14	170	0,8	0,6	0,98462	1,3128	0,31538	-0,0128
156,4	15	170	0,8	0,6	0,98462	1,3128	0,31538	-0,0128
174,8	16	190	0,8	0,7	1,10045	1,2577	0,19955	0,04234
211,6	17	230	0,81	0,85	1,31568	1,2538	-0,01568	0,04623
257,6	18	280	0,82	0,9	1,58217	1,4415	-0,28217	-0,1415
331,2	19	360	0,82	0,92	2,03422	1,8131	-0,73422	-0,5131
294,4	20	320	0,82	0,9	1,80819	1,6475	-0,50819	-0,3475
257,6	21	280	0,82	0,9	1,58217	1,4415	-0,28217	-0,1415
220,8	22	240	0,81	0,85	1,37289	1,3083	-0,07289	-0,0083
202,4	23	220	0,81	0,8	1,25848	1,2742	0,04152	0,02579
165,6	24	180	0,8	0,6	1,04254	1,39	0,25746	-0,09

5.6.3 - Os valores a seguir foram calculados a partir da tabela 1, com planilha Excel:

1- Energia necessária para atender a curva de carga diária (Energia Firme[(*)])

Eg = 4103,2 KWh

2- O volume total de água necessário para uma potência com $Q_{95\%}$

Vt = 112320 m^3

3- O volume total necessário para a turbina Francis atender a carga diária

VF= 110467 m^3

4- Volume total necessário para a turbina de fluxo atender a carga diária

VM = 92635 m^3

5- Vazão adicional necessária para atender o horário de pico com a turbina Francis

QpF = 1,29325 m^3/s

6- Vazão adicional necessária para atender o horário de pico com a turbina de fluxo

QpM = 1,8953 m^3/s

7- Volume do reservatório para atender o pico de carga com a turbina Francis

VrF = 4655,69 m^3

8- Volume do reservatório para atender o pico de carga com turbina de fluxo

VrM = 6823,12 m^3

9- Potência necessária para atender o pico da carga diária

Np = 360 KW

10-Máxima vazão necessária no horário de pico com o uso da turbina Francis

QtF = 1,8131 m^3/s

11-Máxima vazão necessária no horário de pico com a da turbina de Fluxo

QtM = 2,0342 m^3/s

12- Potência instalada do conjunto turb./ ger. Ni = 360 KW

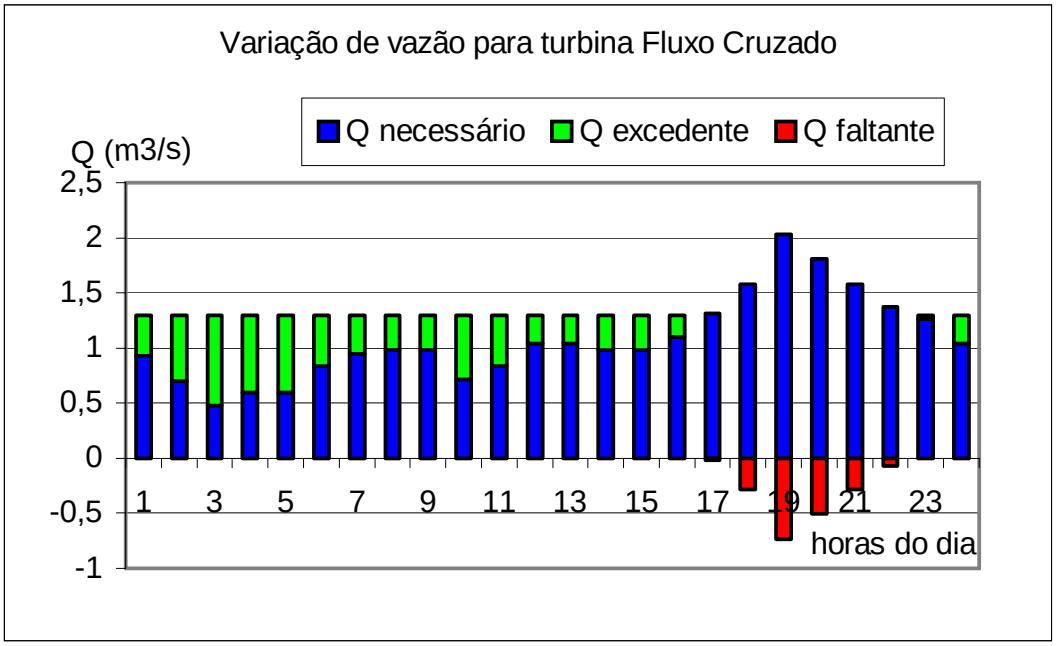
Da tabela 5.6.1 pode-se também, obter outros resultados:

- Potência para $Q_{95\%}$ com a turbina Francis / gerador NfF = 258,121 kW
- Potência para $Q_{95\%}$ com a turbina de fluxo cruzado / gerador NfM = 230,064 kW
- Volume vertente ou sobra no caso da turbina Francis QvF = 1853 m^3
- Volume vertente ou sobra no caso da turbina de fluxo Cruzado QvM = 19685 m^3

---

[*] Energia firme é a energia gerada pela vazão firme conseguida seja ela regularizada ou não. É energia garantida para atendimento ao sistema.

As Figuras 5.6.5 e 5.6.6, mostrando o comportamento diário das vazões para a turbina de fluxo cruzado e para a turbina Francis, permitem conclusões importantes quanto à capacidade de geração de energia total por esses dois tipos de turbinas, com variação considerável da vazão.



. **Figura 5.6.3** –Comportamento diário da vazão para a turbina de fluxo cruzado.

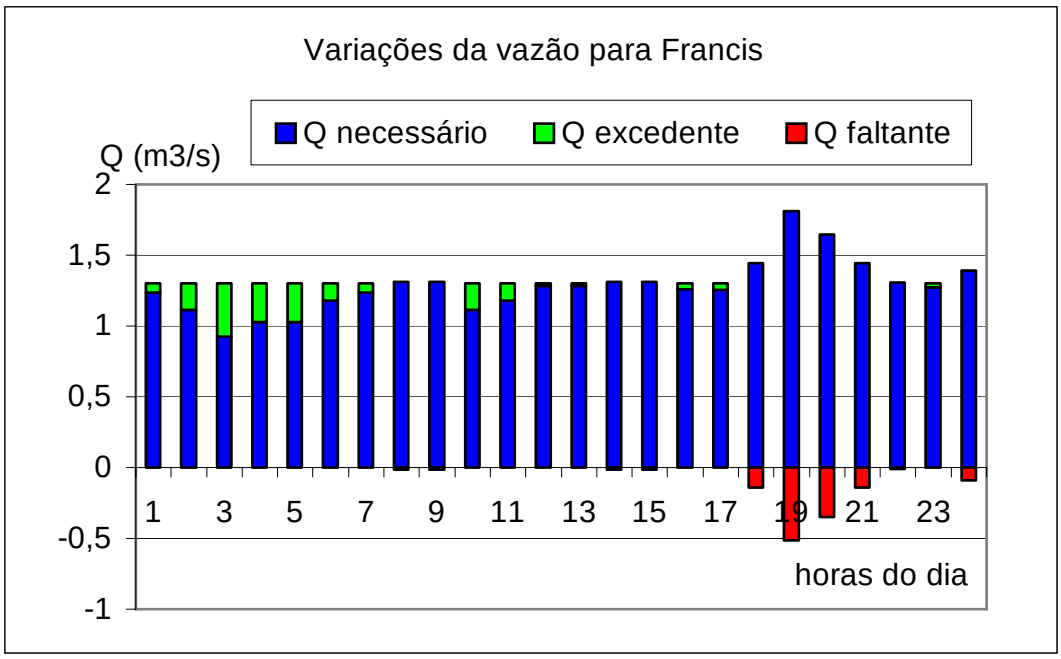


Figura 5.6.4 – Comportamento diário da vazão para a turbina Francis.

5.6.5 - O fator custo

Neste estudo, não foi calculado o custo unitário da energia gerada, por ser o seu procedimento idêntico ao estudo de caso 2.

Segundo MEIER , U.(1985), o custo para empreendimentos de micro e mini centrais pode variar de US$ 550 à 2800 US$ por kW instalado, dependendo das condições de vazão, altura e obras civis. O autor considera ainda, que a participação dos equipamentos deve estar na média de 26,5% do custo total da obra, abaixo dos 40 a 50 % geralmente divulgados. Salienta que um custo abaixo de US$ 1000 por kW instalado só é possível com tecnologia local. NAKARMI, K. e outros (1993) apresentam a Figura 5.6.7 para comparação para custo de turbinas Francis e de fluxo cruzado.

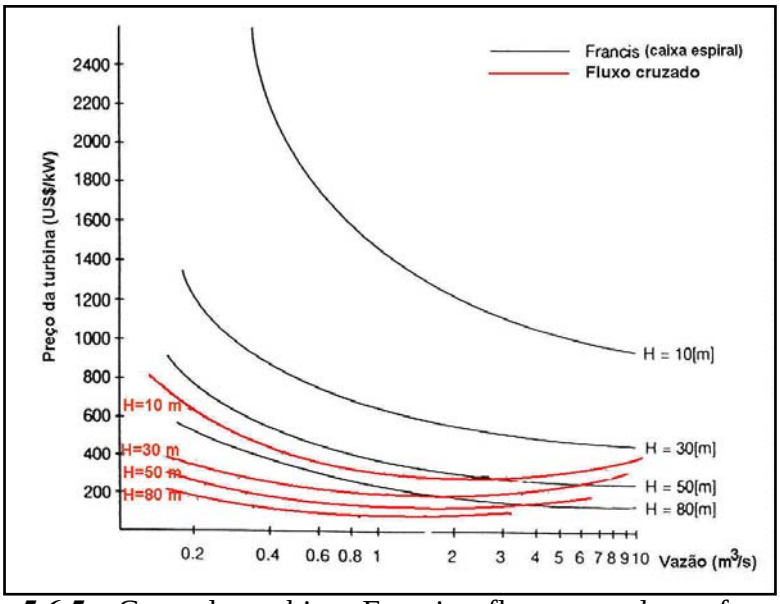


Figura 5.6.5 – Custo das turbinas Francis e fluxo cruzado conforme variação da queda e vazão. Adaptado de NAKARMI,K. [1993]

HARVEY, Adam, e outros [1998], mostram o custo comparativo entre diversos tipos de turbinas para mini/micro hidrelétricas conforme a faixa de potência, Tabela 5.6.2.

Tabela 5.6.2 – Custo de turbinas em US $ 1000 sem gerador e redutor

Potência no eixo kW	Fluxo cruzado	Francis
2	1 - 2	4 - 6
5	2 - 6	8 - 10
10	2 - 10	15 - 20
20	3 - 14	20 - 30
50	5 - 30	25 - 70
100	30 - 50	40 - 100
150	50 - 80	60 - 120

Adaptado de HARVEY; Adam (1998).

CAPÍTULO 6 – Conclusões e recomendações

- O campo das centrais hidráulicas de pequena potência apresenta uma gama bastante significante de aproveitamentos e utilizações principalmente na geração de energia elétrica. A possibilidade de aproveitamentos ainda possíveis em todo o planeta chega a aproximadamente 4.800 GW sendo só no campo de pequenas centrais para $Q_{95\%}$ o valor de 1400 GW, se mantida a proporcionalidade de um terço, do disponível total apresentada por (SLEBINGER MONSONYI E.,1987, pag.112), isso equivale só em pequenas centrais, ao dobro da capacidade instalada em quase cem anos no planeta em energia hidráulica total. Algo dessa monta pode manter as expectativas de longa vida para as centrais hidráulicas de pequeno porte.

- No Brasil, o possível aproveitamento inventariado que era de 4.198 MW para centrais de até 10.000 kW, com a alteração da faixa elevando esse limite para 30.000 kW deve aumentar de maneira considerável, estendendo assim, os benefícios de incentivo para um número maior de produtores independentes.

Com isso, a capacidade prevista para ser instalada até 2006, de apenas 93,71MW, totalizando 649,72 MW (Plano Decenal 1997-2006, ELETROBRAS, 1997), segundo CERPCH), pode atingir 2.500 MW até o ano de 2005 (THIAGO F., Geraldo, L.1999)

- Por esse prisma, poder-se-ia vislumbrar um enorme campo aberto para o avanço na implantação de vários tipos de turbinas e estímulo aos pequenos fabricantes. Porém, isso distanciou mais ainda os pequenos fabricantes da participação no fornecimento de turbinas dessa capacidade.

- Algo deve ser feito e rápido, para evitar que mais empresas, fabricantes de turbinas de pequeno porte, encerrem as suas atividades devido a falta de perspectivas e incentivos, como ocorreu com a Jomeca em S. Paulo em 1998.

- Como recomendação nesse setor, seria viável o estudo de implantação de um plano visando a ativação dessas pequenas empresas no setor. Isso poderia passar até por uma nova classificação das micro e mini centrais hidrelétricas, abrangendo suas faixas por exemplo para 200 ou 300 kW no caso das micro centrais e 2.000 ou 3.000 kW no campo das mini centrais, e também pelo aumento de alguns incentivos já existentes.

- Pode-se concluir pelo citado no texto, que existe uma preocupação mundial sobre orientação de políticas voltadas à instalação de centrais de pequena potência, particularmente em países como: Inglaterra, França, Alemanha, Canadá, e outros, com

órgãos independentes, para regularização e incentivos dessas pequenas centrais, porém com uma firme participação de todos os envolvidos.

- No Brasil, o incentivo não possui uma sinergia, sendo todas as prerrogativas sempre ditadas isoladamente. Uma política séria nesse sentido deveria obrigatoriamente envolver vários órgãos tais como: ANEEL, ELETROBRAS, ABNT, ABIMAQ, SINPE e o CERPCH.

- São diversos os tipos de turbinas e outras máquinas que podem ser instaladas em aproveitamentos de pequenas potências. No mundo inteiro, várias já se encontram em utilização, demonstrando sua perfeita performance e atingindo cada vez mais um novo nível de aperfeiçoamento tecnológico. As turbinas Francis e Kaplan, lideram essa corrida, principalmente para os aproveitamentos de pequenas e médias quedas. Por outro lado as turbinas Pelton lideram as instalações para as altas quedas em todos os tamanhos de aproveitamento.

- Para os aproveitamentos de pequenas potências no entanto, a turbina de fluxo cruzado apresenta-se como uma alternativa favorável em instalações individuais de até 1500 kW, e torna-se quase imbatível para potências até 500 kW, levados pelos motivos de simplicidade de construção, pouca manutenção e preço quase sempre menor que uma turbina Francis e Kaplan para as mesmas condições.

- O Brasil carece de novas tecnologias para aplicação no aproveitamento de energia, seja no aspecto de geração seja no aspecto de racionalização e economia.

- Desde a época de sua menção, quer em simpósios, congressos ou palestras relativas a utilização de turbina de fluxo cruzado para usinas de pequeno porte, nota-se que nada ou muito pouco foi feito até o presente no sentido de incentivar o uso dessa tecnologia.

- Várias partes importantes dessa turbina tem sido estudadas em conjunto com a máquina e em muitas ocasiões até isoladamente para análise de seu comportamento e melhoria de seu desempenho. Entre as partes mais estudadas em diversos laboratórios de pesquisas e fabricantes estão o injetor e o rotor.

- Com relação ao injetor, a maioria dos estudos se concentram no estudo do ângulo de ataque, perfil da palheta diretriz, controle do torque, redução das perdas de carga e forma de transição entre tubulação e seção do injetor. Detalhes construtivos ligados a fabricação e montagem podem agilizar e diminuir custos. A construção da turbina de fluxo cruzado apresenta certos aspectos que podem servir como opção na hora de sua

implantação, viabilizando os seus custos conforme as necessidades de emprego com respeito a faixa de rendimento. Isso significa, que dependendo da exigência da aplicação, oferece a oportunidade de ser fabricado com o injetor mais simples ou mais sofisticado.

O injetor desenvolvido pela OLADE, por exemplo, merece ainda uma série de estudos, pois a execução das pás em chapa de aço curvada é extremamente simples, podendo ser executada em uma pequena oficina, mesmo abrindo mão de um melhor rendimento que por outro lado é conseguido com o injetor radial fabricado pela CINK, ou o tipo tradicional da Ossberger.

- Com relação ao rotor, muitas possibilidades de avanços podem ser observadas, e a maioria delas dizem respeito ao comportamento das pás, como por exemplo; número de pás, espessura das mesmas em relação a possíveis anéis enrijecedores, mudança no perfil aerodinâmico, etc (DESAI, V.R.&AZIZ,N.M.,1994).

- Um assunto que merece ser mencionado é o estudo da eliminação do eixo passante internamente pelo centro do rotor. Sabe-se que a passagem da água por dentro do rotor, limita o diâmetro do eixo, evitando possíveis choques do fluxo com o mesmo e não prejudicando o rendimento da turbina. A eliminação do eixo dentro do rotor, acabaria com essa preocupação. Embora os esforços sejam aumentados, principalmente na solicitação das pás ao momento torçor, as quais deveriam possuir maior espessura e também nos discos laterais de engastamento dos eixos em ambas extremidades, um estudo de pesquisa pode ser realizado nesse sentido, com o auxílio de elementos finitos. Tal idéia partiu da semelhança entre o rotor da turbina e as solicitações de tambores de cabo de aço de equipamentos de elevação, que em certos casos não possuem o eixo passante e de uma fotografia de um pequeno rotor em balanço, projetado pela firma Promihdec, no Peru (HARVEY, Adam; e outros 1998).

Somente os estudos e ensaios, darão subsídios para determinar até que tamanho de turbina e potência, tal solução se mostrará viável, aliados a um aumento no rendimento, a resistência do material escolhido e possível aumento na espessura das pás.

Se tal solução tornar-se praticamente viável, o ângulo de ataque do injetor na entrada do rotor pode aumentar de maneira considerável, passando do máximo de 120^{0} para um valor bem maior.

- Outro item que também vem sendo muito estudado e discutido ultimamente é a inclusão do tubo de sucção na turbina de fluxo cruzado. Alguns fabricantes já fornecem tal equipamento como alternativa dependendo da aceitação do cliente. A utilização do tubo de

sucção, se atingindo os mesmos efeitos conseguidos nas turbinas Francis e Kaplan, mudaria toda teoria da turbina de fluxo cruzado, transformando a mesma de uma turbina de ação para uma turbina de reação.

- A utilização de novos materiais nos diversos componentes da turbina, vem reduzindo de maneira considerável o peso da mesma, ao mesmo tempo que aumenta a resistência de certas partes e também sua durabilidade. Partes do rotor, como as pás já são construídas em aço inoxidável, e em alguns casos o rotor completo. A lubrificação e a vedação também tiveram grandes avanços, principalmente com o intuito de evitar pequenos vazamentos que possam contaminar os rios e córregos, indicando o uso da turbina em captações de água potável.

- A turbina de fluxo cruzado, conforme foi observado, se aplica de maneira vantajosa, para as faixas de classificação da ANEEL de turbinas para micro e mini centrais hidrelétricas, ou ainda, para sistemas isolados e aplicações de força motriz em cooperativas, fazendas, etc.

- A parte construtiva propriamente dita, é simples, podendo ser confeccionada em pequenas oficinas que disponham de máquinas básicas para solda e usinagem. Entre os principais equipamentos podemos citar:

a) transformador de solda para eletrodo manual e revestido;
b) prensa de bancada;
c) furadeira de coluna;
d) torno universal;
e) fresadora de mesa.

Dispensando assim o uso de uma retífica, torno vertical, plaina de mesa, etc.

- Outros estudos que podem ser realizados com ensaios em turbinas de fluxo cruzado, estão relacionados as questões do meio ambiente. Nesse sentido, dois aspectos tornam-se importantes:

- O estudo da oxigenação da água após a mesma passar pelo rotor da turbina, com as possíveis conseqüências a jusante, em comparação com as turbinas de reação de mesmo porte, Francis e Kaplan, levando em conta que a descarga através da turbina de fluxo cruzado sem tubo de sucção se dá a pressão atmosférica e aparentemente não deve existir maiores problemas de diminuição considerável do oxigênio na água.

- Outra experiência que tem sido realizada é a possibilidade de passagem ou não de algumas espécies de peixes pelos vãos das pás da turbina de fluxo cruzado, sem maiores

danos ao cardume. GLOSS, S. P., WALL, J.R. (1983) realizaram experiências para determinar a mortalidade de jovens salmões passando através da turbina de fluxo cruzado de fabricação Ossberger. Nenhuma significante diferença foi detectada entre grupos similares de várias espécies de salmão testadas. Nem a potência da turbina, nem o seu tamanho (850kW x diâmetro de 650 mm) afetaram a mortalidade.

- O estudo de **caso 1**, que apresenta a comparação entre uma turbina Francis e uma turbina de fluxo cruzado para funcionamento com uma vazão constante, correspondente a vazão verificada com uma freqüência acumulada de 95% ($Q_{95\%}$), não apresenta, em uma análise imediata, vantagens de escolha para a turbina de fluxo cruzado.

- Este tipo de aproveitamento é aconselhável para um auto produtor/consumidor, que sabe exatamente a utilização máxima de energia que necessitará, e também para uso de força hidráulica em sítios e fazendas, na movimentação de máquinas de beneficiamento de arroz, milho e picadeiras de verde para gado, acionamento de bombas hidráulicas, serrarias etc. A única vantagem nesse tipo de aplicação para a turbina de fluxo cruzado pode ser o baixo custo de investimento do equipamento quando comparado com a turbina Francis.

Mesmo assim, se a diferença de custo for pequena, a turbina de fluxo cruzado levará nítida desvantagem pois seu rendimento neste ponto específico de funcionamento, é menor que o da turbina Francis e no acúmulo total da energia gerada durante um certo período esta última levaria vantagem, compensando o maior investimento inicial.

- O estudo **de caso 2**, feito para uma vazão variável, mostra a vantagem do comportamento da curva de rendimentos em função da vazão da turbina de fluxo cruzado quando comparada com as outras duas turbinas em estudo, principalmente sobre a turbina Francis.

- Por possuir uma curva de rendimento mais estável para toda faixa de variação de vazão do que a turbina Francis, o total de energia gerada anualmente pela turbina de fluxo cruzado é maior que a da turbina Francis. Isso, aliado a um custo de investimento menor, torna essa máquina bastante atrativa quando comparada técnica e economicamente com a turbina Francis.

- Na comparação com a turbina Kaplan, o estudo fica mais equilibrado com relação ao rendimento, tendo em vista que a mesma também apresenta uma curva de rendimento bastante estável com variação da vazão e de valores até maiores que a turbina de fluxo cruzado, o que é conseguido com a regulagem das pás do rotor através de um sofisticado mecanismo interno pelo eixo vazado da turbina, o que encarece sua construção.

Porém, o preço da turbina de fluxo cruzado é sempre menor, tornando-a uma escolha mais atrativa que a da turbina Kaplan para a faixa de potências até 1.500 kW.

- O estudo **de caso 3** compara a performance da turbina de fluxo cruzado e Francis para uma condição de curva de carga diária variável e uma regularização diária de vazão. A turbina de fluxo cruzado tem uma boa performance nessas condições, porque a curva de rendimentos é quase que constante. A regularização da vazão da água pode ser feita acumulando a água requerida para satisfazer a demanda de pico, principalmente quando a vazão requerida no pico é maior que a vazão firme do sistema.

- A turbina de fluxo cruzado é recomendada quando se deseja otimizar a energia gerada em situações de variação grande de vazão no sistema, pois a sua variação correspondente de rendimento é bem menor que da turbina Francis.

- O volume de água a ser armazenado durante o dia para atender a ponta é maior para a turbina de fluxo cruzado que para Francis, porque no ponto de potência de pico a turbina Francis possui um rendimento maior, necessitando de menor vazão. Isso implica num reservatório de volume maior a ser utilizado na turbina de fluxo cruzado, estando nesse ponto, talvez , a sua desvantagem.

- A vazão total utilizada para mesma geração de energia durante o dia pela turbina de fluxo cruzado é bem menor que a necessária para a Francis gerar a mesma energia. O excedente de vazão não utilizada na turbina de fluxo cruzado pode ser aproveitado para gerar mais energia, ou para outras finalidades como: irrigação, saneamento, lazer, limpeza de áreas, etc.

- A turbina de fluxo cruzado apresenta uma melhor flexibilidade no que diz respeito ao aproveitamento e variação da vazão. Para enfatizar, se a vazão $Q_{95\%}$ for igual a 1,2 m^3/ s ao invés de 1,3 m^3/s a turbina Francis não poderia atender mais a curva de carga proposta, pois a sobra de água armazenada, não seria suficiente para atender o horário de pico, enquanto a turbina de fluxo cruzado ainda se adaptaria à nova configuração garantindo a demanda.

- Mediante estas considerações, pode-se presumir que a turbina de fluxo cruzado merece uma maior atenção para o seu desenvolvimento tecnológico e sua implantação em nosso país.

- Por fim, vale lembrar, que os rendimentos utilizados nas comparações dos três casos colocados em estudo dizem respeitos as turbinas construídas com alta tecnologia de

padrão internacional, tanto no caso da turbina de fluxo cruzado quanto para as turbinas Francis e Kaplan.

- Todavia, compararando-se os rendimentos de fabricantes de pequenas turbinas, não só no Brasil, mas de outros países em desenvolvimento, as relações permanecem guardando praticamente as mesmas proporções, embora estes últimos rendimentos sejam menores, 80% para as tradicionais (Hidráulica Industrial- Anexo A) e 74% para as de fluxo cruzado (RM EQUIPAMENTOS Ltda, 1999).

Referências Bibliográficas

ARTER, A. & MEIER, U. Hydraulics engineering manual. St. Gallen, SKAT Publ., 1990. (MHGP Series)

AZIZ, N.M. & TOTAPALLY, H.S. Design parameter refinement for improved cross flow turbine performance. USA: DOE Bonneville Power Administration, 1994.

BASTOS, F.A.A. Problemas de mecânica dos fluídos. Rio de Janeiro: Guanabara Koogan, 1983.

BETTA HIDROTURBINAS INDÚSTRIA E COMÉRCIO LTDA. Geração de Energia. Catálogo com os principais dados de fabricação das turbinas de fluxo cruzado**.** Franca, SP. 1999.

BRAN, R. & SOUZA, Z. Máquinas de fluxo. 2ª ed. Rio de Janeiro: Ao Livro Técnico Científico, 1979.

BRASIL. MINISTÉRIO das MINAS e ENERGIA. Manual de pequenas centrais hidrelétricas. Rio de Janeiro: ELETROBRÁS/DNAEE, 1985.

_____._____. ***Manual de minicentrais hidrelétricas.*** Rio de Janeiro: ELETROBRÁS/DNAEE, 1985.

_____._____. ***Manual de microcentrais hidrelétricas.*** Rio de Janeiro: ELETROBRÁS/DNAEE, 1985.

BREEZE, P. Reneweble energy at a price: management report. London: Financial Times, 1997.

BUCHI, G. Le Moderne turbine idrauliche ed I regolatori di velocitá. Milão: Ulrico Hoepli, 1957.

CARVALHO, A. N; TIAGO, G.L. & LEITE, F. Bombas centrífugas funcionando como turbinas para microcentrais. REVISTA MUNDO ELÉTRICO, p.52-55, Maio 1986.

CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS S.A DEPARTAMENTO de MOBILIZAÇÃO e INDÚSTRIAS E NOVOS NEGÓCIOS. Programa Nacional de Pequenas Centrais Hidrelétricas. Rio de Janeiro: ELETROBRAS, 1998.

CENTRAIS ELÉTRICAS de SÃO PAULO. Ficha técnica das pequenas centrais hidrelétricas: Usina de Tatu. São Paulo: CESP, Maio 1994. (Catálogo)

_____. Arranjo geral da Usina Hidrelétrica de Tatu: principais características e situação atual. São Paulo: CESP, Set. 1998. p.1-13 (Mapa e Fotos).

_____. & UNIVERSIDADE de CAMPINAS. Índices pluviométricos da bacia do reservatório da Usina Hidrelétrica de Tatu; com dados de 1986; elaborados pelos Profs. Abel Maia Genovez et al. Campinas: CESP/UNICAMP, 1998.

CENTRO de APOIO a NEGÓCIOS com PEQUENAS CENTRAIS ELÉTRICAS, 1998. p.1-2. Home Page: http://www.eletrobras.gov.br/ceanpc.html.

CHAPALAZ, J.M.; GHALI, J.; EICHENBERGER, P. & FICHER, G. Manual on pumps used as turbines. PUBLICATION of DEUTSCHES ZENTRUM fur ENTWICKUNGSTECHNOLOGIEN GATE, v.9, 1992.

CHEGOU a VEZ das PEQUENAS USINAS. DIRIGENTE CONSTRUTOR, n.9, p.10-18, Set. 1984.

CINK, M. & EXNER, M. Generating power from drinking water systems. In CONFERÊNCIA INTERNACIONAL sobre RENOVAÇÃO da ENERGIA – PEQUENAS BARRAGENS, 1ª, Hyderabad, 1997. ***Proceedings of the 1st International Conference Renewable Energy – Small Hydro.*** Hyderabad, 1997.

CINK VODNÍ ELEKTRÁRNY a.s. Compact equipment for small: scale hydroelectric power generation. Crossflow turbine with draft tube. Republica Checa, 1998.

COZ P., A.F. Turbinas hidráulicas: equipos. In: Curso Latino Americano de Diseño de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas, OLADE, 2º, Bucaramanga, Colômbia, 1985. ***Apostila.*** Bucaramanga: OLADE, 1985. v.4.

CROSS FLOW TURBINES, 1998. ***Laboratório de Pesquisa e relevantes publicações sobre experiências da turbina de fluxo cruzado***. Home Page: htttp://www.eng.clemson.edu/~aziz/cross.html.

DESAI, V.R. & AZIZ, N.M. An experimental investigation of the cross-flow turbine. ***JOURNAL of FLUIDS ENGINEERING,*** ASME, v.116, n.3, p.545-550, 1994.

_____._____. & KUMAR, G. *Recent advances in cross flow turbin e technology*. *INTERNATIONAL POWER & DAMS CONSTRUCTION JOURNAL,* v.46, n.4, p.50-57, 1994.

DEVELOPMENT of BANKI CROSS FLOW TURBINE in CINK COMPANY, 1998. Home Page: Home Page: http://ms.anet.cz/~cink/cink_pg2.html.

EISENRING, M. Micro Pelton turbines. St. Gallen: SKAT, 1991. v.9. (MHGP Series)

ELECTRICITY GENERATION in LATIN AMERICA. Executive Summary, 1998 p.1-4. Home Page: http://ww.ttenergy.com/power/powrs1.html.

ENERGY OVERVIEW. How hydropower works. Home Page: http://www.ucsusa.org/energy/hydro.html.

ENTEC INTERNACIONAL SMALL HYDROPOWER. Small hydropower technology transfer. Suíça, 1998. (Série de Catálogos sobre Transferência de Tecnologia de Turbina de Fluxo Cruzado para: Indonésia, Nepal, Solomons, Tibet e China)

EXNER, M. Development of Banki cross flow turbine in CINK Company, original inventors of radial closing plate. In: CONFERÊNCIA INTERNACIONAL sobre PEQUENAS CENTRAIS HIDRELÉTRICAS, 6ª, 1996. ***Proceedings of the 7th International Conference Small Hydro.*** Kuala Lumpur, 1996.

EXNER, M. & ROSKOT, J. Portable hydro power generating units based on cross flow turbines. In: CONFERÊNCIA INTERNACIONAL sobre PEQUENAS CENTRAIS HIDRELÉTRICAS, 7ª, Atenas, Grécia, 1998. ***Proceedings of the 7th International Conference Small Hydro'98.*** Atenas, 1998.

EXTENSA REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA sobre ENERGIA, ABRANGENDO PUBLICAÇÕES de 1978 à 1997.
Home Page: http://www.inel.gov/national/ hydropower/biblio/biblio-list3.html.

FISCHER, G.; EICHENBERGER, P. & CHAPALLAZ, J.M. Manual on induction motors used as generators. PUBLICATION of DEUTSCHES ZENTRUM fur ENTWICKLUNGSTECHNOLOGIEN GATE, v.10, 1992.

GLOSS, S. P., and WAHL, J. R. Mortality of Juvenile Salmonids Passing Through Ossberger Cross-Flow Turbines at Small-Scale Hydroelectric Sites. AMERICAN FISHERIES SOCIETY, Vol. 112, Nº 2A, p. 194 – 200. USA

HARWOOD, John H. O Cata Água – energia para comunidades pequenas. ARTIGO da REVISTA "CIÊNCIA HOJE", Vol. 2, nº 10, p. 22 a 25, janeiro/fevereiro de 1984.

HAIMERL, L.A. The cross-flow turbine. WATER POWER and DAMS CONSTRUCTION, p.7, Jan.1960.

HARVEY, A.; BROWN, ª; HETTIARACHI, P. & INVERSIN, A. Micro-hydro design manual: a guide to small scale power schemes. London: IT, 1998. (reprinted)

HERNÁNDEZ, C.A. Diseño y estandarización de turbinas Michell-Banki. Quito: OLADE, 1980.

_____. *Desarrollo tecnológico para el equipamiento de PCH.* Lima: ITINTEC, 1980.

HOLLAND, R. Machinery and equipment for micro hydro plants. Revista "Water Power and dams construction. Nov. 1986.

HUBNER, M.M. Guia para elaboração de monografias e projetos de dissertação d e mestrado e doutorado. São Paulo: Pioneira/Mackenzie, 1998.

IMPULSE TURBINES. The cross-flow turbine, 1998. p.2-4. Home Page: http://snt.student.utwente.nl/~wot/water/impulse.html.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. Energy balances outlook: statistics. Hydro Production, 1999. Home Page: http://www.iea.org.

INTERNATIONAL JOURNAL on HYDROPOWER & DAMS – ANNUAL SUMMARY **,** 1998. p.1-7. Home Page: http://www.inel.gov/egi-bin/biblookup.pri.

INVERSIN, A.R. Microhydropower osurcebook. Washington, DC.: NRCA, 1986.

JIANDONG, T.; NAIBO, Z.; XIANHUAN, W.; JING, H. & HUISHEN, D. Mini hydropower. West Sussex: John Wiley, 1997.

KRIVCHENCO, G. Hydraulic machines: turbines and pumps. 2ª ed. Flórida: CRC Press, 1994.

LAURIA, D. Máquinas de fluxo: apostila. São Paulo: Escola de Engenharia Mauá, 1996. Parte 1.

LEITE, A.D. A energia do Brasil. Rio de Janeiro: Nova Fronteira, 1997.

LITERATURE on HYDRO POWER, 1998. p.1-3. Home Page: http://www.itc.nl/ ~klunne/literacture.html.

MACINTYRE, A.J. Máquinas motrizes hidráulicas. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1983.

MARTINEZ, C.B. As interações entre o planejamento e o projeto de usinas hidrelétricas. O caso das PCH's no Brasil (Tese de Doutorado). Universidade Estadual de Campinas. S.P. 1994.

MARTINEZ, C.B. & TIAGO F., G.L. Turbina Michell – Banki. Apostila da Escola de Engenharia de Itajubá. Itajuba: EFEI, 1989.

MECÂNICA PESADA S.A. DEPARTAMENTO de PEQUENAS CENTRAIS HIDRELÉTRICAS. Turbinas padronizadas: Kaplan tipo S e Kaplan tipo Sifão. São Paulo: MEP, 1996.

MEIER, U. Local experience with micro-hydro technology. 3ª ed. St. Gallen: SKAT Publ., 1985.

MHPG SERIES. Harnessing water power on small scale, 1998. p.1-2. Home Page: http://www.entec.ch/publ.html.

MICRO HYDROPOWER BASICS. Introduction to micro hydro, 1999. Home Page: http://www.itc.nl/~klunne/hydro/intro.html.

MOCKMORE, C.A. & MERRYFIELD, F. The Banki water turbine. BULLETIN SERIES. OREGON STATE COLLEGE, n.25, p.1-16, 1949.

MOSONYI, E. Water power development: low head power plants. 3ª ed. Budapest: Akadémiai Kiadó, 1987. v.1.

_____. ***Water power development: higth head power plants.*** 3ª ed. Budapest: Akadémiai Kiadó, 1991.

NAKARMI, K.; ARTER, A.; WIDMER, R. & EISENRING, M. Cross-flow turbine design and equipment engineering. St. Gallen: SKAT Publ., 1993. (MHGP Series)

NATIONAL RURAL ELECTRIC COOPERATIVE ASSOCIATION (NRECA), 1997. p.1-22. Home Page: http://rsvp.nrei.gov/rsvp/tour/Library/nrecabks.html.

N H GERADORES. Energia elétrica para o homem do campo. Catálogo de fornecimento e preço das micro turbinas Pelton. Manhuaçu. MG.1999.

NIEMANN, G. Elementos de máquinas. São Paulo: Edgard Blucher, 1971. v.2.

OLIVEIRA, L. Tratado de metodologia científica. São Paulo: Pioneira, 1998.

ONESTI, A. Aproveitamentos hidrelétricos rurais. REVISTA MUNDO ELÉTRICO, p.12-17, Dez. 1974.

ONTARIO MINISTRY of ENERGY. Streans of power: developing small scale hydro systems. Toronto: Rick Wilks, 1986.

OSSBERGER – TURBINENFABRIK. The concept of water power. Ossberger, 1998. p.1-16. (Catálogo sobre características da turbina de fluxo cruzado)

PATZIG, A.F.A. Optimizing fluctuating flow. ASE – ALTERNATIVE SOURCES of ENERGY, Minneapolis, p.1-3, Nov. 1987.

PFLEIDERER, C. & PETERMANN, H. Máquinas de fluxo. Rio de Janeiro: Ao Livro Técnico e Científico, 1979.

POTENCIAL HIDRELÉTRICO BRASILEIRO, 1997. p.1-6. Home Page: http://www.eletrobras.gov.br/pagdp/phb.html.

POWER from SMALL SCALE HYDROPOWER. Montfort University, 1996. Home Page: http://www.iesd.dmu.ac.uk/~slb/wcsmhydr.html.

QUANTZ, L. Motores hidráulicos. 9ª ed. Barcelona: Gustavo Gilli, 1963.

QUERY RESULTS for CROSS FLOW TURBINE, 1998. p.1-2. Home Page: http://www.inek.gov/cgi-bin/biblookup.pri.

RM EQUIPAMENTOS LTDA. Turbina Hidráulica para geração de energia elétrica. Catálogo com especificações básicas da turbina de fluxo cruzado de sua fabricação para potências de 1 a 100 kW. Varginha. MG. 1999.

ROVERE, E.L.; PINGUELLI, L.R. & RODRIGUES, A.P. Economia e tecnologia da energia. Rio de Janeiro: Marco Zero/FINEP, 1985.

RURAL ENERGY DEVELOPMENT PROGRAMME. Sobre o desenvolvimento de mini-centrais no Nepal e uso da turbina de fluxo cruzado, 1997. p.1-5. Home Page: http://www.nepali.net/undp/broch/redp.html.

SALAMANCA, T.L. & GARCIA, J.S. Diseño y construccion de una turbina Michell Banki. Universidade Santander, Bucaramanga,Colombia,1986.

SILVEIRA, REOLANDO. Critério para Determinação da Potência Instalada em Usinas Hidrelétricas. Artigo publicado como separata da revista "Águas e Energia Elétrica", nº 4 . 1966.

SOUZA, Z. Aproveitamento hidráulico de pequena potência. ***REVISTA MUNDO ELÉTRICO,*** p.30-35; 52-53, Fev./Mar. 1982.

SOUZA, Z. Centrais hidrelétricas de Baixa Queda*. *REVISTA MUNDO ELÉTRICO, p.40-45, Ago. 1978.

_____. *Grupos geradores para centrais hidrelétricas: apostila.* Itajubá: Escola de Engenharia de Itajubá, 1986.

_____. *Turbinas para mini e micro centrais hidrelétricas*. *REVISTA MUNDO ELÉTRICO,* p.40-44, Ago. 1985.

TOPAPALLY, S.H. & AZIZ, N.M. Refinement of cross-flow turbine design parameters*. *JOURNAL of ENERGY ENGINEERING, ASCE, v.21, p.133-147, 1994.

TOSHIBA-TOS-HYDRO. Turbina Banki padrão Toshiba. Catálogo com dimensões, padronização, gráficos de seleção, descrição, 1984.

UNIVERSIDADE de SÃO PAULO. ESCOLA POLITÉCNICA. Diretrizes para apresentação de dissertação e teses. São Paulo: EPUSP/Serviço de Bibliotecas, 1991.

VIVIER, L. Turbines hydrauliques et leurs régulation. Paris: Albin Michel, 1966.

WIDMER, R.; ARTER, A. & EISENRING, M. Cross-flow turbine fabrication. St. Gallen: SKAT Publ., 1993. v.4 (MHGP Series)

ANEXO A

Pag.

- A.1- Características de materiais aplicados na construção de turbinas..... A 01

- A.2- Características geométricas da pá da roda..... A 02

- A.3- Concepção da turbina de fluxo cruzado por Donat Banki..... A 04

- A.4- Evolução na fabricação da turbina de fluxo cruzado da SKAT..... A 17

- A.5- Exemplo de padronização da turbina de fluxo cruzado pela Tochiba A 19

- A.6- Fabricantes nacionais de turbinas de fluxo cruzado..... A 25

- A.6- Valores de turbinas de fluxo cruzado nacionais..... A 31

- A.7- Valores de conjuntos de turbinas Francis nacionais..... A32

A.1- Características de materiais aplicados na construção de turbinas

Tabela A.01- Composição de materiais utilizados na fabricação das turbinas de fluxo cruzado

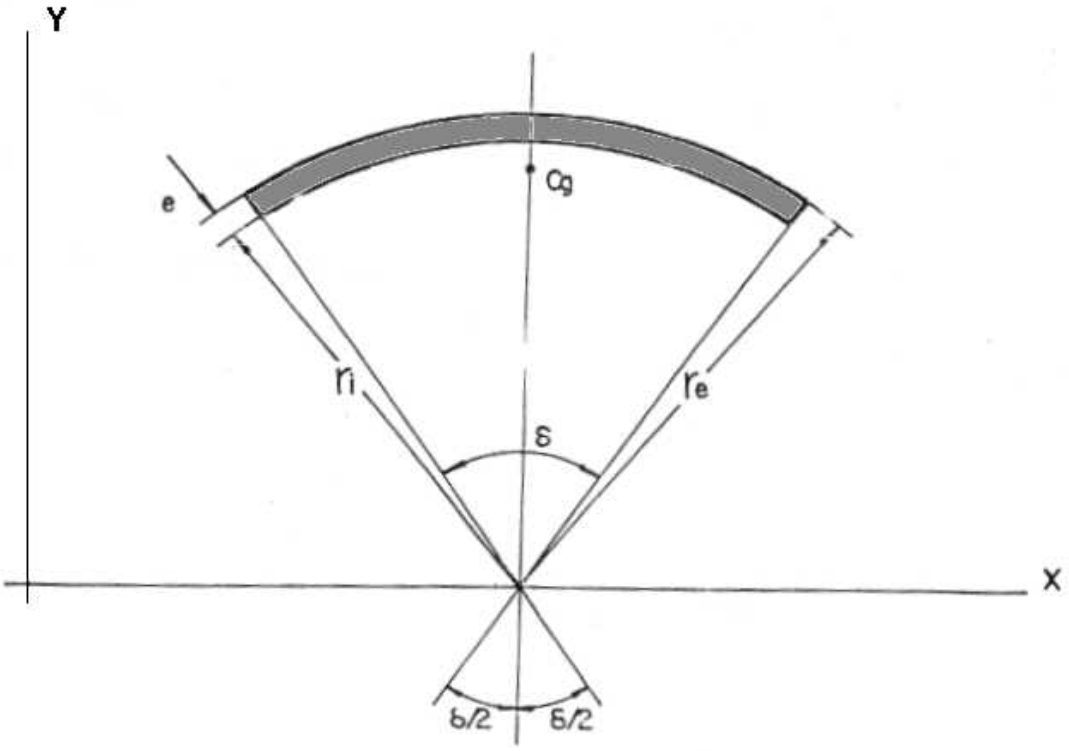
Material	C %	Mn %	Si %	Cr %	Ni %
Aço com 13 % Cr	0,10	0,50	0,40	12,5	0,90
Aço com 18% Cr, 8% Ni	0,07	0,50	1,00	18,0	9,0
Aço com 2% de Ni	0,24	0,50	1,00	0,20	2,00
Aço com 2% de Mn	0,24	1,60	0,30	0,20	0,40
Bronze ao Alumínio	Al 10%	Fe 8 %	Mn 5%	Ni 2%	Cu reman.

Fonte: NIEMANN, G. Elementos de máquinas (1971).

Tabela A.02 - Propriedades mecânicas sem tratamento térmico

Material	σ_e kgf/mm^2	σ_r kgf/mm^2	Along. mín %	Impacto Izod kgf/mm^2	Dureza Brinell kgf/mm^2	σ_f kgf/mm^2
Aço com 13 % Cr	45	65-75	15	4	190-300	30
Aço com 18% Cr, 8% Ni	15	40-50	30	18	130-170	13
Aço com 2% de Ni	35	55-65	18	6	155-195	22
Aço com 2% de Mn	34	50-60	22	6	140-180	18
Bronze ao Alumínio	30	60-70	7	1	190-230	15

Fonte: NIEMANN, G. Elementos de máquinas (1971).



A.2- Características geométricas do cálculo da pá da turbina.

FIGURA -A. 01- Perfil de uma pá da roda da turbina

Momento de Inércia da pá:

$$\mathbf{I_{cg} = I_x - A.C_g^{\,2}} \qquad \text{[A-1]}$$

Sendo:

Y_x = momento de inércia da seção com relação ao eixo x

$$\mathbf{I_x = \frac{[r_e^4 - r_i^4]}{8}.[\frac{\delta.\pi}{180^0} + sen\,\delta]} \qquad \text{[A-2]}$$

A = área da seção transversal da pá

$$\mathbf{A = \frac{\delta}{2}.[r_e^2 - r_i^2]} \qquad \text{[A-3]}$$

C_g = centro de gravidade da seção da pá , medida a partir do eixo x

$$\mathbf{C_g} = \frac{\mathbf{2}}{\mathbf{3}} \cdot \frac{\mathbf{sen}[\frac{\delta}{\mathbf{2}}]}{[\frac{\delta.\pi}{\mathbf{2.180^0}}]} \cdot \frac{[\mathbf{r_e^3 - r_i^3}]}{[\mathbf{r_e^2 - r_i^2}]} \qquad \text{[A-4]}$$

Assim, o momento de inércia em relação ao centro de gravidade pode ser colocado como:

$$\mathbf{I_{cg}} = [\frac{(\mathbf{r_e^4 - r_i^4})}{\mathbf{8}} .(\frac{\delta.\pi}{\mathbf{180^0}} + \mathbf{sen}\,\delta)] - [\frac{\mathbf{8}}{\mathbf{9}} \cdot \frac{(\mathbf{r_e^3 - r_i^3})^2}{(\mathbf{r_e^2 - r_i^2})} \cdot \frac{\mathbf{sen}^2(\frac{\delta}{\mathbf{2}})}{\frac{\delta.\pi}{\mathbf{180^0}}}] \qquad \text{[A-5]}$$

- A.3- Concepção da turbina de fluxo cruzado por Donat Banki

The Banki Water Turbine

By
C.A. MOCKMORE
Professor of Civil Engineering
and
FRED MERRYFIELD
Professor of Civil Engineering

Bulletin Series No.25
February 1949

Engineering Experiment Station
Oregon State System of Higher Education
Oregon State College
Corvallis

The Banki Water Turbine

By
C.A. MOCKMORE
Professor of Civil Engineering
and
FRED MERRYFIELD
Professor of Civil Engineering

I. INTRODUCTION

1. Introductory statement. The object of this Bulletin is to present a free translation of Donat Banki's paper "Neue Wasserturbine", and to show the results of a series of tests on a laboratory turbine built according to the specifications of Banki.

The Banki turbine is an atmospheric radial flow wheel which derives its power from the kinetic energy of the water jet. The caracteristic speed of the turbine places it between the so-called Pelton tangential water turbine and the Francis mixed-flow wheel. There are some unusual characteristics not found in most water wheels, which are displayed by the Banki turbine and should be of interest to most engineers, especially those of the Mountain States.

Included in this bulletin are diagrams of two Banki turbine nozzles as patented and used in Europe.

II. THEORY OF THE BANKI TURBINE

1.Description of turbine. The Banki Turbine consists of two parts, a nozzle and a turbine runner. The runner is built up of two parallel circular disks joined together at the rim with a series of curved blades. The nozzle, whose cross-sectional area is rectangular, discharges the jet the full width of the wheel and enters the wheel at an angle of 16 degrees to the tangent of the periphery of the wheel. The shape of the jet is rectangular, wide, and not very deep. The water strikes the blades on the rim of the wheel (Figure 2), flows over the blade, leaving it, passing through the empty space beween the inner rims, enters a blade on the inner side of the rim, and discharges at the outer rim. The wheel is therefore an inward jet wheel and because the flow is essentially radial, the diameter of the wheel is practically independent of the amount of water impact, and the desired wheel breadth can be given independent of the quantity of water.

2. **Path of jet through turbine.** Assuming that the center of the jet enters the runner at point A (Figure 2) at an angle of α_1 with the tangent to the periphery, the velocity of the water before entering would be

$$V_1 = C(2gH)^{1/2} \tag{1}$$

V_1 = Absolute velocity of water
H = Head at the point
C = Coefficient dependent upon the nozzle

The relative velocity of the water at entrance, v_1, can be found if u_1, the peripheral velocity of the wheel at that point, is known. β_1 would be the angle between the forward directions of the two latter velocities.

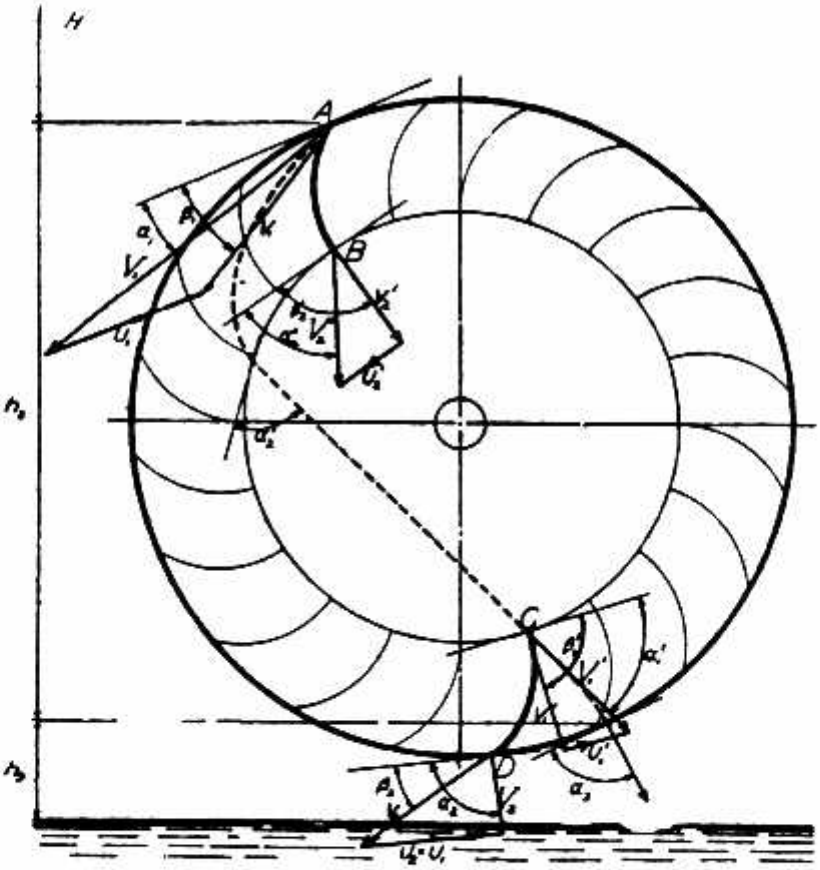


Figure 2. Path of water through turbine

For maximum efficiency, the angle of the blade should equal β_1. If *AB* represents the blade, the relative velocity at exit, v_2', forms β_2' with the peripheral velocity of the wheel at that point. The absolute velocity of the water at exit to the blade, V_2', can be determined by means of v_2', β_2', and u_2. The angle between this absolute velocity and the velocity of the wheel at this point is α_2'. The absolute path of the water while flowing over the blade *AB* can be determined as well as the actual point at which the water leaves the blade. Assuming no change in absolute velocity V_2', the point *C*, where the water again enters the rim, can be found. V_2' at this point becomes V_1', and the absolute path of the water over the blade *CD* from point *C* to point *D* at discharge can be ascertained.

Accordingly
$$\alpha_1' = \alpha_2'$$
$$\beta_1' = \beta_2'$$
$$\beta_1 = \beta_2$$
since they are corresponding angles of the same blade.

It is apparent that the whole jet cannot follow these paths, since the paths of some particles of water tend to cross inside the wheel, as shown in Figure 3. The deflection angles θ and θ_1 will be a maximum at the outer edge of each jet. Figure 3 shows the approximate condition.

3. **Efficiency**. The following equation for brake horsepower is true:

$$HP = (wQ/g)(V_1 \cos\alpha_1 + V_2 \cos\alpha_2)u_1 \qquad (2)$$

Part of the formula (2) can be reduced by plotting all the velocity triangles as shown in Figure 3.

$$V_2 \cos \alpha_2 = v_2 \cos \beta_2 - u_1 \qquad (3)$$

Neglecting the increase in velocity of water due to the fall h_2 (Figure 2) which is small in most cases,

$$v_2 = \psi v_1 \qquad (4)$$

where ψ is an empirical coefficient less than unity (about 0.98). From the velocity diagram Figure 4,

$$v_1 = (V_1 \cos\alpha_1 - u_1)/(\cos\beta_1) \qquad (5)$$

Substituting equations (3), (4) and (5) in the horsepower equation (2)

$$HP_{\text{output}} = (WQu_1/g)(V_1\cos\alpha_1 - u_1) \cdot (1+\psi\cos\beta_2/\cos\beta_1) \qquad (6)$$

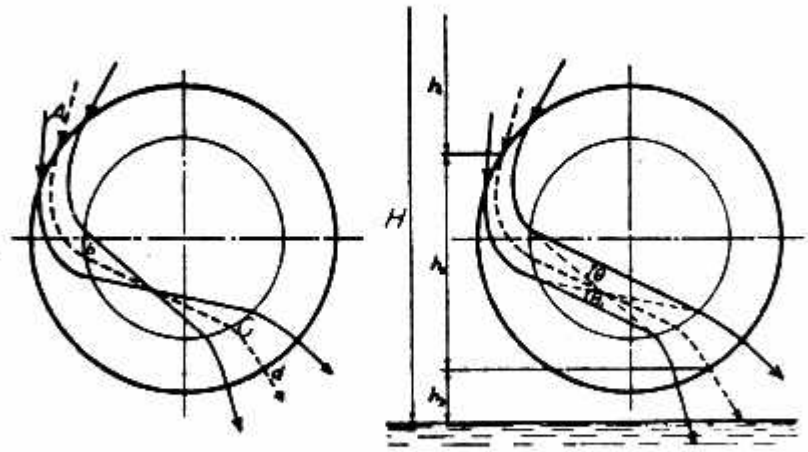


Figure 3. Interference of filaments of flow through wheel

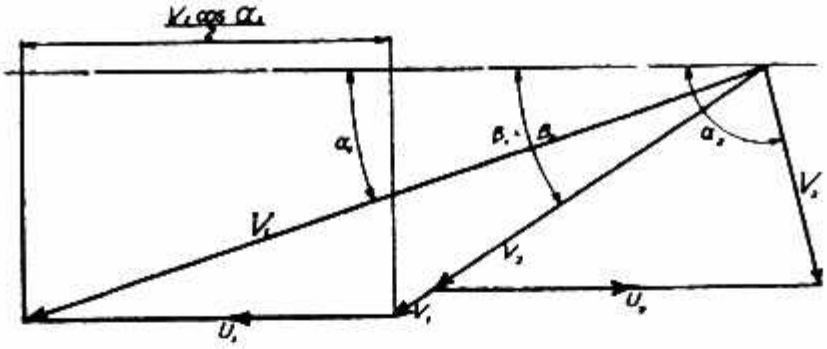


Figure 4. Velocity diagram

The theoretical horsepower input due to the head H_1

$$HP = wQH/g = wQV_1^2/C^2 2g \qquad (7)$$

The efficiency, e , is equal to the ratio of the output and input horsepower,

$$e = (2C^2u_1/V_1)\,(1 + \psi\cos\beta_2/\cos\beta_1)\cdot(\cos\alpha_1 - u_1/V_1) \qquad (8)$$

when

$$\beta_2 = \beta_1, \text{ then efficiency}$$
$$e = (2C^2u_1/V_1)(1 + \psi)(\cos\alpha_1 - u_1/V_1) \qquad (9)$$

Considering all variables as constant except efficiency and u_1/V_1 and differentiating and equating to zero, then

$$u_1/V_1 = \cos \alpha_1/2 \tag{10}$$

and for maximum efficiency

$$e_{max} = 1/2C^2(1 + \psi) \cos^2\alpha_1 \tag{11}$$

It is noticeable (see Figure 4) that the direction of V_2 when $u_1 = 1/2V_1 cos\alpha_1$, does not become radial. The outflow would be radial with

$$u_1 = [C/(1 + \psi)] (V_1 \cos\alpha_1) \tag{12}$$

only when ψ and C are unity, that is, assuming no loss of head due to friction in nozzle or on the blades. To obtain the highest mechanical efficiency, the entrance angle α_1 should be as small as possible, and an angle of 16° can be obtained for α_1 without difficulty. For this value cos $\alpha_1 = 0.96$, $\cos^2\alpha_1 = 0.92$.

Substituting in equation (11), $C = 0{,}98$ and $\psi = 0.98$, the maximum efficiency would be 87.8 per cent. Since the efficiency of the

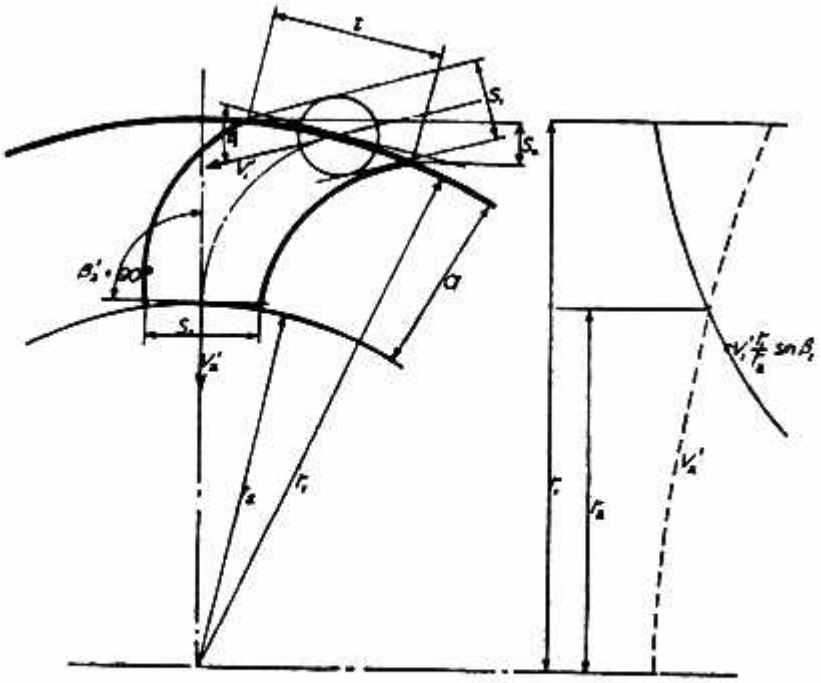


Figure 5. Blade spacing

nozzle varies as the square of the coefficient, the greatest care should be taken to avoid loss here. There are hydraulic losses due to water striking the outer and inner periphery. The latter loss is small, for according to computations to be made later, the original thickness of the jet s_0, Figure 5, increases to 1.90, which means that about 72 per cent of the whole energy was given up by the water striking the blade from the outside and 28 per cent was left in the water prior to striking the inside periphery. If the number of blades is correct and they are as thin and smooth as possible the coefficient ψ may be obtained as high as 0.98.

4. Construction proportions

(A) Blade angle: The blade angle β_1, can be determined from α_1, V_1 and u_1 in Figures 2 and 4. (10)

If $u_1 = 1/2V_1 \cos \alpha_1$ (13)

then $\tan\beta_1 = 2 \tan\alpha_1$

assuming $a_1 = 16°$

then $\beta_1 = 29°50'$ or $30°$ approx.

The angle between the blade on the inner periphery and the tangent to the inner periphery β_2 can be determined by means of the following as shown in Figure 6. Draw the two inner velocity triangles together by moving both blades together so that point C falls on point B and the tangents coincide. Assuming that the inner absolute exit and entrance velocities are equal and because $\alpha_2' = \alpha_1'$ the triangles are congruent and v_2' and v_1' fall in the same direction.

Assuming no shock loss at entrance at point C then $\beta_2' = 90°$, that is, the inner tip of the blade must be radial. On account of the difference in elevation between points B and C (exit and entrance to the inner periphery) V_1' might differ from V_2' if there were no losses between these points. (14)

$$V_1' = [2gh_2 + (V_2')^2]^{1/2}$$

Assuming $\beta_2' = 90°$ (Figure 7a) v_1' would not coincide with the blade angle and therefore shock loss would be experienced. In order to avoid this β_2 must be grater than 90°. The difference in V_2' and V_1' however is usually small because h_2 is small, so β_2 might be 90° in all cases.

(B) Radial rim width: Neglecting the blade thickness, the thickness (s_1) Figure 5, of the jet entrance, measured at right angles to the relative velocity, is given by the blade spacing (t).

$$s_1 = t \sin\beta_1 \quad (15)$$

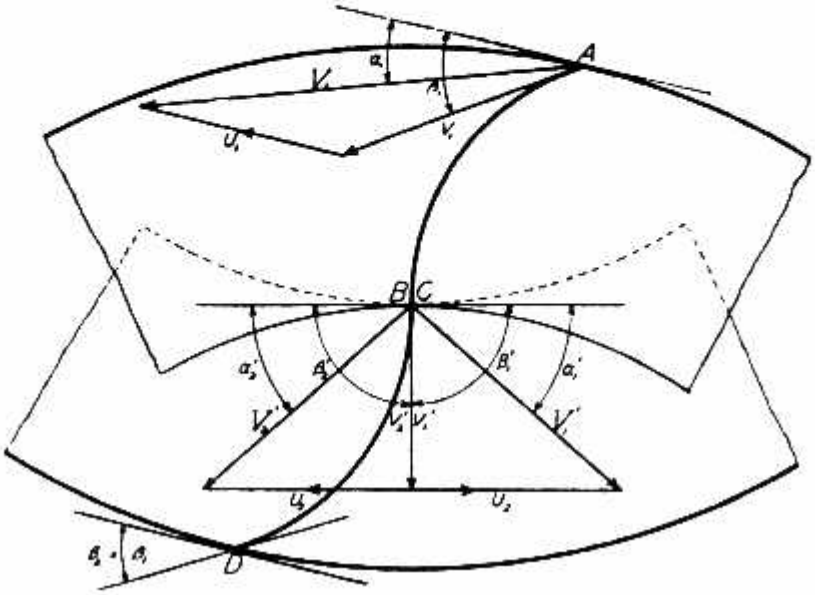


Figure 6. Composite velocity diagram

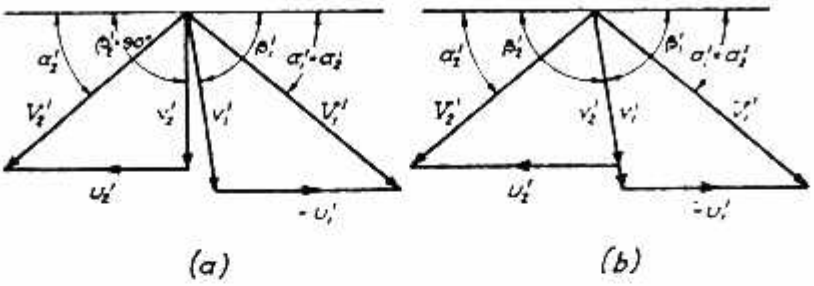


Figure 7. Velocity diagrams

Assuming $\beta_2 = 90°$ the inner exit blade spacing is known for every rim width, (a),

$$s_2 = t(r_2/r_1) \tag{16}$$

As long as (a) is small the space between the blades will not be filled by the jet. As (a) increases s_2 decreases so (a) will be limited by

$$s_2 = v_1 s_1 / v_2' \tag{17}$$

It is not advisable to increase the rim width *(a)* over this limit because the amount of water striking it could not flow through so small a cross-section and back pressure would result. Moreover, a rim width which would be under this limit would be inefficient since separated jets would flow out of the spacing between the blades at the inner periphery.

In order to determine the width *(a)* it is necessary to know the velocity v_2', which is affected by the centrifugal force (see Figure 5).

$$(v_1)^2 - (v_2')^2 = (u_1)^2 - (u_2')^2 \qquad (18)$$

or $$(v_2')^2 = (u_2')^2 - (u_1)^2 = (v_1)^2$$

but $$v_2' = v_1(s_1/s_2) = v_1(r_1/r_2)\sin\beta_1 \qquad (19)$$

and $$u_2' = u_1(r_2/r_1)$$

calling $$x = (r_2/r_1)^2$$

$$x_2 - [1 - (v_1/u_1)^2]x - (v_1/u_1)^2 \sin^2\beta_1 = 0 \qquad (20)$$

If the ideal velocity of the wheel $u_1 = 1/2V_1\cos\alpha_1$

then $$v_1/u_1 = 1/\cos\beta_1 \qquad (21)$$

Assuming: $\alpha_1 = 16°$, $\beta_1 = 30°$

then $v_1/u_1 = 1/0.866 = 1.15$

$(v_1/u_1)^2 = 1.33$, approx.

$1 - (v_1/u_1)^2 = -0.33$; $\sin^2\beta_1 = 1/4$

Then equation 20 becomes

$$x_2 + 0.33x - 0.332 = 0$$

$$x = 0.435$$

$$x^{1/2} = r_2/r_1 = 0.66$$

$$2r_1 = D_1$$

Therefore $a = 0.17\,D_1$ = radial rim width. (22)

D_1 = the outside diameter of the wheel.

This value of (a), the radial rim width, was graphically ascertained from the intersection of the two curves (Figure 5).

$$(v_2')^2 = (r_2/r_1)^2(u_1)^2 + (v_1)^2 - (u_1)^2 \qquad (18)$$

and $$v_2' = v_1(r_1/r_2)\sin\beta_1 \qquad (19)$$

The central angle bOC, Figure 8, can be determined from equation (18) and

$$\alpha_2' = bOC/2$$

$$v_1 = u_1/\cos B_1 = u_1/0.866$$

$$r_2/r_1 = 0.66$$

$$v_2' = u_1 [(0.66)^2 + 1.33 - 1]^{1/2}$$

$$= 0.875\ u_1 \qquad (23)$$

$$\tan\alpha_2' = v_2'/u_2' \qquad (24)$$

$$= 0.875\ u_1/0.66\ u_1$$

$$= 1.326$$

$$\alpha_2' = 53°$$

$$\text{angle } bOC = 106° \qquad (25)$$

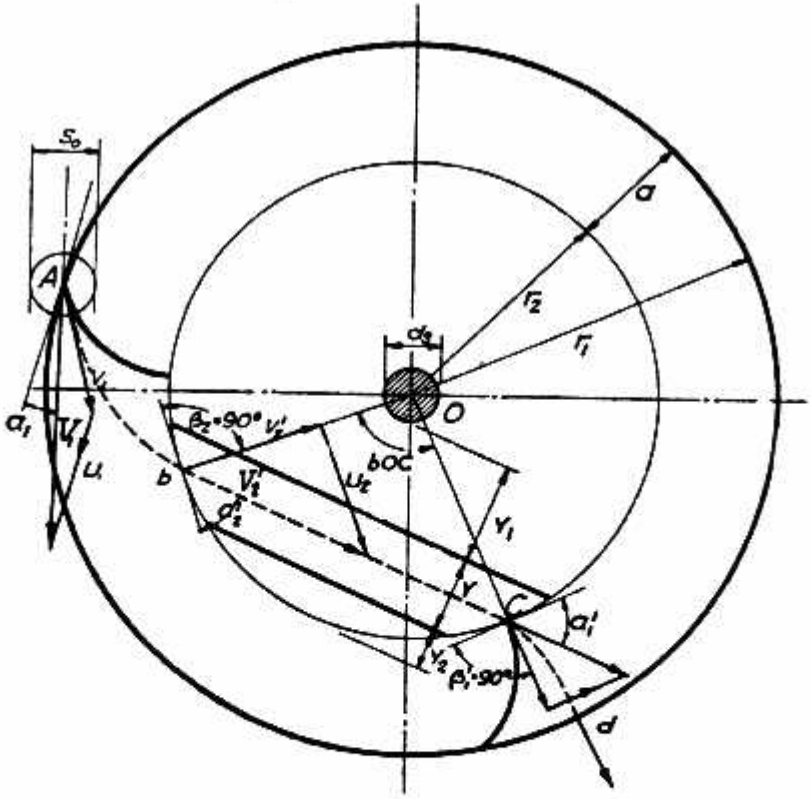


Figure 8. Path of jet inside wheel

The thickness of the jet (y) in the inner part of the wheel can be computed from the continuity equation of flow (Figure 8),

$$V_1 s_0 = V_2' y \tag{26}$$

$$V_2'\cos\alpha_2' = u_2' = (r_2/r_1)u_1$$
$$= (r_2/r_1)V_1/2\cos\alpha_1$$

therefore,

$$y = 2\cos\alpha_2' s_0/(r_2/r_1)\cos\alpha_1 \tag{27}$$
$$= (3.03)(0.6)s_0/0.961$$
$$= 1.89 s_0 \tag{28}$$

The distance between the inside edge of the inside jet as it passes through the wheel and the shaft of the wheel, y_1 (Figure 8),

$$y_1 = r_2\sin(90 - a_2') - 1.89 s_0/2 - d./2 \tag{29}$$

since $s_1 = kD_1$

then

$$y_1 = (0.1986 - 0.945\,k)D_1 - d./2 \tag{30}$$

In a similar manner the distance y_2, the distance between the outer edge of the jet and the inner periphery, can be determined.

$$y_2 = (0.1314 - 0.945k)D_1 \tag{31}$$

For the case where the shaft does not extend through the wheel, the only limit will be y_2.

For most cases $k = 0.075$ to 0.10

then

$$y_1 + d./2 = 0.128D_1 \text{ to } 0.104\,D_1$$
$$y_2 = 0.0606D_1 \text{ to } 0.0369D_1$$

(C) Wheel diameter and axial wheel breadth: The wheel diameter can be determined from the following equation:

$$u_1 = \pi D_1 N/(12)(60) \tag{32}$$
$$(1/2)V_1\cos\alpha_1 = \pi D_1 N/(12)(60)$$
$$(1/2)C(2gH)^{1/2}\cos\alpha_1 = \pi D_1 N/(60)(12)$$
$$D_1 = 360C(2gH)^{1/2}\cos\alpha_1/\pi N \tag{33}$$

Where D_1 is the diameter of the wheel in inches and $\alpha_1 = 16°$, $C = 0.98$

$$D_1 = 862H^{1/2}/N \tag{34}$$

The thickness s_0 of the jet in the nozzle is dependent upon a compromise of two conditions. A large value for s_0 would be advantageous because the loss caused by the filling and emptying of the wheel would be small. However, it would not be satisfactory because the angle

of attack of the outer filaments of the jet would vary considerably from $a_1 = 16°$, thereby increasing these losses as the thickness increases. The thickness should be determined by experiment.

In finding the breadth of the wheel (L), the following equations are true:

$$Q = (Cs_0L/144)(2gH)^{1/2} \quad (35)$$
$$= C(kD_1L/144)(2gH)^{1/2}$$
$$D_1 = 144Q/CkL(2gH)^{1/2}$$
$$= (862/N)H^{1/2} \quad (34)$$
$$144Q/CkL(2gH)^{1/2} = (862/N)H^{1/2}$$
$$L = 144QN/862H^{1/2}Ck(2gH)^{1/2}$$
$$= 0.283\ QN//H \text{ to } 0.212\ QN/H \quad (36)$$

where $k = 0.075$ and 0.10 respectively

(D) Curvature of the blade: The curve of the blade can be chosen from a circle whose center lies at the intersection of two perpendiculars, one to the direction of relative velocity v_r at (A) and the other to the tangent to the inner periphery intersecting at (B) (Figure 9).

From triangles AOC and BOC, $\overline{CO}$ is common,

then $(\overline{OB})^2 + (\overline{BC})^2 = (\overline{AO})^2 + (\overline{AC})^2 - 2\overline{AO}\ \overline{AC} \cos \beta_1$

but $\overline{AO} = r_1$

$$\overline{OB} = r_2$$
$$\overline{AC} = \overline{BC} = \rho$$
$$\rho = [(r_1)^2 - (r_2)^2)]/2r_1 \cos\beta_1$$

When $r_2 = (0.66r_1)$; and $\cos\beta_1 = \cos 30° = 0.866$,

$$\rho = 0.326r_1 \quad (37)$$

(E) Central angle:

$$r_1/r_2 = \sin(180°-1/2\delta)/\sin(90°-(1/2\delta + \beta_1))$$
$$= \sin 1/2\delta/\cos(1/2\delta + \beta_1)$$
$$\tan 1/2\delta = \cos\beta_1/(\sin\beta_1 + r_2/r_1)$$
$$\delta = 73° 28'$$

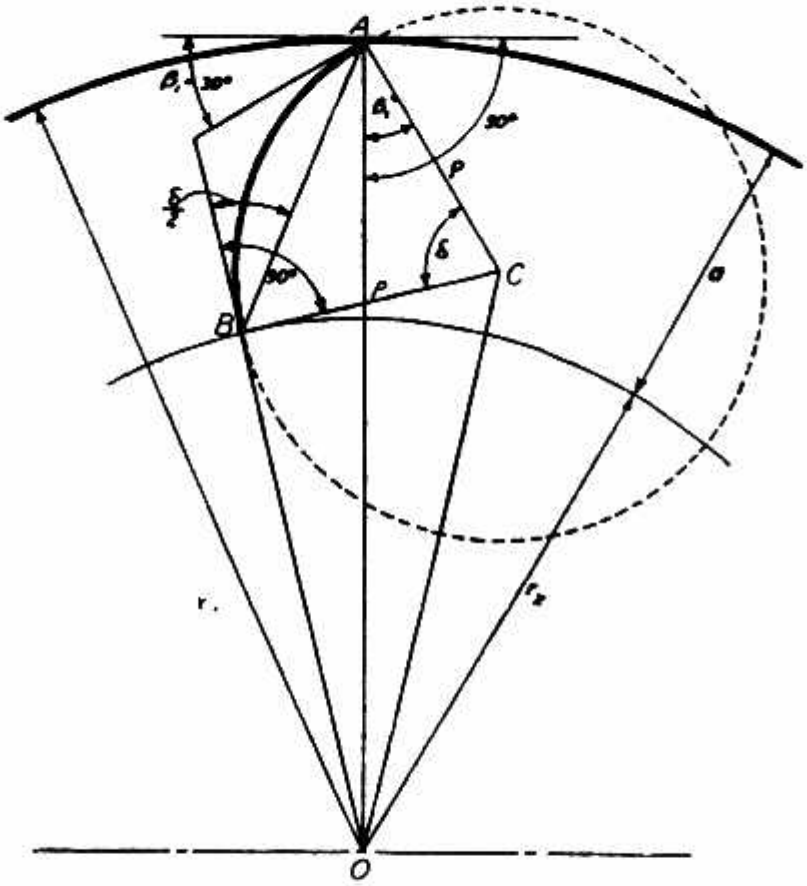


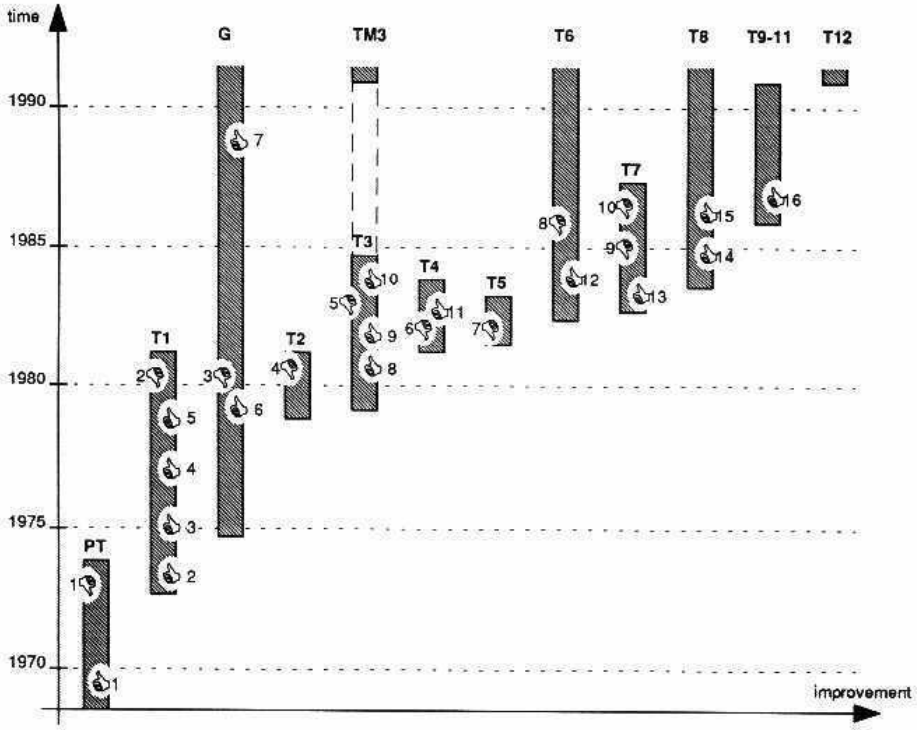
Figure 9. Curvature of blade

- A.4- Evolução na fabricação da turbina de fluxo cruzado da SKAT

Development History of Txx Design

The following chart represents the various development phases marked by different turbine models with breakthroughs achieved (👍) and setbacks suffered (👎). The axis are 'time' versus 'improvement' which is

characterized by:
- Plant reliability and life
- Product quality
- Standardisation
- Plant Safety
- Range expansion / output
- Local skill level
- Technology dissemination
- Convenience



Fonte: NAKARMI, K.; ARTER, A.; (1993)

FIGURA A.03 – Evolução histórica da turbina SKAT/BIS.

Legend	Progresses	Setbacks
PT Propeller turbine	1 - driving rice huller / oil expeller with a propeller turbine	1 - ill-suited designed propeller turbine, difficult flow regulation
T1 Cross flow turbine model T1	2 - first cross flow turbine driven mill installation 3 - first "cross flow - mill" financed by Agriculture Development Bank Nepal (ADB/N), so far the bank granted loans for diesel sets only 4 - first order for a village electrification project from the government at hand 5 - test rig to measure turbine and governor performance completed	2 - loosing complete station due to landslide
G Turbine governor	6 - governor prototype operating 7 - fully automatic control	3 - control system damage due to governor failure
T2 Low-cost turbine		4 - low cost turbine, no market acceptance
T3 Compact design cross flow model T3 and successor TM3.	8 - systematic model test for the optimisation of runner geometry for the more compact T3 design 9 - standardisation of fabrication 10 - installation with a head of 80 m completed	5 - under designed bearing concept, short life span
T4 First cross flow for governor operation	11 - first village electrification project completed equipped with a T4 turbine including governor	6 - fatigue failure in equipment base frame
T5 Big size cross flow		7 - design office comes up with a machine size not manageable in the workshop
T6 High discharge cross flow model T6	12 - winning tender against international competition	8 - loosing contracts in international competition due to image problem
T7 Circular wing cross flow model T7	13 - plant with two units running in parallel completed, synchronisation problem solved	9 - alternator damage due to improper lightning protection 10 - runner failure
T8 Standard design model T8	14 - first standard design, range of application defined 15 - first unit with an output of more than 100 kW	
T9 High efficiency cross flow model T9	16 - first machine with exchangeable spare parts	

FIGURA A.04- Evolução histórica da turbina SKAT/BIS.

- A.5- Exemplo de padronização da turbina de fluxo cruzado pela Toshiba

As principais características técnicas da turbina fornecida pela Toshiba eram:

Tipo de turbina : Banki;

Altura efetiva : 5 - 100 m;

Vazão : 0,2 – 5 m^3/s;

Potência : 50 - 1000 kW;

Normas : ABNT, JIS, JEC.

A Tabela A.03 fornece as principais dimensões do rotor, diâmetro e larguras, condicionado ao tipo da turbina padronizada.

Tabela A.03 –Principais dimensões padronizadas

Diâmetro do rotor (mm)	Tipo		Largura do rotor (mm)
	Baixa Queda	Alta queda	
300	THC-A	THC-AH	150 – 600
370	THC-B	THC-BH	180 – 700
430	THC-C	THC-CH	210 – 900
570	THC-D	THC-DH	270 – 1140
710	THC-E	THC-EH	420 – 1440
850	THC-F	THC-FH	780 – 1560

Para uma melhor escolha imediata do tipo de turbina a ser instalada em determinado aproveitamento apresenta um gráfico (FIGURA A.05) de seleção, baseado nas condições de padronização já estudadas anteriormente. O gráfico permite a seleção de 12 tipos diferentes de turbinas, com divisão especifica para turbinas de alta queda, as quais são identificadas pela última letra H.

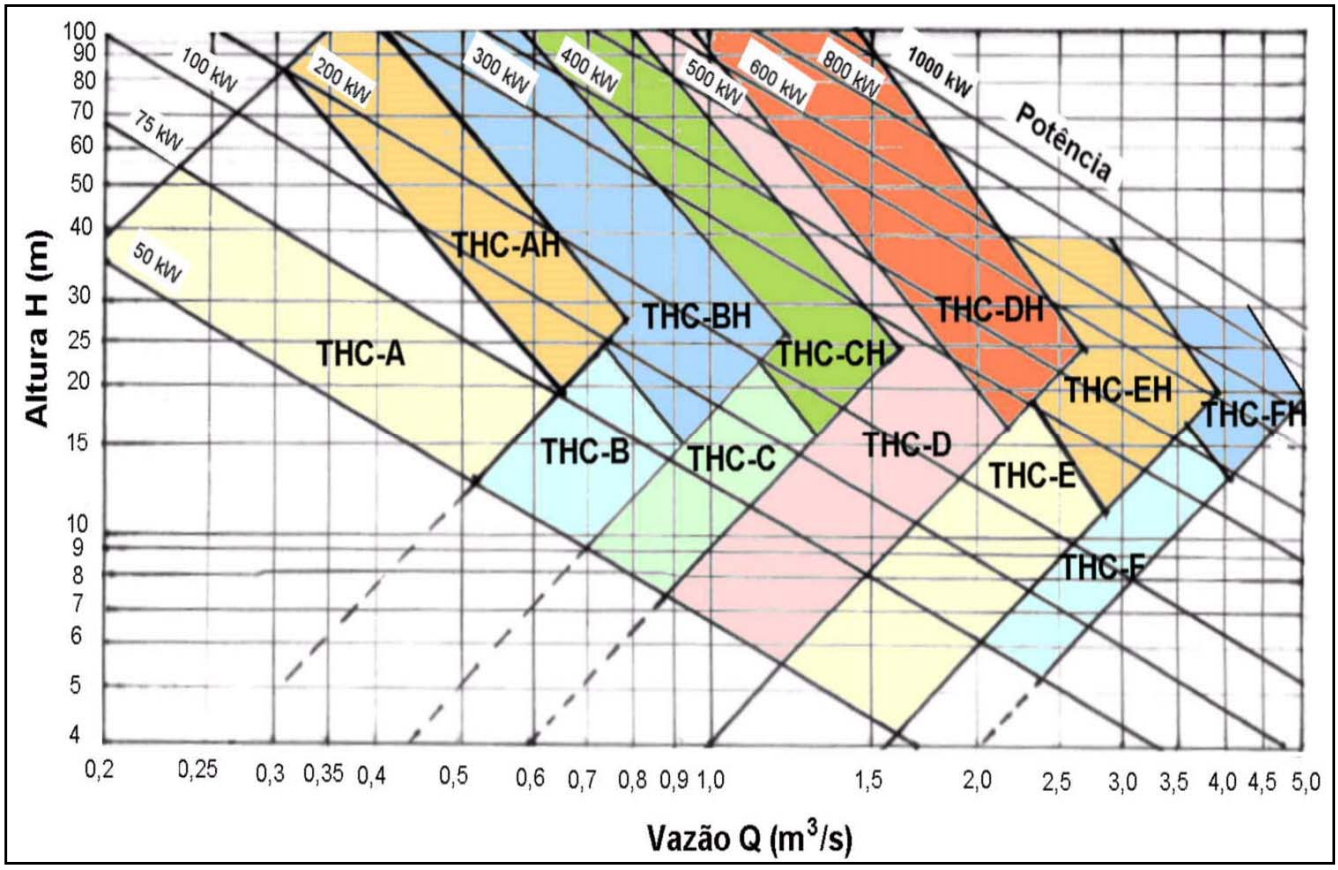


FIGURA –A.05 – Modelos de turbinas padronizadas pela Toshiba.

A.5.1 - Dimensões e instalação da turbina para aceitação globalizada

A própria Toshiba, fornece ainda um detalhamento geral para as principais medidas de instalação da turbina, indicando o cálculo simplificado para se chegar as dimensão B de largura de entrada do rotor da turbina.

A dimensão B pode ser determinada pela fórmula abaixo:

$$\mathbf{B = k.\frac{Q}{D.\sqrt{H}}} \qquad [A.06]$$

k = 1,25 – 1,4;

H= altura efetiva (m);

Q= vazão (m^3/s);

D= diâmetro do rotor;

B= largura de entrada do rotor (m).

As Tabelas A.04 e A.05, e mostram as principais dimensões para funcionamento e instalação das turbinas fornecidas pela Toshiba.

Tabela A.04 – Dimensões gerais para instalação das turbinas padronizadas Toshiba.

Tipo	Diâmetro do rotor (mm)	E	F	Ht	Hv	P	M	N
THC-A THC-AH	300	260	510	200	250	670	415	260
							460	290
THC-B THC-BH	370	320	620	220	285	830		
							510	305
THC-C THC-CH	430	370	720	250	325	960		
							570	360
THC-D THC-DH	570	490	930	300	400	1260	595	360
							650	380
THC-E THC-EH	710	610	1160	370	495	1580		
							750	450
THC-F THC-FH	850	730	1360	440	590	1870		
							825	490

A Tabela A.04 dá as principais dimensões necessárias para a instalação da turbina de fluxo cruzado, conforme o tipo selecionado da mesma na Figura A.05, enquanto a Tabela A.05, relaciona as principais dimensões dos componentes importantes da turbina principalmente do injetor e do rotor.

Para garantia de que toda a água que deixa o injetor passe obrigatoriamente pelo rotor, a largura do rotor é de 25% a 40% maior que a largura calculada do injetor. Aqui, o valor menor é bem maior que o recomendado pelos técnicos da OLADE, cerca de 10%.

Tabela A.05 – Principais dimensões do injetor, rotor e tubulação de entrada

Tipo	Diâmetro do rotor (mm)	Largura de entrada do rotor (mm)	Largura do tubo de escape (mm)	Diâmetro do tubo de entrada (mm)	Dimensão A
THC-A THC-AH	300	150 ~ 180	B + 120 (palheta única) B + 160 (palheta dividida)	300	440
		210 ~ 240		350	
		270 ~ 330		400	
		360 ~ 420		450	540
		480 ~ 540		500	640
		600 ~ 660		600	640
THC-B THC-BH	370	180 ~ 270	B + 140 B + 180	400	530
		300 ~ 330		450	
		360 ~ 420		500	
		480 ~ 600		600	630
		660 ~ 780		700	780
THC-C THC-CH	430	210 ~ 240	B + 140 B + 190	400	630
		270 ~ 300		450	
		330 ~ 360		500	
		390 ~ 540		600	680
		600 ~ 720		700	730
		760 ~ 900		800	880
THC-D THC-DH	570	270	B + 180 B + 230	500	810
		300 ~ 390		600	
		420 ~ 540		700	
		600 ~ 720		800	910
		760 ~ 900		900	1010
		960 ~ 1140		1000	1110
THC-E THC-EH	710	420	B + 200 B + 260	700	990
		450 ~ 540		800	
		600 ~ 620		900	
		780 ~ 900		100	
		960 ~ 1080		1100	1090
		1140 ~ 1320		1200	1190
		1380 ~ 1440		1300	1390
THC-F THC-FH	850	780	B + 240 B + 300	100	1070
		840 ~ 900		1100	
		960 ~1080		1200	
		1140 ~ 1320		1300	1170
		1380 ~ 1560		1400	1370

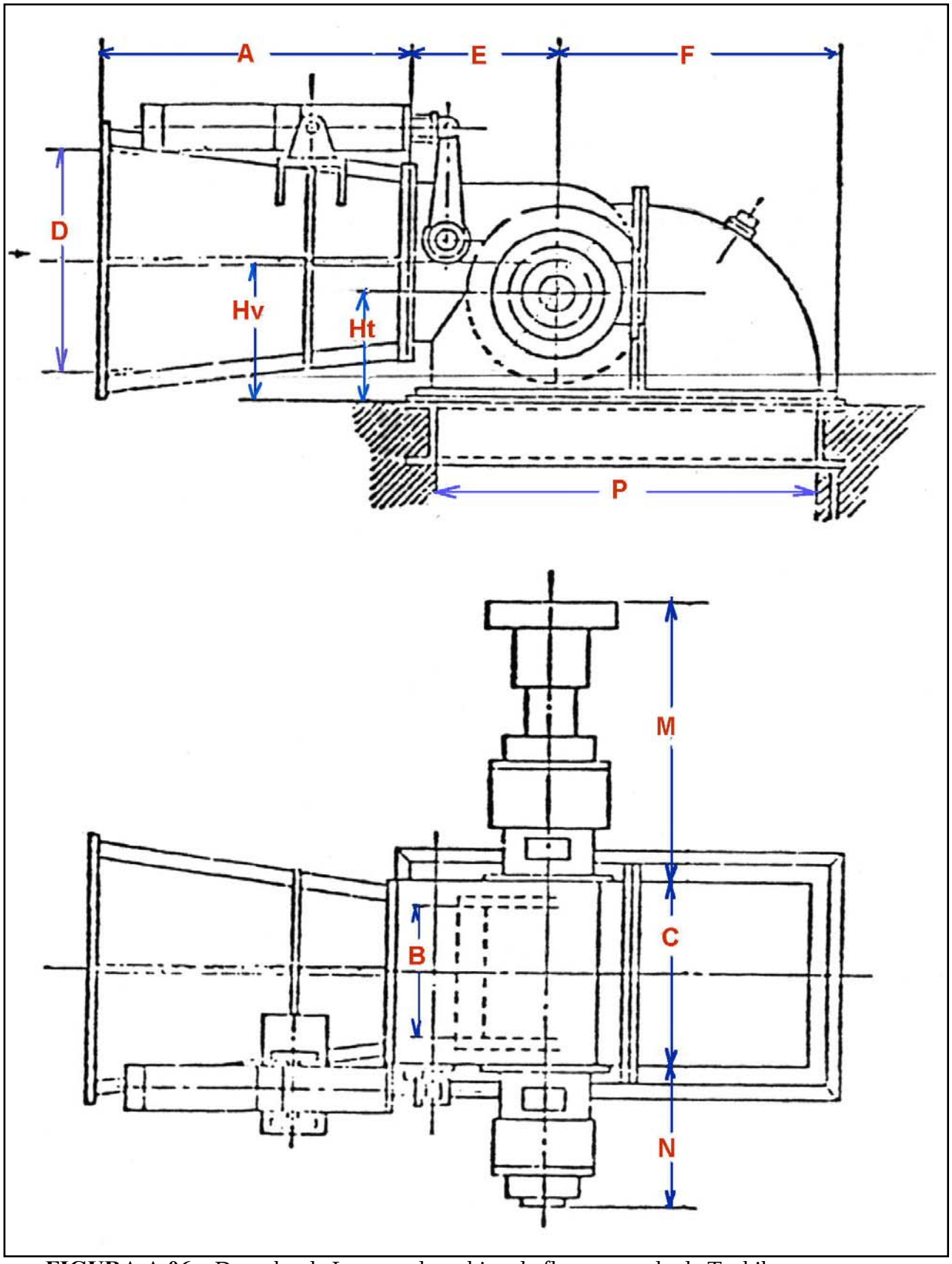


FIGURA A.06 – Desenho de Lay-out da turbina de fluxo cruzado da Toshiba.

BETTA
HIDROTURBINAS

Visite nosso site:
www.agrorural.com.br/betta

Franca (SP), Julho de 2000

Prezado Senhor,

Em resposta à vossa solicitação, estamos encaminhando-lhe catálogo ilustrativo, com informações técnicas da Micro Central Hidrelétrica.

A potência em KVA e o modelo da Turbina Hidráulica são definidos em função da Queda de água máxima, conseguida por barragem ou desnível natural, e pela Vazão de água existente (vide desenho no catálogo e métodos para medição de vazão anexo).

Trata-se de um conjunto de fácil instalação, pois sua obras civis, se resumem na construção de uma pequena caixa para captação de água e base de assentamento do conjunto e com reduzido número de peças móveis, possibilita ao usuário facilidade na montagem e na manutenção.

Com tecnologia moderna, a Micro Central Hidrelétrica Betta, permite que qualquer pessoa, mesmo sem conhecimentos técnicos, construa sua própria usina em curto prazo.

Seria para nós uma grande satisfação em poder atendê-lo e para tanto, aguardamos um breve contato.

Agradecemos vossa atenção e subscrevemo-nos,

Atenciosamente.

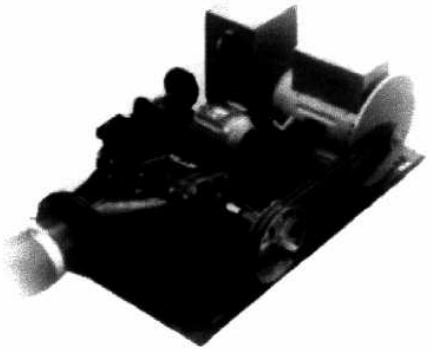
Betta Hidroturbinas Ind. e Com. Ltda.
Rodolfo Segalla
Dept° Comercial

Geração de Energia Elétrica

BETTA HIDROTURBINAS

As **Turbinas Hidráulicas Betta**, abrangem amplas faixas de trabalho, ou seja, uma mesma turbina hidráulica pode operar em várias situações de queda e vazões, sem perda de rendimento com reduzido número de peças móveis, possibilita ao usuário facilidade na montagem e manutenção.

Com tecnologia moderna, requer pequenas obras civis e de fácil execução, permitindo que qualquer pessoa, mesmo sem conhecimentos técnicos, construa sua própria usina.

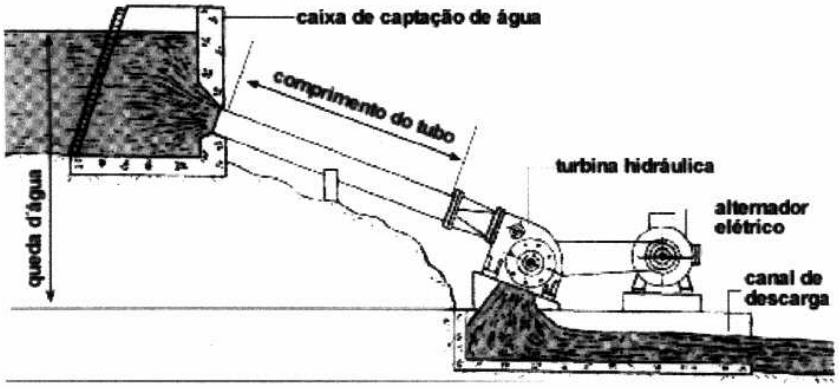


Concepção da Turbina Hidráulica

- Rotor tipo tambor, formado por pás curvas, fixadas à dois discos laterais;
- Eixo na posição horizontal, apoiado em mancais com rolamentos da Turbina;
- Controle de vazão feito por um único perfil hidráulico, movimentando manualmente, ou automaticamente por Regulador de Velocidade.

Instalação da Turbina Hidráulica

As dimensões da caixa de captação de água e base de apoio da Turbina Hidráulica, são padronizadas em função do modelo do equipamento. A tubulação de adução quando não ultrapassa à queda de 10 metros e o diâmetro de 400mm, poderá ser em PVC leve, encaixado diretamente à Turbina. A Turbina Hidráulica será assentada sobre base de concreto, fixada por chumbadores, obedecendo a inclinação da tubulação de adução.



Diâmetro na Entrada da Turbina Hidráulica

Modelos das Turbinas Hidráulicas

modelo	1510	1515	2020	2030	2040	3040	4045	4065	4085	4090	40120
milímetros	150	150	200	300	300	400	400	500	650	700	950
polegadas	6	6	8	12	12	16	16	20	26	30	38

Potências em KVA (vazões em litros por segundo)

	metros	20	40	60	80	100	120	140	180	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
2	Modelo	1515	2020	2030	2030	2040	3040	3040	4045	4045	4065	4085	4085	40120	40120			
	KVA	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,3	1,5	1,9	2,3	3,4	4,7	5,9	7,0	8,7			
3	Modelo	1510	2020	2020	2030	2040	2040	3040	3040	3040	4045	4065	4085	4085	40120	40120	40120	
	KVA	0,3	0,6	0,9	1,3	1,5	1,9	2,4	3,1	3,4	5,2	7,0	9,4	11,2	13,2	15,0	17,3	

4	Modelo	1510	1515	2020	2020	2030	2040	2040	3040	3040	4045	4065	4065	4085	4085	40120	40120	40120
	KVA	0,4	0,8	1,2	1,7	2,3	2,7	3,2	4,1	4,5	7,0	9,8	12,3	15,0	17,9	20,5	23,0	26,5
5	Modelo	1510	1515	2020	2020	2030	2030	2040	3040	3040	4045	4045	4065	4065	4085	4085	40120	40120
	KVA	0,5	1,0	1,5	2,2	2,8	3,4	3,9	5,2	5,7	9,3	12,3	15,8	19,0	22,4	26,5	29,9	33,2
6	Modelo	1510	1515	2020	2020	2030	2030	2030	2040	3040	3040	4045	4065	4065	4085	4085	4090	40120
	KVA	0,6	1,2	1,9	2,7	3,4	4,1	4,7	6,1	6,8	11,0	14,8	19,0	22,7	27,8	31,8	35,8	39,8
8	Modelo	P500	1515	1515	2020	2020	2030	2030	2040	2040	3040	4045	4045	4065	4065	4085	4085	4085
	KVA	0,9	1,7	2,6	3,5	4,4	5,4	6,3	8,6	9,6	14,6	20,3	26,2	31,4	36,7	42,4	47,7	54,4
10	Modelo	P500	1510	1515	2020	2020	2020	2030	2030	2040	3040	4045	4045	4045	4065	4065	4085	4085
	KVA	1,2	2,2	3,3	4,4	5,5	6,6	8,4	10,8	12,0	18,7	26,2	32,8	39,3	45,9	53,8	61,2	68,0
12	Modelo	P500	1510	1515	2020	2020	2020	2030	2030	2040	3040	3040	4045	4045	4065	4065	4065	4085
	KVA	1,4	2,6	4,0	5,3	6,6	8,5	10,1	12,9	14,4	22,4	31,0	39,3	47,2	56,5	64,5	72,6	81,6
14	Modelo	P500	P600	2010	2010	2020	2020	2020	2030	2030	3040	3040	4045	4045	4045	4065	4065	4065
	KVA	1,6	3,4	4,6	6,2	8,2	9,9	11,5	15,4	17,2	27,1	36,2	45,9	56,5	65,8	75,3	84,6	94,1
16	Modelo	P500	P600	2010	2010	2020	2020	2020	2030	2030	2040	3040	3040	4045	4045	4065	4065	4065
	KVA	1,9	4,0	5,3	7,1	9,4	11,3	13,2	17,7	19,7	30,5	41,3	53,0	64,5	75,3	86,0	96,8	111,6
18	Modelo	P400	P600	2010	2010	2020	2020	2020	2030	2030	2040	3040	3040	4045	4045	4045	4065	4065
	KVA	2,2	4,5	6,0	8,5	10,7	12,7	14,8	19,9	22,1	34,3	46,5	59,6	72,6	84,6	96,8	113,0	125,5
20	Modelo	P400	P600	2010	2010	2020	2020	2020	2030	2030	2040	3040	3040	4045	4045	4045	4065	4065
	KVA	2,5	5,0	6,6	9,4	11,8	14,2	16,9	22,1	24,5	38,1	53,0	66,2	80,6	94,1	111,6	125,5	139,4
22	Modelo	P400	P600	2010	2010	2020	2020	2020	2020	2030	2040	3040	3040	4045	4045	4045	4045	4065
	KVA	2,8	5,4	7,3	10,4	13,0	16,0	18,6	23,9	28,0	42,0	58,3	72,9	88,7	107,4	122,7	138,0	153,4
24	Modelo	P400	P600	P600	2010	2020	2020	2020	2020	2030	2040	3040	3040	3040	4045	4045	4045	4065
	KVA	3,0	5,9	9,6	11,3	14,2	17,4	20,3	27,1	30,5	45,8	63,6	79,5	95,4	117,1	133,9	150,6	167,3
28	Modelo	P400	P500	P600	2010	2010	2020	2020	2020	2020	2030	2040	3040	3040	4045	4045	4045	4045
	KVA	3,4	7,0	11,1	13,2	16,9	20,3	23,7	31,6	35,1	54,8	73,0	92,7	115,5	136,6	156,2	175,7	195,2
30	Modelo	P400	P500	P600	2010	2010	2020	2020	2020	2020	2030	2040	3040	3040	4045	4045	4045	4045
	KVA	3,7	7,4	11,9	14,2	18,1	21,8	26,3	33,9	37,6	58,7	78,2	99,4	123,7	146,4	167,3	188,2	209,2

Medida da Vazão de Água

Clique aqui para aprender como medir a vazão da água disponível.

RM Equipamentos Ltda.

Varginha, 13 de agosto de 2000.

ANTÔNIO GONÇALVES DE MELLO JUNIOR
Rua Kaoru Oda, 143
Butantã - SÃO PAULO - SP
05541-060

Ref.: Microcentrais hidrelétricas

Prezado Sr. Antônio,

Conforme nosso contato telefônico, envio em anexo informações sobre as turbinas que fabricamos, para geração de energia elétrica:

- -Funcionamento;
- -Descrição;
- -Determinação da potência hidráulica;
- -Faixa de utilização das turbinas RM;
- -Questionário sobre o local a ser instalada a microcentral.

As turbinas são do tipo fluxo cruzado, também conhecidas como tipo Michell Banki, e pelas vazões e queda informadas por V.Sas. (2,7 m^3/s e 22 m altura bruta) informo que poderão ser projetadas unidades com potências mais baixas para atender a sua necessidade com vazão de Q95.
Para maiores esclarecimentos, se necessários, favor nos contatar.

Atenciosamente,

José Henrique de Mattos

Rua José Gomes Nogueira, 133 – VARGINHA – MG – 37014-040
Tel. 35 214-5743 - 35 9989-6088 - Fax 35 214-4834
jhenrique@varginha.br

RM Equipamentos Ltda.

TURBINA HIDRÁULICA PARA GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA

Considerando a grande necessidade de se obter energia elétrica a baixo custo nas pequenas e médias propriedades rurais e comunidades mais afastadas dos maiores centros, a RM EQUIPAMENTOS Ltda., utilizando tecnologia avançada, produz turbinas especialmente projetadas para microcentrais hidrelétricas, fornecendo unidades completas com alternador e painel de controle.

Especificações básicas

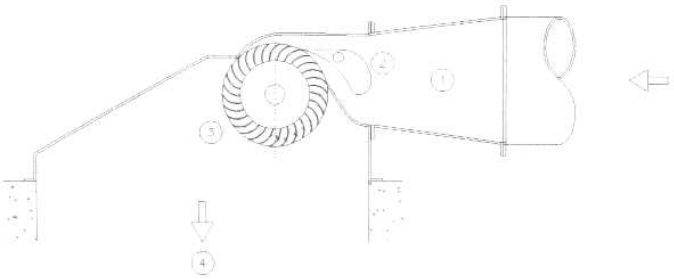
Turbina tipo Michell Banki (Fluxo cruzados) operando com:

- ✓ Queda d'água de 3 a 50 metros;
- ✓ Vazão de 30 a 1000 litros por segundo;
- ✓ Potência de geração de 1 a 100 kW ou seja de 1,3 a 136 CV;
- ✓ Controle de rotação da turbina.
- ✓ Geração em 127, 220, 380, 440V monofásico ou trifásico.

Características principais

- ✓ Construção simples, robusta e com poucas peças móveis, facilitando ainda mais a pequena manutenção necessária.
- ✓ Fácil instalação, diminuindo os custos de obras civis;
- ✓ Operação automática independente da energia consumida;
- ✓ Longa vida útil;
- ✓ Controle eletrônico de velocidade.

Funcionamento



A água vindo pelo tubo de alimentação, entra na turbina pelo duto de transição ① , que mudando a seção transversal de escoamento, entra no injetor e pela palheta diretriz ②, direciona o fluxo para o rotor ③, fazendo-o girar. A água, depois de passar duas vezes pelos pás do rotor, sai e escoa para o canal ④ que vai levá-la novamente para o rio ou riacho.

A rotação do rotor é transmitida para o alternador que gerará energia elétrica na voltagem previamente definida pelo usuário, fazendo então funcionar os motores das picadeiras, bombas, resfriadores, debulhadores etc., além de lâmpadas e eletrodomésticos existentes ou que vierem a ser usados na propriedade.

O sistema de controle por resistências elétricas produz água quente, de vez que a energia gerada e não consumida sobra para aquecimento de água. É fornecida também com controle de vazão, onde o armazenamento de água se faz necessário, como por exemplo em açudes.

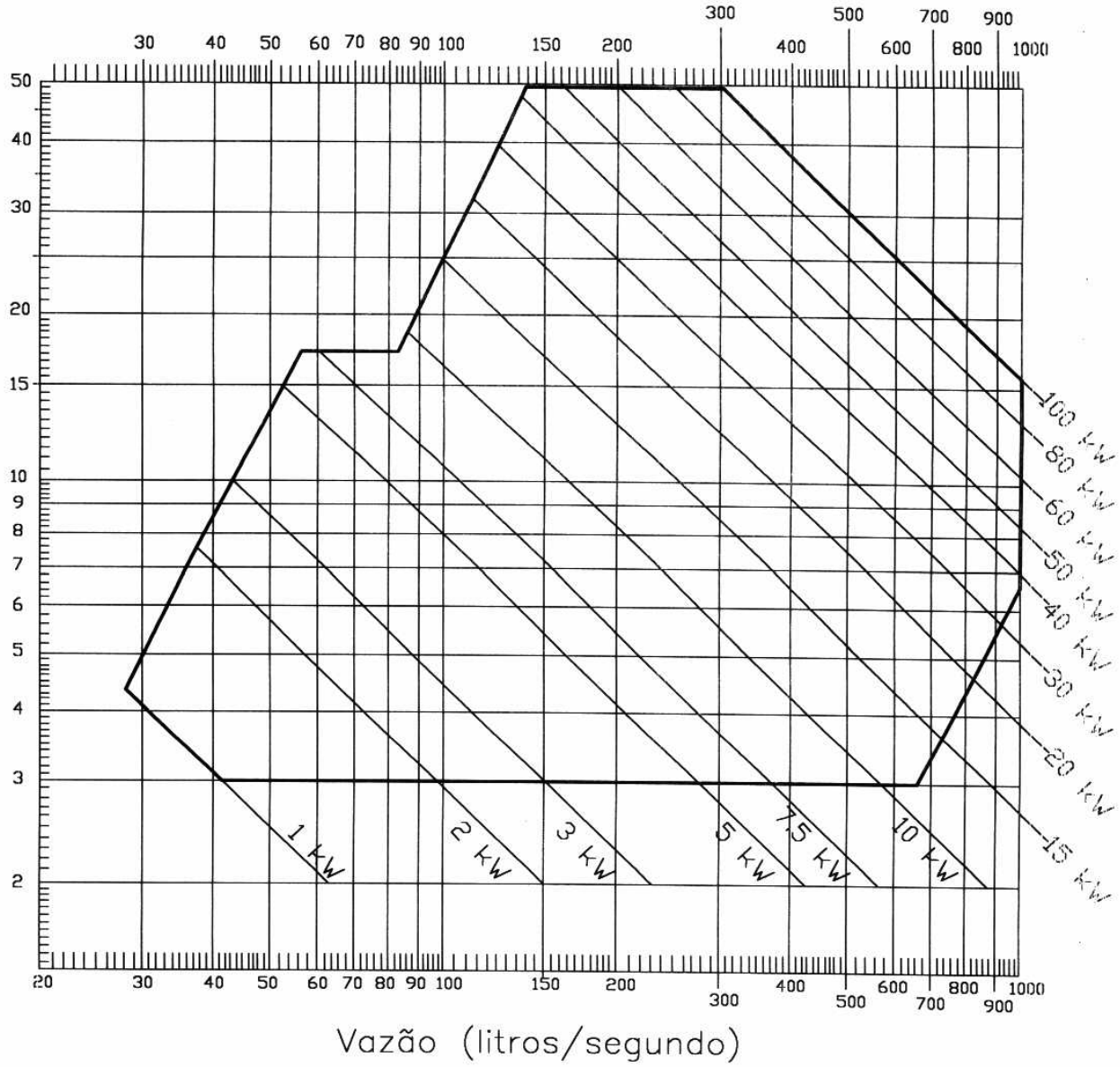
Entre em contato conosco para obter maiores informações e/ou esclarecimento de dúvidas.

Rua José Gomes Nogueira, 133 – VARGINHA – MG – 37014-040
Tel. 35 214-5743 - 35 9989-6088 - Fax 35 214-4834
jhenrique@varginha.br

RM Equipamentos Ltda.

FAIXA DE UTILIZAÇÃO DAS TURBINAS RM

"Fluxo Cruzado"



Rua José Gomes Nogueira, 133 – VARGINHA – MG – 37014-040
Tel. 35 214-5743 - 35 9989-6088 - Fax 35 214-4834
jhenrique@varginha.br

S.Paulo, 03 de agosto de 2000

À Betta Hidroturbinas

Prezado Antonio Carlos/ Rodolpho

Conforme nossa conversa telefônica do dia 31 de julho, venho solicitar sua colaboração, conforme orientação do prof. Augusto, da EFEI, Itajubá, para alguns valores de conjuntos completos de turbinas Michell-Banki /geradores/redutores/válvula e regulador (se necessário) para levantamento de uma curva de sensibilidade de preço esperado por kW instalado desse tipo de turbina para micro/ minicentrais.

Altura útil Hu (m)	**Vazão (l/s)**	**Tipo do conjunto**	**Rendimento**	**Potência no Gerador kWA**	**Preço estimado do conjunto R$**
3	40	2020		0,4	4.460,00
	100	2040		1,5	5.116,00
	500	4085		9,4	18.720,00
	800	40120		15,0	23.990,00
5	80	2020		2,2	5.307,00
	200	3040		5,7	9.790,00
	400	4045		12,3	14.202,00
	800	4085		26,5	25.404,00
10	40	1510		2,2	4.542,00
	100	2020		5,5	5.960,00
	500	4045		32,8	20.382,00
	1000	4085		68	48.642,00
20	20	P-400		2,5	4.120,00
	60	2010		6,6	6.690,00
	100	2020		11,8	6.932,00
	200	2030		24,5	9.606,00
	800	4045		111,6	43.632,00
30	40	P-500		7,4	7.020,00
	100	2010		18,1	7.948,00
	500	3040		99,4	34.702,00
	1000	4045		209,2	SOB CONSULTA

OBS: Acima de 2 KVA com regulador de velocidade

Tal levantamento fará parte do meu estudo de mestrado, no campo das pequenas turbinas hidráulicas, que está sendo desenvolvido no IEE – USP (Instituto de Eletrotécnica e Energia).

Desde já agradeço a atenção dispensada,

Atenciosamente

Antonio G. de Mello Jr.

Joaçaba, 29 de Agosto de 2000

Prezado Senhor

Antônio G. de Mello

Ratificando entendimentos mantidos por fone, relativamente o custo estimado dos equipamentos solicitados vosso levantamento da curva de sensibilidade de preço. Os Preços abaixo relacionados referem-se a:

- Turbina Francis Espiral Simples de Eixo Horizontal equipada com:
  - Válvula Borboleta,
  - Volante de Inércia e
  - Regulador de Velocidade Mecânico.

Altura de Queda útil Hu (m)	**Vazão (m^3/s)**	**Rendimento estimado em %**		**Potência no Gerador kW**		**Preço estimado do conjunto em R$**
		Turb	**Ger.**	**Turbina**	**Gerador**	
10	0,25	80		22 KW		30.000,00
10	0,50	80		43 KW		33.500,00
10	2,0	80		167 KW		150.000,00
20	3,0	80		500 KW		220.000,00
30	3,0	80		751KW		250.000,00
50	3,0	80		1.250 KW		280.000,00

Não estão inclusos nestes preços ou não fazem parte de nosso fornecimento:

- Transporte;
- Montagem;
- Gerador;
- Multiplicador;
- Painel elétrico.

Confirmando nosso acentuado interesse no fornecimento a questão, a HISA manifesta-se já disposta aos esforços necessários e possíveis para atendê-los da melhor forma. Colocamo-nos a disposição para quaisquer esclarecimentos que se tornem necessários.

Atenciosamente

Renato Groth
Depto. de Vendas

ANEXO B

Pag.

- **B.1- Orçamentos recebidos**..... B 01
- **B-2- Cálculo dos impostos de importação**..... B 09
- **B.3- Relações de turbinas de fluxo cruzado fabricadas pela Ossberger**..... B 11
- **B.4- Relação de turbinas de fluxo cruzado fabricadas pela CINK**..... B 22
- **B.5- Dados hidrológicos da região do reservatório da usina de Tatu**..... B 28
- **B.6- Dados técnicos da usina hidrelétrica de Tatu**..... B 41

- **B.1- Orçamentos recebidos**

HYDROCINK s.r.o.
Konevova 31, 130 00 Praha 3, CZECH REPUBLIC
Tel: +420/2/6972000, 6971280, 6972424 Fax: +420/2/6971277, 6972340
e-mail: cink@jerrytex.anet.cz web site: http://ms.anet.cz/~cink
hydrocink@mbox.vol.cz

OFFER No. 155/HC/00 - A,B (See offer No.035/CI/99-A,B) Pages: 5 Date: 10.08.2000	**Mr. Antonio G. de Mello JR.** **Sao Paulo** **BRASIL**

Subject: Offer for hydroelectric units, small hydro power plant in Brasil

Dear Sir,
we have the pleasure to offer you the hydroelectric units/equipment as follows.

Project TATU

ALTERNATIVE A

1) Turbine - 1 No.

Type:	Crossflow turbine CINK
Manufacturer:	Cink, Czech Republic
Model:	7,5Bx1000
Number of units:	1
Number of runners:	1 for each
Diameter of runner:	750 mm
Runner width:	1000 mm
Regulation:	Radial control plate moved by hydraulic cylinders

Bearings:

Type:	spherical-roller
Manufacturer:	SKF
Number:	2

Materials

Runner:	Blades - stainless steel, shaft - constructional steel
Case and cover:	Constructional steel, extra heavy duty, strongly ribbed, stressed parts from stainless steel
Regulation plate:	Constructional steel

Net head by maximum discharge:	22,0	m
Maximum discharge:	2,75	m^3/s
Discharge variation:	0,7-2,75	m^3/s
Turbine speed:	285	rpm
Turbine centreline elevation:	2,5	m over water
Output by Q = 2,75 m^3/s		
Turbine output:	496	kW
Generator output:	453	kW
Turbine efficiency:	74-86,0	%
Maximum permissible pressure rise:	50	m.w.c.
Maximum runaway speed:	486	rpm

HYDROCINK s.r.o.
Konevova 31, 130 00 Praha 3, CZECH REPUBLIC
Tel: +420/2/6972000, 6971280, 6972424 Fax: +420/2/6971277, 6972340
e-mail: cink@jerrytex.anet.cz web site: http://ms.anet.cz/~cink
hydrocink@mbox.vol.cz

2) Auxiliary equipment - 1 Set
Base frame
Draft tube, length 2,0 m
Inlet pipe
Flexible couplings for connecting two shaft ends (turbine-gearbox, gearbox-generator)
Hydraulic oil engine-pump set

3) Gearbox - 1 Set

Type:	Helical gearbox, double stage H2SH
Size:	11
Gear ratio:	6,3

4) Main inlet valve - 1 Set

Type:	Butterfly valve
Diameter:	DN 1000
Pressure rise:	PN 6
Operation:	Manually

5) Generator - 1 No.

Type:	Synchronous brushless self-regulating 3-phase generator
Number of units:	1
Nominal output:	500 kW (625 kVA)
Nominal voltage:	6,3 kV
Nominal speed:	1800 rpm
Frequency:	60 Hz
Protection degree:	IP 23
Cooling:	IC 01
Insulation class:	H
Max. efficiency:	93,8 %
Power factor:	0,80

6) Electrical equipment - 1 Set - islanded operation

a) Governor-unit control cubicle
PLC system with indicator lamps, pushbuttons, selector switches, LCD display, for manual and automatic operation, automatic disconnection, automatic starts, optimalisation of the output and power generation, automatic trouble shooting. Optional - PLC to enable remote control and reading (telephone line, radio).

b) Head water level measurement

Type:	electronic with pressure sensor, protections, transmitter
Supply voltage:	24 V DC
Output:	Analogue

7) Spare parts for 2 years operation

8) Technical documentation in English (manuals, drawings) - 2 sets per unit

HYDROCINK s.r.o.
Konevova 31, 130 00 Praha 3, CZECH REPUBLIC
Tel: +420/2/6972000, 6971280, 6972424 Fax: +420/2/6971277, 6972340
e-mail: cink@jerrytex.anet.cz web site: http://ms.anet.cz/~cink
hydrocink@mbox.vol.cz

Price:

Price for design, engineering, manufacture, shop inspections, testing, packing, CIF Santos Harbour, Brasil **- alternative A**

Total price CIF for 1 unit/equipment as above	**242.000,- USD**

ALTERNATIVE B

1) Turbines - 2 Nos.

Type:	Crossflow turbine CINK
Manufacturer:	Cink, Czech Republic
Model:	9,6Bx1150
Number of units:	2
Number of runners:	1 for each
Diameter of runner:	960 mm
Runner width:	1150 mm
Regulation:	Radial control plate moved by hydraulic cylinders

Bearings:

Type:	spherical-roller
Manufacturer:	SKF
Number:	2

Materials

Runner:	Blades - stainless steel, shaft - constructional steel
Case and cover:	Constructional steel, extra heavy duty, strongly ribbed, stressed parts from stainless steel
Regulation plate:	Constructional steel

Net head by maximum discharge:	22,0	m
Maximum discharge per unit:	3,75	m^3/s
Discharge variation per unit:	0,9-3,75	m^3/s
Total discharge variation:	0,9-7,5	m^3/s
Turbine speed:	200	rpm
Turbine centreline elevation:	3,0	m over water
Output by Q = 3,75 m^3/s and H_{net} = 22,0 m		
Turbine output per unit:	680	kW
Generator output per unit:	624	kW
Total output:	1248	kW
Maximum runaway speed:	410	rpm

HYDROCINK s.r.o.
Konevova 31, 130 00 Praha 3, CZECH REPUBLIC
Tel: +420/2/6972000, 6971280, 6972424 Fax: +420/2/6971277, 6972340
e-mail: cink@jerrytex.anet.cz web site: http://ms.anet.cz/~cink
hydrocink@mbox.vol.cz

2) Auxiliary equipment - 2 Sets
Base frame
Draft tube, length 2,5 m
Inlet pipe
Flexible couplings for connecting two shaft ends (turbine-gearbox, gearbox-generator)
Hydraulic power pack

3) Main inlet valve - 2 Sets

Type:	Butterfly valve
Diameter:	DN 1200
Pressure rise:	PN 6
Operated:	Manually

4) Gearbox - 2 Sets

Type:	Helical gearbox ,double stage
Size:	13
Gear ratio:	9,0

5) Generator - 2 Nos.

Type:	Synchronous brushless self-regulating 3-phase generator
Number of units:	2
Nominal output:	700 kW (875 kVA)
Nominal voltage:	400 V
Nominal speed:	1800 rpm
Frequency:	60 Hz
Protection degree:	IP 23
Cooling:	IC 01
Insulation class:	F
Power factor:	0,80

6) Electrical equipment - 2 Sets - parallel operation with the grid

a) Generator control, instrumentation and anunciation panel
Generator switchboard 400 V, 60 Hz
Circuit breakers, fuse bases, air breaker contactors, current transformer, time relay, auxiliary relay, push buttons, automatic battery recharging, signal lights, rows of terminals, battery 24 V DC, fully automatic synchronising panel, automatic voltage regulator.

b) Unit protections
Electrical protection relays:
- over and under voltage
- over and under frequency
- over current
- reverse power protection relay

c) Head water level measurement

Type:	electronic with pressure sensor, protections, transmitter
Supply voltage:	24 V DC

HYDROCINK s.r.o.
Konevova 31, 130 00 Praha 3, CZECH REPUBLIC
Tel: +420/2/6972000, 6971280, 6972424 Fax: +420/2/6971277, 6972340
e-mail: cink@jerrytex.anet.cz web site: http://ms.anet.cz/~cink
hydrocink@mbox.vol.cz

d) Governor-unit control cubicle
PLC system with indicator lamps, pushbuttons, selector switches, LCD display, for manual and automatic operation, automatic disconnection, automatic starts, optimalisation of the output and power generation, automatic trouble shooting. Optional - PLC to enable remote control and reading (telephone line, radio).

7) Low voltage cables inside the powerhouse

8) Spare parts for 2 years operation

9) Technical documentation in English (manuals, drawings) - 2 sets per unit

Price:

Price for design, engineering, manufacture, shop inspections, testing, packing, CIF Santos Harbour, Brasil

Total price EXW for 2 units/equipment as above	**380.000,- USD**

Payment: Irrevocable and confirmed letter of credit (L/C)

Delivery time: max. 8 months after the receipt of L/C

Guarantee: 1 year after commissioning or 18 months after the shipment date, whatever is earlier.

Validity of the offer: 3 months

Yours Sincerely

Martin Exner
(unsigned electronically sent document)

Antonio G. de Mello Jr.

De: <rodney.suhr@power.alstom.com>
Para: <MELLOjr@osite.com.br>
Enviada em: quinta-feira, 10 de agosto de 2000 09:25
Anexar: Gráfico.xls
Assunto: Estimativa de preço

Prezado Mello

Conforme você me solicitou , aqui estão os dados técnicos e os preços estimativos para as condições que você me passou.

Caso 1

Turbina Francis Horizontal Simples
Q=2,75 m³/s
Altura líquida 22 m
Potência esperada 480 KW

Dados técnicos

Potência no eixo 526 kW
Diâmetro da turbina 660 mm
rotação 720 rpm
velocidade de disparo 1450 rpm
altura de sucção 1,0 m (diferença entre a jusante mínima e o nível do eixo)
diâmetro da válvula 1000 mm
Tensão do Gerador 4160 V
Fator de Potência 0,8
Potência do Gerador 0,6 kVA

Preços

Turbina	570.000,00
Regulador	125.000,00
Válvula	65.000,00
Gerador	240.000,00
total	1.000.000,00

Caso 2

Turbina Francis Dupla
Q=7,5 m³/s
Altura líquida 22 m
Potência esperada 1480 KW

Dados técnicos

Potência no eixo 1514 kW
Diâmetro da turbina 860 mm
rotação 450 rpm
velocidade de disparo 870 rpm
altura de sucção 4,0 m (diferença entre a jusante mínima e o nível do eixo)
diâmetro da válvula 1700 mm
Tensão do Gerador 4160 V
Fator de Potência 0,8
Potência do Gerador 1,85 kVA

Preços

Turbina	790.000,00
Regulador	155.000,00
Válvula	155.000,00
Gerador	280.000,00
total	1.380.000,00

Caso 3

Turbina S-Montante
Q=2,75 m³/s
Altura líquida 22 m
Potência esperada 1480 KW

Dados técnicos

Potência no eixo 1488 kW
Diâmetro da turbina 1060 mm
rotação 600 rpm
velocidade de disparo 1600 rpm
altura de sucção -2,0 m (diferença entre a jusante mínima e o nível do eixo)
diâmetro da válvula 1500 mm
Tensão do Gerador 4160 V
Fator de Potência 0,8
Potência do Gerador 1,85 kVA

Preços

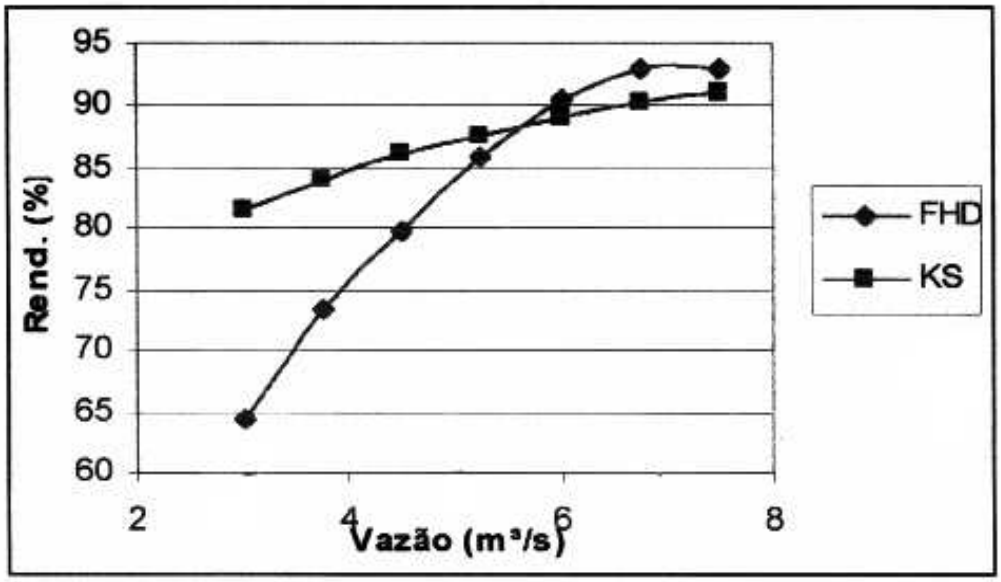
Turbina	590.000,00
Regulador	190.000,00
Válvula	120.000,00
Gerador	260.000,00
total	1.240.000,00

Aqui estão os gráficos

(See attached file: Gráfico.xls)

sds

Rodney Suhr



- B.2 – Cálculo dos impostos de importação.

Jarcel Celulose S.A.

18/08/2000

Cálculo de custo - Materiais Importados

PREÇO DE REPOSIÇÃO DE PRODUTO IMPORTADO

Solicitação de Cotação: _____ **QR:** _____ **TEC:** 8404.90.10

Produto: _____

Valor FOB	380.000,00	US$
Tipo de transporte	Marítimo	
Frete Internacional		US$
I.I	18,00%	☐ Isento
IPI	5,00%	☐ Isento
ICMS	18,00%	☐ Isento

II=18%
II=5%

Conversão de moeda para R$	
US$	1,8090

L.I. -*Licenciamento de importação não-automático*	R$	40,00	☑ Isento
D.I - *Declaração de Importação*	R$	40,00	
Número de adições 01			

Armazenagem	Aéreo		Marítimo	
◉ 1º Período	*até 5 dias*	1,00%	*até 10 dias*	0,42%
○ 2º Período	*6-10 dias*	1,50%	*11-20 dias*	0,84%
○ 3º Período	*11-20 dias*	3,00%	*21-30 dias*	1,68%
○ 4º Período	*21-30 dias*	4,50%	*31-40 dias*	2,16%
○ Outro Período		0,00%	50 dias	

FOB	**US$**	**380.000,00**	**R$**	**687.420,00**
C&F	**US$**	**380.000,00**	**R$**	**687.420,00**
CIF	**US$**	**381.559,14**	**R$**	**690.240,48**

Despesa desconsolidação	80,00	US$
Capatazia	25.000,00	Kg
Outras Despesas	100,00	R$ (17/08)

ISENTO	Descrição	R$
☐	**Frete Internacional**	-
☐	**Seguro (FOB+FRETE)** *Aéreo* *Maritimo* *x 10%* *0,373%* *0,373%*	2.820,48
	I.I 18,00% **IPI** 5,00% **ICMS** 18,00%	124.243,29 40.724,19 153.937,43
	L.I. -*Licensiamento de importação não-automático*	-
☐	**D.I** - *Declaração de Importação* **Número de adições** **01**	40,00
☐	**Armazenagem** Taxa >>> 0,42%	2.899,01
☐	**Despesa desconsolidação**	144,72
☐	**Capatazia**	180,90
☐	**AFRMM**=*25% do frete*	-
☐	**A.T.** = *50% sobre as tarifas aéreas*	-
☐	**Sindicato**: 2% (+10%) de A(xx) *mínimo* *R$* *42,80* *(+10%)* *máximo* *R$* *171,00* *(+10%)*	188,10
☐	**Honorários**: 2% (+5%) de A(xxx) *mínimo* *R$* *43,40* *(+5%)* *máximo* *R$* *434,20* *(+5%)*	455,91
☐	**Outras despesas**	100,00
☐	**Tranporte** *até* Aéreo *R$ 42,00* *transportadora oficial* Marítimo *R$ 168,00*	168,00

PREÇO DE REPOSIÇÃO POSTO:	Rio de Janeiro	**R$ 1.013.322,03** **US$ 560.155,91**

ÍNDICE PARA CÁLCULO INSTANTÂNEO	**47,41%**

Códigos ① S.H. Pos. e Subpos.	Itens e/ou Subitens NCM	NALADI	Descrição ② Nomenclatura Comum do MERCOSUL / Nomenclatura da Associação Latino-Americana de Integração	Trat. Exig. Adm. ③	Imposto de Importação ④ TEC %	Exc. à TEC %	Notas	Defesa Coml.	Trib. Interna ⑤ IPI %	ICMS	Acordos Intern. ⑥ ALADI	OMC/GATT %	SGPC pref. perc.
8409.99	1		Bielas, blocos de cilindro, cabeçotes, cárteres, injetores (incluídos os bicos injetores), válvulas de admissão ou de escape, coletores de admissão ou de escape, anéis de segmento e guias de válvulas										
	11	00+	Bielas	E	19	–	–	–	5	TN	NA	–	–
			"Ex" 01 – De motores de ônibus ou caminhões, de potência igual ou superior a 125 HP	E					4				
	12	00+	Blocos de cilindros, cabeçotes e cárteres	E	19	–	–	–	5	TN	NA	–	–
			"Ex" 01 – De motores de ônibus ou caminhões, de potência igual ou superior a 125 HP	E					4				
	13	00+	Injetores (incluídos os bicos injetores)	E	19	–	–	–	5	TN	NA	–	–
	14	00+	Válvulas de admissão ou de escape	E	19	–	–	–	5	TN	NA	–	–
	15	00+	Coletores de admissão ou de escape	E	19	–	–	–	5	TN	NA	–	–
	16	00+	Anéis de segmento	E	19	–	–	–	5	TN	NA	–	–
	17	00+	Guias de válvulas	E	19	–	–	–	5	TN	NA	–	–
	20	00+	Pistões ou êmbolos	E	19	–	–	–	5	TN	NA	–	–
	30	00+	Camisas de cilindro	E	19	–	–	–	5	TN	NA	–	–
	90	00+	Outras	E	19	–	–	–	5	TN	NA	–	–
			"Ex" 01 – Carcaças de motores de ônibus ou caminhões, de potência igual ou superior a 125 HP	E					4				
8410			**TURBINAS HIDRÁULICAS, RODAS HIDRÁULICAS, E SEUS REGULADORES**										
8410.1			- TURBINAS E RODAS HIDRÁULICAS										
8410.11	00	00	- - **De potência não superior a 1.000kW**	E	17BK	18	(2)	–	5×	R	NA	–	–
8410.12	00	00	- - **De potência superior a 1.000kW, mas não superior a 10.000kW**	E	17BK	18	(2)	–	5×	R	NA	–	–
8410.13	00	00	- - **De potência superior a 10.000kW**	E	17BK	18	(2)	–	5×	R	NA	–	–
			"Ex" 001 – Turbina hidráulica, tipo bulbo, de potência nominal igual ou superior a 40.000 Kw	E/LI		5	(1)						
8410.90	00	00	- PARTES, INCLUÍDOS OS REGULADORES	E	17BK	18	(2)	–	5	TN	NA	–	–
			"Ex" 001 – Eixo intermediário para turbina hidráulica, com 8.200 mm de comprimento e 2.500 mm de diâmetro	E/LI		5	(4)						
			"Ex" 002 – Eixo principal para turbina hidráulica, com 4.000 mm de comprimento e 2.500 mm de diâmetro	E/LI		5	(4)						
8411			**TURBORREATORES, TURBOPROPULSORES E OUTRAS TURBINAS A GÁS**										
8411.1			- TURBORREATORES										
8411.11	00	00	- - **De empuxo (impulso*) não superior a 25kN**	E/E-1	3BK	–	(3)	–	5×	TN	NA	–	–
8411.12	00	00	- - **De empuxo (impulso*) superior a 25kN**	E/E-1	3BK	–	(3)	–	0	TN	NA	–	–
8411.2			- TURBOPROPULSORES										
8411.21	00	00	- - **De potência não superior a 1.100kW**	E/E-1	3BK	–	(3)	–	0	TN	NA	–	–
8411.22	00	00	- - **De potência superior a 1.100kW**	E/E-1	3BK	–	(3)	–	0	TN	NA	–	–
8411.8			- OUTRAS TURBINAS A GÁS										
8411.81	00	00	- - **De potência não superior a 5.000kW**	E/E-1	3BK	–	(3)	–	0	TN	NA	10■	–
8411.82	00	00	- - **De potência superior a 5.000kW**	E/E-1	3BK	–	(3)	–	5×	TN	NA	10■	–
8411.9			- PARTES										
8411.91	00	00	- - **De turborreatores ou de turbopropulsores**	E	3BK	–	(3)	–	5	TN	NA	–	–
8411.99	00	00	- - **Outras**	E	3BK	–	(3)	–	5	TN	NA	–	–
8412			**OUTROS MOTORES E MÁQUINAS MOTRIZES**										
8412.10	00	00	- PROPULSORES A REAÇÃO, EXCLUÍDOS OS TURBORREATORES	E	3BK	–	(3)	–	5×	TN	NA	–	–
			"Ex" – Exceto para aeronaves	E								0■	
8412.2			- MOTORES HIDRÁULICOS										
8412.21			- - **De movimento retilíneo (cilindros)**										
	10	00+	Cilindros hidráulicos	E	17BK	18	(2-3)	–	5×	TN	NA	–	–
			"Ex" 01 – Para uso em aeronáutica	E					0				
			"Destaque da NCM 001 – para uso aeronáutico"	E/LI-1									

NA V. informações sobre a ALADI no Apêndice 3
(■) Dec. 75.772 - DOU 27.05.75 - V. Apêndice 3
E Consultar a tabela Tratamento Administrativo do Siscomex, para saber a necessidade de Licenciamento não-Automático e outras exigências - V. Apêndice 8
E-1 Destaque da NCM 001 - para uso aeronáutico - neste caso import. sujeita a Licenciamento não Automático, a ser analisada pela COTAC, exceto quando tratar-se de admissão temporária para reparo ou manutenção - V. informações referenciais no Apêndice 1
LI Import. sujeita a Licenciamento não-Automático - V. chamada (C) no Apêndice 1
LI-1 Import. sujeita a Licenciamento não-Automático, a ser analisada pela COTAC - V. informações referenciais no Apêndice 1
(*) Dec. 3.102 - DOU 01.07.99 (Alíq. vig. a partir de 01.12.99)
TN Tributação Normal - V. Apêndice 5
R Redução da Base de Cálculo - V. Conv. ICMS 52/91 no Apêndice 5
(1) Port. MF 202 - DOU 13.08.98
(2) V. Lista de Exceções à TEC no Apêndice 2 (Alíq. vig. até 31.12.00)
(3) Produto sujeito à alíq. zero do I.I. - V. Regra Geral de Tributação para Produtos do Setor Aeronáutico no Apêndice 2
(4) Port. MF 3 - DOU 13.01.00

- **B.3- Relações de turbinas de fluxo cruzado fabricadas pela Ossberger**

KURZBRIEF
MESSAGE

OSSBERGER

Ossberger-Turbinenfabrik GmbH + Co Postfach 425 D-91773 Weissenburg i. Bay.

Mr.
Antonio G. de Mello Jr.
Kaoru Oda 143 Butantã

S. Paulo - CEP - 05541 - 060
B R A S I L

Tel.: 09141/977-0
Fax.:09141/97720
e-mail: ossberger @ t-online.de

Unser Zeichen / Our ref.
he/Ne.

Datum/ Date
July 13, 1999

zu Händen / Attention: Mr. Antonio G. de Mello Jr.

Betreff / Subject: OSSBERGER Cross-Flow Turbines

Sie erhalten / Please find enclosed:

1-fold Extract from the reference list for the years 1993 to 1999

Wir bitten um / Please

☐ Kenntnisnahme/ take note ☐ Rückgabe / return to us ☐ wie besprochen / as dicussed

☐ Mit Dank zurück / returned with thanks ☐ Ablage / file ☐

Bemerkungen / Remarks

Dear Sir,

as requested in your e-mail dated July 08, 1999 please find attached the list of OSSBERGER Cross-Flow Turbines assembled in the last 5 years.

We hope we could help you and remain with

Mit freundlichen Grüßen / Kind Regards
OSSBERGER-TURBINENFABRIK GmbH + Co

k.

Country	Address	Project	Year	Head [m]	Supply [l/s]	Output [kW]	Type of Turbine Type of Regulator
ITALY	Microcentrale idroelettrica acquedotto I-55030 SILLANO (LU)	SILLANO	1993	291,0	25	60,0	A 1333 H1 electrical
SWITZERLAND	Forces Motrices de Mauvoisin S.A. CH - 1948 Fionnay	MAUVOISIN III	1993	30,0	38	8,0	G 200 spez.
CANADA	General Electric Canada Inc. General Receiving Lachine, Quebec	LG 1	1993	27,0	38	7,3	G 200 I g
CANADA	General Electric Canada Inc. General Receiving Lachine, Quebec	LG 1 II	1993	27,0	38	7,3	G 200 I g
CANADA	General Electric Canada Inc. General Receiving Lachine, Quebec	LG 1 III	1993	27,0	38	7,3	G 200 I g
CANADA	General Electric Canada Inc. General Receiving Lachine, Quebec	LG 1 IV	1993	27,0	38	7,3	G 200 I g
CANADA	General Electric Canada Inc. General Receiving Lachine, Quebec	LG 1 V	1993	27,0	38	7,3	G 200 I g
CANADA	General Electric Canada Inc. General Receiving Lachine, Quebec	LG 1 VI	1993	27,0	38	7,3	G 200 I g
CANADA	General Electric Canada Inc. General Receiving Lachine, Quebec	LG 1 VII	1993	27,0	38	7,3	G 200 I g
CANADA	General Electric Canada Inc. General Receiving Lachine, Quebec	LG 1 VIII	1993	27,0	38	7,3	G 200 I g
CANADA	General Electric Canada Inc. General Receiving Lachine, Quebec	LG 1 IX	1993	27,0	38	7,3	G 200 I g
GERMANY	Ludwig Fischer 94264 Langdorf	FISCHER LUDWIG	1993	13,4	100	10,5	SH 35 g
GERMANY	Maria Schosser 94508 Schöllnach	SCHOSSER	1993	6,1	120	5,7	SH 35
GERMANY	Johann Pfefferle KG Säge- und Hobelwerk 71579 Spiegelberg-Eisenlautern	PFEFFERLE	1993	6,9	160	8,7	SH 38 g 2-H
GERMANY	Konrad Samberger 92367 Pilsach bei Neumarkt	SAMBERGER	1993	5,1	180	7,3	SH 38
GERMANY	Josef Baier 94262 Kollnburg	BAIER	1993	7,2	200	11,2	SH 38
GERMANY	Hermann Blößl Eisenwaren 94130 Obernzell	BLÖßL	1993	24,8	200	38,9	SH 38
GREECE	Kläranlage Rethymnon über Passavant Werke AG Kreta	RETHYMNON	1993	36,0	210	60,0	SH 35 I g A-1-H
GERMANY	Kempinger GdbR zu Hd. Herrn Kempinger 94143 Grainet-Vorderrfreundorf	KEMPINGER	1993	17,4	210	28,7	SH 35 g
AUSTRIA	Walkjankererzeugung Emmerich Ruhdorfer A - 8953 Donnersbach 49	RUHDORFER II	1993	56,9	220	103,0	G 40 1
SWITZERLAND	Johann Zellweger CH - 9442 Berneck	ZELLWEGER JOHANN	1993	9,7	250	19,1	SH 38 2-H

Country	Address	Project	Year	Head [m]	Supply [l/s]	Output [kW]	Type of Turbine Type of Regulator
GERMANY	Karl-Heinz Neubert 09484 Hammerunterwiesenthal	NEUBERT	1993	4,9	300	11,5	SH 311
GERMANY	Herr Specht WKA Schmalz, Hammermühle über Obersiebrasse, Warburg	SPECHT	1993	7,3	300	17,1	SH 38
GERMANY	Peroxid Chemie GmbH 82049 Höllriegelskreuth	PEROXID	1993	44,5	333	116,0	G 43 II g 3-MK/B/R
GERMANY	Versuchsanstalt für Wasserbau Technische Universität München 82432 Obernach / Walchensee	OBERNACH	1993	2,9	350	7,9	OSMT 04/2
GERMANY	Xaver Zollner 94327 Bogen	ZOLLNER	1993	3,4	360	9,6	SH 311
GERMANY	Oskar Eller 97461 Rügheim	ELLER	1993	3,2	420	10,7	SH 311 B
AUSTRIA	Franz Haas Sägewerk A - 4211 Alberndorf	HAAS	1993	4,4	450	15,5	SH 311 2-H
CROATIA	"Dos Commerce" s.p.o. Export - Import 58310 Omis - Duce	KOSTANJE II	1993	12,0	500	47,0	SH 40 I g H2SH03A
GERMANY	Werner Jung 35684 Dillenburg	JUNG WERNER	1993	8,2	500	32,7	SH 311
GERMANY	Dipl.-Ing. Helmut Horn 56457 Westerburg	HORN	1993	11,2	600	52,7	SH 311 B 2-H
TANSANIA	The Diocese of Mtwara Bishop's Office Mtwara	NYANGAO	1993	7,9	700	43,3	SH 43 AA 3
AUSTRIA	Hans-Urban Müller Sägewerk und Holzhandel A-9735 Fellbach 3	MÜLLER, FELLBACH	1993	8,1	900	57,5	SH 43 2-MK/B/R
SAO TOME	GUEGUE Mini Hydroelectric Power Station Sao Tomé	GUEGUE	1993	47,7	900	366,0	G 62/12 g S-2-MK/So
GERMANY	Siegfried Rohrmeier 84066 Mallersdorf-Pfaffenberg	ROHRMEIER	1993	2,2	950	16,7	SH 52 g
GERMANY	V E A G Vereinigte Energiewerke AG 12681 Berlin	MARKERSBACH	1993	26,0	1000	217,0	G 52 g 2-MK/B/R
USA	Donald Landroche Marlow Hill Road NH 03456	MARLOW	1993	12,1	1050	100,0	SH 43 g
GERMANY	Ulrich Giera Baugeschäft 08352 Pöhla	GIERA	1993	5,3	1300	54,7	SH 52 g 2-MK/B/R
GERMANY	Kupferfolienfabrik Leon. Köllisch 90518 Altdorf	KÖLLISCH	1993	3,0	1900	44,7	SH 62/10 g
GERMANY	Reinhard Beck 82401 Rottenbuch	BECK REINHARD	1993	8,0	2000	125,0	SH 52 g 2-MK/B/R
ITALY	Societa' Elettrica Romagnola fraz. S. Cassiano I-48013 BRISIGHELLA (RA)	SAN CASSIANO	1993	15,0	2200	272,0	SH 62/12 2-MK/So/R
USA	R & M Construction & Services Crookes Falls Powerhouse Clorado 81235	CROOKES FALLS	1993	17,7	3740	551,0	G 8.132/17 A-2-H

Country	Address	Project	Year	Head [m]	Supply [l/s]	Output [kW]	Type of Turbine Type of Regulator
AUSTRIA	Adam Thurner Ennslehengut A - 5542 Flachau	THURNER	1994	65,0	30	15,2	G 35 I spez. g
AUSTRIA	Jakob Harlander Ges.m.b.H. E-Werk A-5660 Taxenbach	HARLANDER II	1994	82,1	150	96,5	G 35 II g S-2-MK/B/R
GERMANY	Sporthotel Frankenschleif Herr Weidner 93449 Waldmünchen	WEIDNER	1994	7,0	170	9,3	SH 38
AUSTRIA	Johann Rössl A - 8734 Kleinlobming	RÖSSL	1994	9,1	200	14,3	SH 38
GERMANY	Ernst Käb Inh. Werrner Käb 96106 Eichelberg bei Ebern	KÄB	1994	4,6	285	10,2	SH 311
GERMANY	Isidor Feigl 93458 Eschlkam	FEIGL	1994	15,3	300	36,1	SH 38 g
GERMANY	Harald Koros 88079 Kressbronn	KOROS	1994	5,2	340	13,8	SH 38 2-H
GERMANY	Johanna Richter 93449 Waldmünchen	RICHTER	1994	4,2	400	13,1	SH 311
GERMANY	Karl Link 91790 Nennslingen	LINK KARL	1994	3,0	400	9,4	SH 311
GERMANY	Manfred Lenz 57567 Daaden-Biersdorf	LENZ	1994	4,4	400	13,8	SH 311
GERMANY	Norbert Blößl Metallbau 94139 Breitenberg	BLÖSSL	1994	15,3	400	49,2	SH 38 g
GERMANY	Daffner & Nielsen Betriebs-GmbH 94234 Viechtach	DAFFNER & NIELSEN	1994	6,0	400	18,8	SH 43 A-2-H
GERMANY	Robert Kruger 73453 Abtsgmünd	KRUGER	1994	2,7	440	9,2	SH 43
GERMANY	Michael Senk WKA Ehrenzipfel I 08355 Rittersgrün	SENK	1994	29,9	450	108,0	G 38 g 2-MK/B/R
GERMANY	VERSCH Baustoffe GmbH Herr Jürgen Versch 97907 Hasloch	VERSCH	1994	3,5	450	12,3	SH 311 2-H
GERMANY	Franz Ehring Sägewerk 94265 Patersdorf	EHRING	1994	3,6	450	12,7	SH 311 g
FRANCE	Leon Delahaye Moulin du Roch F-56700 Hennebont	DELAHAYE	1994	4,5	470	16,5	SH 311 B
GERMANY	Georg Pfalzgraf 36287 Breitenbach-Oberjossa	PFALZGRAF	1994	4,3	500	16,8	SH 311 2-H
GERMANY	Wilhelm Gutmann Sägewerk + Holzhandlung GmbH 79244 Münstertal	GUTMANN	1994	6,3	500	25,0	SH 43 g 2-MK/B/R
GERMANY	Richard Weisheit 95482 Gefrees	WEISHEIT	1994	5,4	600	25,4	SH 43 g 2-H
GERMANY	Klein, Elleringhausen über: Jürgen Obersiebrasse 34414 Warburg-Welda	KLEIN	1994	3,2	600	15,2	SH 43 g

Country	Address	Project	Year	Head [m]	Supply [l/s]	Output [kW]	Type of Turbine Type of Regulator
GERMANY	Josef Nagl Säge- und Hobelwerk 83098 Brannenburg	NAGL J.	1994	5,2	600	24,4	SH 43 g A-2-H
AUSTRIA	STADLER J.u.E. Ges.N.B.R. Säge- und Hobelwerk, A - 5360 St. Wolfgang	STADLER, ÖSTERREICH	1994	5,8	650	29,5	SH 43
GERMANY	Johann Kaiser 94342 Straßkirchen	KAISER JOHANN	1994	39,3	700	234,0	2 x G 52/10 g 4-MK/B/R
GERMANY	Falter GdR Säge- und Hobelwerk 94256 Drachselsried	FALTER	1994	20,2	700	116,0	G 43 g
GERMANY	Franz Reiter 84416 Taufkirchen/Vils	REITER F.	1994	2,2	700	12,0	SH 43 g A-2-H
GERMANY	Gerhard Mies 09496 Pobershau	MIES	1994	31,2	800	212,0	G 52/10 g 2-MK/B/R
GERMANY	Karl Huber 88527 Göffingen	HUBER KARL	1994	4,5	1000	35,5	SH 43 B/9
GERMANY	Talsperren-Neubauamt Nürnberg 90402 Nürnberg	ROTHSEE T2	1994	15,4	1000	117,0	SH 43/9 g A-2-MK/B/R
SWITZERLAND	Ortsgemeinde Netstal CH-8754 Netstal	NETSTAL	1994	5,2	1800	84,4	OS 08/08 2-MK/B/R
USA	Muskegon Co Waste Water System Muskegon, Michigan 49442	MUSKEGON II	1994	16,8	2265	298,0	SH 62 A/13 g
USA	Osage Constructors Project Off Attn. Jerry Stephens Weston, West Virginia 26451	STONEWALL JACKSON	1994	14,9	2380	292,0	SH 62/13 g 2-MK/B/R
GERMANY	Heinrich Bäcker 44319 Dortmund	BÄCKER	1994	2,6	3000	62,7	SH 8.290/12 g 2-MK/B/R
CANADA	Fabrication Delta Inc. 300, Rue Alexis Poirier Quebec, GOC 3A0	ST. ELZEAR	1994	37,0	3250	1002,0	G 1.069/20 2-MK/R/So
GERMANY	Talsperren-Neubauamt Nürnberg 90402 Nürnberg	ROTHSEE T1	1994	14,4	5000	628,0	Rohr-S-Turbine 1-HK/R
UGANDA	KULUVA HOSPITAL CHURCH OF UGANDA KAMPALA	KULUVA HOSPITAL	1995	80,0	170	106,0	G 40 I g S-1-HK
INDIA	M/S Hydro Power Equipments Jorhat 785001	ARUNACHAL II	1995	19,2	250	37,6	5 x SH 35/7 I g
INDIA	M/S Hydro Power Equipments Jorhat 785001	ARUNACHAL I	1995	19,2	250	37,6	SH 35/7 I g
INDIA	M/S Hydro Power Equipments Jorhat 785001	ARUNACHAL III	1995	27,0	295	62,4	5 x SH 35/7 I g
AUSTRIA	FANTONI Handelsges. mbH zu Hd. Herrn Meier A-5020 Salzburg	FANTONI	1995	3,9	300	9,2	SH 38 g A-2-H
COLOMBIA	Empresas Minicipales de Cali Edif. Cam Torre Emcali Cali	LA REFORMA	1995	70,4	300	169,0	G 40 I g S-1-HK/R/So
AUSTRIA	Siegfried Schnabl A - 8931 Großreifling	SCHNABL	1995	12,0	350	33,0	SH 38 g 2-MK/R/So

Country	Address	Project	Year	Head [m]	Supply [l/s]	Output [kW]	Type of Turbine Type of Regulator
GERMANY	Alois Kraus 92552 Teunz	KRAUS A.	1995	3,8	360	10,7	SH 311 A-2-H
GERMANY	Rudolf Kraus 92444 Rötz	KRAUS R.	1995	3,5	370	10,1	SH 311
GERMANY	Karl Berger Brauerei und Sägewerk 84571 Reischach üb. Altötting	BERGER	1995	5,3	375	15,5	SH 311
ECUADOR	Mission Josefina del Napo San Rafael	JOSEFINA '95	1995	14,2	400	44,7	SH 43 I g AA 3
GERMANY	Berthold Zentgraf 36088 Hünfeld	ZENTGRAF	1995	7,9	420	26,3	SH 311 A-2-H
GERMANY	Ulrich Giera Baugeschäft 08352 Pöhla	GIERA U.	1995	14,3	450	50,4	SH 38 2-MK/B/R
GERMANY	Sägewerk Falter 94256 Drachselsried-Fathau	FALTER II	1995	22,4	450	84,7	SH 35/7 g
AUSTRIA	WOLFSBERGER KEG Kleinkraftwerk A-8843 St. Peter / Kbg.	WOLFSBERGER	1995	24,3	500	96,8	SH 38 g 2-MK/B/R
GERMANY	Andrea Zimmermann 66687 Wadrill	ZIMMERMANN	1995	4,5	510	18,0	SH 311 g 2-H
GERMANY	Anton Baumann 92552 Teunz	BAUMANN A.	1995	7,2	570	32,2	SH 43
ITALY	Nuova Magrini Galileo S.p.A. I-24100 Bergamo BG	NOCELLITO	1995	63,2	600	323,0	G 52/10 g
GERMANY	Sägewerk Seidel GmbH Herr Gerd Seidel 08262 Tannenbergsthal	SEIDEL	1995	6,6	640	33,3	SH 311 g 2-MK/B/R
GERMANY	Ernst Franke 06686 Dehlitz	FRANKE	1995	3,5	700	19,2	SH 43 g 2-H
GERMANY	Stadtwerke Treuchtlingen 91753 Treuchtlingen	WALLMÜLLER	1995	2,2	800	13,8	SH 52 g Hydraulikteil A-2-H
GERMANY	Hans-Günther Lennartz Rechtsanwalt und Notar 14193 Berlin	LENNARTZ	1995	2,5	1000	19,6	SH 52 A g 2-MK/B/R
GERMANY	Papierfabrik Alme Wilderich Graf Spee 59929 Brilon - Alme	ALME II	1995	10,2	1000	80,5	SH 52 2-MK/B/R
ITALY	Molino Santissima Annunziata di Lucentini G.eC. I-62010 Montecosaro Scalo MC	LUCENTINI	1995	5,6	1000	44,8	SH 43 2-MK/B/R
SWITZERLAND	Genossenschaft PRO GUGGENLOCH Kleinwasserkraftwerk CH - 9235 Lütisburg	GUGGENLOCH	1995	15,2	1000	122,0	SH 43/9 g 2-MK/B/R
AUSTRIA	Matthias Moser A - 6236 Alpbach	MOSER MATTHIAS	1995	11,0	1000	86,2	SH 43
GERMANY	Walter Heidel 94469 Deggendorf	HEIDEL	1995	4,9	1100	42,2	SH 43 2-MK/B/R
GERMANY	Bayerische Landeskraftwerke 93052 Regensburg vertreten dur 90402 Nürnberg	BROMBACHHAUPTSPERRE	1995	32,5	1200	315,0	SH 62/12 g 2-MK/B/R

Country	Address	Project	Year	Head [m]	Supply [l/s]	Output [kW]	Type of Turbine Type of Regulator
GERMANY	Josef Fürst Sägewerk-Holzbearbeitung 94258 Frauenau	FÜRST	1995	4,1	1300	42,3	SH 52 2-H
GERMANY	Alois Vaeth 63820 Elsenfeld	VAETH	1995	3,0	1300	31,3	SH 52 A g 2-H
AUSTRIA	Kraftwerk Tetter Fam. Meißnitzer, H. Thaler A-8970 Schladming	TETTER	1995	24,0	1500	289,0	SH 62/12 g S-2-MK/B/R
GERMANY	Josef Pongratz Holzhandlung 94327 Bogen	PONGRATZ	1995	8,9	2500	180,0	SH 62/12 g
GERMANY	Legler-Holz GmbH Sägewerk-Holzwolle 09518 Boden	LEGLER-HOLZ	1995	3,1	2750	68,7	SH 8.234/12 g 2-MK/B/R
GERMANY	Alfred Kirchberger 94249 Bodenmais	KIRCHBERGER	1995	5,3	4500	197,0	S-Turbine 10/10 2-MK/B/R
GERMANY	Hofmeister Maschinen- und Stahlbau GmbH 09634 Obergruna	BUSCHMÜHLENWEHR	1995	3,2	4750	120,0	SH 1.330/15 g 2-MK/B/R
GERMANY	Fritz und Helga Arnold 91238 Kucha	ARNOLD	1996	4,8	120	4,5	SH 35/7 1 g
GERMANY	Franz Salzeder 84329 Wurmannsquick	SALZEDER	1996	3,9	210	6,4	SH 38
GERMANY	Hermann Hartung 92726 Waidhaus	HARTUNG	1996	5,8	250	11,3	SH 38 g
GERMANY	Erich Englmeier 94234 Viechtach	ENGLMEIER	1996	17,1	250	33,7	SH 35 g
GERMANY	Karl Wallwey 34477 Twistetal / Mühlhausen	WALLWEY	1996	5,8	250	11,4	SH 38
GERMANY	Georg Hanauer Eltwerk 93449 Waldmünchen	HANAUER	1996	4,8	255	9,6	SH 38
GERMANY	Fritz Dietrich 74545 Michelfeld	DIETRICH	1996	5,7	300	13,4	SH 38
GERMANY	Josef Wartner 93453 Neukirchen-Heiligblut	WARTNER	1996	4,5	300	10,7	SH 39
GERMANY	Sebastian Maier 94256 Drachselsried	MAIER SEBASTIAN	1996	4,0	340	10,6	SH 311 A-2-H
GERMANY	Herrn Schröder Gudow	SCHRÖDER	1996	3,0	350	8,2	SH 311 g
GERMANY	Versuchsanstalt für Wasserbau Technische Universität München 82432 Obernach / Walchensee	OBERNACH II	1996	3,3	350	9,2	SH 311 g
GERMANY	Rudolf Firnges 36399 Freiensteinau-Radmühl	FIRNGES	1996	3,3	360	9,5	SH 311 g A-2-H
AUSTRIA	Eduard Furtlehner A - 4392 Dorfstetten	FURTLEHNER	1996	13,2	400	41,4	SH 38 g
GERMANY	Gerhard Hafner 87538 Obermaiselstein	HAFNER	1996	10,5	400	33,3	SH 311 g A-2-MK/B/R

Country	Address	Project	Year	Head [m]	Supply [l/s]	Output [kW]	Type of Turbine Type of Regulator
GERMANY	Familie Buisson 57647 Nistertal	BUISSON	1996	3,5	450	12,4	SH 311
GERMANY	Michael Senk Anlage Ehrenzipfel II 08355 Rittersgrün	SENK II	1996	23,4	450	83,6	SH 38/7 g 2-MK/B/R
GERMANY	Wilhelm Bergbauer 94354 Haselbach	BERGBAUER	1996	3,6	460	13,3	SH 311 g A-2-H
GERMANY	WATT GmbH Niederlassung Morgenröthe 08262 Morgenröthe-Rautenkranz	WATT-HAMMERGRABEN	1996	21,8	500	85,5	SH 38 g 2-MK/B/R
GERMANY	Sebastian Maier 94256 Drachselsried	MAIER S.	1996	4,0	500	15,6	SH 311 A-2-H
GERMANY	Adolf Engelhardt 91757 Treuchtlingen	ENGELHARDT	1996	3,4	500	13,3	SH 43 g
GERMANY	Ulrich Rahn 57647 Hirtscheid	RAHN	1996	4,5	500	17,7	SH 311 g
GERMANY	Paul Böttger oHG 94249 Bodenmais	BÖTTGER II	1996	9,4	500	36,9	SH 311 g A-2-MK/B/R
GERMANY	Johann und Christa Trinkl 92709 Moosbach	TRINKL	1996	7,2	550	31,0	SH 311 g 2-H
USA	BARTON MILL c/o Stephen F. Formel Hillsdale, NY 12529	BARTON MILL	1996	6,4	560	28,0	SH 311
GERMANY	Philipp Feick Herrnmühle 64385 Reichelsheim/Odw.	FEICK	1996	3,9	600	18,3	SH 43 A-2-H
ITALY	Coppi Paolo Battista I - 41022 Fiumalbo (MO)	FIUMALBO	1996	55,0	600	272,0	G 52/10 g 2-MK/B/R
GERMANY	Zentralkläranlage Freiberg über PREUSSAG NOELL, Bremen 09599 Freiberg	KLÄRWERK FREIBERG	1996	16,3	700	89,5	SH 43 g A-2-MK/B/R
GERMANY	Bernhard Scherer Mühle 97342 Obernbreit / Kitzingen	SCHERER BERNHARD	1996	7,8	780	48,0	SH 43 2-MK/B/R
GERMANY	Leopold Schmid 94151 Mauth	SCHMID L.	1996	4,5	800	28,2	SH 43 g 2-H
GERMANY	Ludwig Gutter & Sohn GmbH + Co 89264 Weißenhorn	GUTTER	1996	1,4	800	8,7	SH 52 g A-2-H
GERMANY	Franz und Theresia Kürzinger 92355 Velburg	KÜRZINGER	1996	2,0	940	15,1	SH 52 g A-2-H
GERMANY	Heinz und Monika Adam 57627 Hachenburg	ADAM	1996	3,9	1000	30,9	SH 43 g A-2-H
GERMANY	Karl und Rainer Pöllmann KWKW Neuenhammer 92648 Vohenstrauss	PÖLLMANN	1996	5,0	1000	39,7	SH 43 g A-2-H
PHILIPPINES	Villa Escudero Plantations and Resort Inc. Villa Escudero San Pablo City	VILLA ESCUDERO I	1996	8,0	1100	72,4	SH 43 g 2-MK/B/R
PHILIPPINES	Villa Esucdero Plantations and Resort Inc. Villa Escudero San Pablo City	VILLA ESCUDERO II	1996	3,8	1200	35,8	SH 52 g 2-MK/B/R

Country	Address	Project	Year	Head [m]	Supply [l/s]	Output [kW]	Type of Turbine Type of Regulator
AUSTRIA	Friedrich Robeischl A - 4230 Pregarten	ROBEISCHL	1996	5,6	2500	112,0	SH 62/11 g A-2-MK/B/R
ITALY	SCOROLLI SRL Via Fratelli Cervi, 74 I - 63020 Falerone AP	SCOROLLI	1996	16,2	4000	534,0	SH 8.150/18 g 2-MK/B/R
PERU	UNOPS Lima	UNOPS/HUAYUNGUITA	1997	87,0	125	85,3	G 35 1 g
GERMANY	Wasserwerk Liebelsberg 75387 Neubulach	LIEBELSBERG II	1997	11,3	150	13,4	SH 35 g
GERMANY	Xaver Bauer Sägewerk 94234 Viechtach	BAUER XAVER	1997	29,9	150	35,1	SH 35 II
GERMANY	Friedrich Simshäuser 34513 Waldeck / Nieder-Werbe	SIMSHÄUSER	1997	8,7	160	11,0	Lagerturbine SH 35
SWITZERLAND	Toni Hefti CH - 8688 Goldingen	HEFTI	1997	7,5	200	11,7	SH 38 A-2-H
GERMANY	Wolfgang Kühnel 95490 Mistelgau	KÜHNEL	1997	5,0	220	8,6	SH 35 g Kempinger-Regler
GERMANY	Willi Gerber 79348 Freiamt	GERBER	1997	10,5	260	21,5	SH 38 2-MK/B/R
GERMANY	Lothar Becker 34508 Willingen	BECKER LOTHAR	1997	5,8	280	12,7	SH 311 Hydraulikaggr. 2-H
AUSTRIA	Franz Leimüller A - 5203 Köstendorf	LEIMÜLLER	1997	3,8	300	8,9	SH 311 g
PERU	UNOPS Lima	UNOPS/SARIN-CHUGAY	1997	90,0	325	229,0	G 43/9 II g
PERU	UNOPS Lima	UNOPS/LLATA	1997	51,0	360	144,0	G 38/7 g
GERMANY	Manfred und Gabriele Gobst 94051 Hauzenberg	GOBST	1997	6,9	400	21,6	SH 311 A-2-H
GERMANY	Uwe Klein 56237 Deesen	KLEIN UWE	1997	6,0	400	18,8	SH 311 g
ITALY	Pia Unione Soc. Oblati della Madonna I - 3930 Prags	PRAGS	1997	6,5	600	30,5	SH 311 g
GERMANY	Zweckverband Abwasserreinigung Kläranlage Balingen 72336 Balingen	KLÄRANLAGE BALINGEN	1997	3,5	650	18,1	SH 43 g Kempinger
GERMANY	WATT GmbH Niederlassung Morgenröthe 08262 Morgenröthe-Rautenkranz	WATT-KARPFENTEICH	1997	2,9	700	16,2	SH 43 g Hydraulikaggregat
GERMANY	WATT Wasserkraft GmbH 09221 Klaffenbach	WATT-FRIEDRICHSMÜHL	1997	13,5	700	74,1	SH 43 g 2-MK/B/R
SWEDEN	Hälsingekraft AB S - 82010 Arbra	ALSJÖ	1997	55,0	850	392,0	G 52/11 g 2-MK/B/R
PERU	UNOPS Lima	UNOPS/MISQUIYACU	1997	8,5	1030	70,3	SH 43 g

Country	Address	Project	Year	Head [m]	Supply [l/s]	Output [kW]	Type of Turbine Type of Regulator
JAPAN	Kanazawa City Enterprise Bureau Hiroshima	KANAZAWA CITY II	1997	52,7	1100	466,0	G 62/13 g
AUSTRIA	HIRTENLEHNER Schmiede + Land- u. Forstmasch A - 8923 Palfau 47	HIRTENLEHNER	1997	5,5	1100	48,5	SH 43 g
ETHIOPIA	SIDAMA Development Programme Awassa	YAYE TOWN	1997	17,7	1200	170,0	SH 52/10 g S-2-MK/R
COSTA RICA	Zeledon & Co. Sucs. Roberto Zeledón S.A. Apartado 724-1000 / COSTA RICA	RIO GRANDE	1997	11,8	1400	133,0	SH 43/9 g S-2-MK/R/So
ITALY	S.E.C. SRL I - 10040 Leini (Torino)	BORGNA	1997	5,0	1500	61,8	SH 52 A-2-MK/B/R
AUSTRIA	KKW Gaalbach A - 8731 Gaal 50	GAALBACH	1997	30,1	1500	371,0	SH 62/12 g
GERMANY	Isidor Löw 83552 Evenhausen	LÖW	1997	2,2	1600	28,2	SH 62 g A-2-H
AUSTRIA	Elektrizitätswerke Frastanz Herr Ing. Del Missier A - 6820 Frastanz	FRASTANZ II	1997	29,3	2300	542,0	SH 8.066/16 g A-2-MK/B/R
ITALY	Alessandro Frappaolo I - 84091 Battipaglia (SA)	MENSA	1997	6,9	2600	147,0	SH 62/12 2-MK/B/R
GERMANY	Wasserkraftwerk Wiedenmann 36466 Dermbach	WIEDENMANN	1997	5,4	2600	118,0	OS 08/08 2-MK/B/R
GUATEMALA	Dr. Roberto Urruela Grupo Disagro CIUDAD DE GUATEMALA	MONTE MARIA	1997	20,0	3000	494,0	SH 8.105/16 g S-2-MK/R
GERMANY	Jürgen Kaiser 79665 Zell im Wiesental	KAISER J.	1997	3,3	3250	99,2	OS 10/10 A-2-MK/B/R
CROATIA	Mala H.E. Roski Slap Nacionalni Park Krka 22000 Sibenik	ROSKI SLAP	1997	18,3	6000	882,0	SH 1.174/22 g S-2-MK/B/R
CROATIA	Mala H.E. Roski Slap Nacionalni Park Krka 22000 Sibenik	ROSKI SLAP II	1997	18,3	6000	882,0	SH 1.174/22 g S-2-MK/B/R
ENGLAND	WATER POWER ENGINEERING Mr Osman Goring DURSLEY, Glos. GL 11 5DS	COALEY MILL	1998	0,0	0	0,0	
GERMANY	HK-Maschinenbau Heinz Krönauer 94244 Geiersthal	KRÖNAUER	1998	0,0	0	0,0	
GERMANY	Bräutigam GbR 34454 Bad Arolsen / Landau	BRÄUTIGAM	1998	7,2	150	8,5	SH 35 g Kempinger
GERMANY	Richard Kresz Fischzucht 36396 Steinau / Uerzell	KRESZ	1998	6,7	200	10,6	SH 3.033/6 g KEMPINGER
GERMANY	Otto Helml 94152 Neuhaus / Inn	HELML	1998	4,3	300	10,1	SH 311
GERMANY	Emil Goldmann GmbH & Co. KG Kreide- & Kalksandsteinwerke 82467 Garmisch-Partenkirchen	GOLDMANN	1998	11,4	300	26,8	SH 38 A-2-H
GERMANY	Frau Gerlinde GRAML 92280 KASTL	GRAML	1998	3,8	300	8,9	SH 3.064/6g

Country	Address	Project	Year	Head [m]	Supply [l/s]	Output [kW]	Type of Turbine Type of Regulator
GERMANY	Herrn Franz LOSCH 91171 GREDING	LOSCH	1998	4,5	360	12,7	SH 3.072/6g A-2-H
ITALY	NUOVA MAGRINI GALILEO S.p. I-24126 BERGAMO	ALENTO	1998	16,0	400	51,5	SH 3.042/7g 2-DR-12
GERMANY	Herrn Walter HEROLD 73349 WIESENSTEIG	HEROLD	1998	1,7	400	5,4	SH 4.096/8g
AUSTRIA	FORSTVERWALTUNG SCHENKER Forst- u. Landwirtschaft A-2870 ASPANG	SCHENKER II	1998	10,5	405	33,9	SH 3.053/6 2-DR-10
AUSTRIA	KKW Gaalbach A - 8731 Gaal 50	GAALBACH II	1998	31,5	500	125,0	SH 4.030/9 g
GERMANY	Hermann Nothaft 94541 Grattersdorf	NOTHAFT	1998	12,0	700	66,2	SH 3.084/7 g3 g
FRANCE	Ferme Auberge "Au Char à Bancs" F - 22170 Plelo	LAMOUR	1998	2,8	800	17,6	SH 4.150/8 g A-2-H
GERMANY	Hermann Hausner 92690 Pressatz	HAUSNER II	1998	1,6	920	11,5	SH 52 g A-2-H
GERMANY	Kempinger GbdR Herrn Kempinger 94143 Grainet/Vorderfreundorf	KEMPINGER-SAUßBACH	1998	9,1	1000	73,6	SH 4.102/8 g
GERMANY	Energie-Erzeugung HALL Wasserkraftanlage SCHERZACH II 88250 Weingarten	HALL	1998	7,5	1500	91,1	SH 5.135/10 g 2 DR 10
AUSTRIA	Doppler & Huber OEG Wasserkraftanlage an der St. Johann	DOPPLER & HUBER	1998	9,8	2000	156,0	SH 52/11 g S-2-MK/B/R
GERMANY	Regio Wasserkraft I GbR mbH zu Hd. FESA Herrn Wiese 79100 Freiberg	MARKOWSKY	1998	3,9	2300	75,0	OS 08/10 2-MK/B/R
GERMANY	METAN GmbH z.Hd. Herrn Arnold 09468 Tannenberg	METAN	1999	0,0	0	0,0	
PORTUGAL	Associacao Regantes e Beneficiários Campilhas e Vale Sado P-7565 Alvalade	CARAPETAL	1999	0,0	0	0,0	
PORTUGAL	Associacao Regantes e Beneficiários do Alvor P-860-250 Odiaxere	SIFAO DO ARAO	1999	0,0	0	0,0	
PORTUGAL	Associacao do Beneficiarios do Vale Do Sado P-7580 Alcácer do Sal	VALE SADO (MATANCA)	1999	0,0	0	0,0	
AUSTRIA	Norbert Weidinger A-4211 Alberndorf	WEIDINGER NORBERT	1999	5,6	300	13,1	SH 3.054/6g

- **B.4- Relação de turbinas de fluxo cruzado fabricada pela CINK**

10:49 Reference List 4.12.1998

Výrobní číslo Serial Number Herstellungsnummer	**Lokalita** Site Lokalitaet	**Stát,** Country, Land	**Rok spuštění** Putting into operation Inbetriebnahme	**Průměr ob. kola (dm)** Runner Diameter (dm) Laufrad-Durchmesser (dm)	**Typ,** Type, Typ	**Provedení,** Version, Version	**Šířka ob. kola (mm)** Runner Width (mm) Laufrad-Breite (mm)	**Max. výkon turbíny (kW)** Max. Turbine Output (kW) Max. Turbinenleistung (kW)	**Max. průtok (m3/s)** Max. Discharge (m3/s) Max. Durchfluß (m3/s)	**Min. průtok (m3/s)** Min. Discharge (m3/s) Min. Durchfluß (m3/s)	**Čistý spád (m)** Net Head (m) netto Fallhoehe (m)
A 00001	Malá Skála	CZ	1983	3,0	A		100	4,3	0,065	0,016	8,0
A 00002	Kraslice	CZ	1985	2,5	B		450	25,8	0,288	0,072	11,0
A 00003	Kraslice	CZ	1985	2,5	B		450	25,8	0,288	0,072	11,0
A 00004	Krásná Lípa	CZ	1985	2,5	B		150	29,5	0,145	0,036	25,0
A 00005	Krásná Lípa	CZ	1985	2,5	B		150	29,5	0,145	0,036	25,0
A 00006	Římov	CZ	1985	6,0	C		530	523,9	1,552	0,388	40,0
A 00007	Římov	CZ	1985	6,0	C		530	523,9	1,552	0,388	40,0
A 00008	Šindelová I.	CZ	1985	2,5	B		165	30,5	0,156	0,039	24,0
A 00009	Šindelová I.	CZ	1985	2,5	B		165	30,5	0,156	0,039	24,0
A 00010	Tatrovice I.	CZ	1985	2,5	B		185	20,4	0,147	0,037	17,0
A 00011	Tatrovice I.	CZ	1985	2,5	B		185	20,4	0,147	0,037	17,0
A 00012	Horní Slavkov I.	CZ	1986	2,5	B	2	110	32,8	0,122	0,030	33,0
A 00013	Horní Slavkov I.	CZ	1986	2,5	B	2	110	32,8	0,122	0,030	33,0
A 00014	Hořín I.	CZ	1986	2,5	B		450	16,0	0,246	0,061	8,0
A 00015	Hořín I.	CZ	1986	2,5	B		450	16,0	0,246	0,061	8,0
A 00016	Křimice	CZ	1986	6,0	A		1500	30,5	1,203	0,301	3,0
A 00017	Křimice	CZ	1986	6,0	A		1500	30,5	1,203	0,301	3,0
A 00018	Křimice	CZ	1986	6,0	A		1500	30,5	1,203	0,301	3,0
A 00019	Malá Fatra	SK	1986	2,5	B		100	60,6	0,140	0,035	53,0
A 00020	Mariánská	CZ	1986	2,5	B		150	18,0	0,123	0,031	18,0
A 00021	Mariánská	CZ	1986	2,5	B		150	18,0	0,123	0,031	18,0
A 00022	Šternberk	CZ	1986	6,0	A		1000	31,3	0,926	0,232	4,0
A 00023	Šternberk	CZ	1986	6,0	A		1000	31,3	0,926	0,232	4,0
A 00024	Hořín II.	CZ	1987	6,0	B	2	1226	108,4	1,606	0,402	8,0
A 00025	Vyšší Brod	CZ	1987	2,5	B	2	97	27,6	0,106	0,026	32,0
A 00026	Vyšší Brod	CZ	1987	2,5	B	2	97	27,6	0,106	0,026	32,0
A 00027	Vyšší Brod	CZ	1987	2,5	B	2	97	27,6	0,106	0,026	32,0
A 00028	Vyšší Brod	CZ	1987	2,5	B	2	97	27,6	0,106	0,026	32,0
A 00029	Vyšší Brod	CZ	1987	2,5	B	2	97	27,6	0,106	0,026	32,0
A 00030	Vyšší Brod	CZ	1987	2,5	B	2	97	27,6	0,106	0,026	32,0
A 00031	Bečov	CZ	1988	2,5	B	2	230	32,3	0,198	0,050	20,0
A 00032	Bečov	CZ	1988	2,5	B	2	230	32,3	0,198	0,050	20,0
A 00033	Křetinka	CZ	1988	2,5	B	2	240	44,3	0,227	0,057	24,0
A 00034	Křetinka	CZ	1988	2,5	B	2	240	44,3	0,227	0,057	24,0
A 00035	Hodlavský potok	CZ	1989	2,5	B	2	230	16,9	0,160	0,040	13,0
A 00036	Hodlavský potok	CZ	1989	2,5	B	2	230	16,9	0,160	0,040	13,0
A 00037	Jáchymov	CZ	1989	2,5	B	2	150	29,5	0,145	0,036	25,0
A 00038	Jáchymov	CZ	1989	2,5	B	2	150	29,5	0,145	0,036	25,0
A 00039	Lípa	CZ	1989	2,5	B	2	448	7,9	0,193	0,048	5,0
A 00040	Lípa	CZ	1989	2,5	B	2	448	7,9	0,193	0,048	5,0
A 00041	Terlice	CZ	1989	2,5	B	2	268	43,5	0,243	0,061	22,0
A 00042	Vítkovické žel	CZ	1989	2,5	B	2	200	9,9	0,122	0,031	10,0
A 00043	Vichlice	CZ	1989	2,5	B	2	56	16,7	0,062	0,016	33,0
A 00044	Bayerův Mlýn	CZ	1990	6,0	A		540	6,0	0,354	0,088	2,0
A 00045	Benešov n. Černou	CZ	1990	2,5	B	2	630	22,4	0,344	0,086	8,0
A 00046	Desná I.	CZ	1990	2,5	B	2	216	55,8	0,228	0,057	30,0
A 00047	Desná I.	CZ	1990	2,5	B	2	216	55,8	0,228	0,057	30,0
A 00048	Desná I.	CZ	1990	2,5	B	2	216	55,8	0,228	0,057	30,0

Výrobní číslo Serial Number Herstellungsnummer	**Lokalita** Site Lokalitaet	**Stát,** Country, Land	**Rok spuštění** Putting into operation Inbetriebnahme	**Průměr ob. kola (dm)** Runner Diameter (dm) Laufrad-Durchmesser (dm)	**Typ,** Type. Typ	**Provedení,** Version. Version	**Šířka ob. kola (mm)** Runner Width (mm) Laufrad-Breite (mm)	**Max. výkon turbíny (kW)** Max. Turbine Output (kW) Max. Turbinenleistung (kW)	**Max. průtok (m3/s)** Max. Discharge (m3/s) Max. Durchfluß (m3/s)	**Min. průtok (m3/s)** Min. Discharge (m3/s) Min. Durchfluß (m3/s)	**Čistý spád (m)** Net Head (m) netto Fallhoehe (m)
A 00049	Favorit	CZ	1990	2,5	B	2	320	51,9	0,290	0,072	22,0
A 00050	Favorit	CZ	1990	2,5	B	2	320	51,9	0,290	0,072	22,0
A 00051	Harcov	CZ	1990	2,5	B	2	310	17,8	0,198	0,050	11,0
A 00052	Humenice	CZ	1990	2,5	B	2	516	21,9	0,299	0,075	9,0
A 00053	Josefův důl	CZ	1990	2,5	B	2	198	70,0	0,232	0,058	37,0
A 00054	Josefův důl	CZ	1990	2,5	B	2	198	70,0	0,232	0,058	37,0
A 00055	Obice	CZ	1990	6,0	A		533	30,6	0,605	0,151	6,0
A 00056	Ratmírov I.	CZ	1990	6,0	A		900	28,1	0,834	0,208	4,0
A 00057	Ratmírov I.	CZ	1990	6,0	A		900	28,1	0,834	0,208	4,0
A 00058	Ratmírov II.	CZ	1990	6,0	A		900	39,3	0,932	0,233	5,0
A 00059	Ratmírov II.	CZ	1990	6,0	A		900	39,3	0,932	0,233	5,0
A 00060	Šindelová II.	CZ	1990	2,2	B		280	32,1	0,207	0,052	19,0
A 00061	Šindelová II.	CZ	1990	2,2	B		280	32,1	0,207	0,052	19,0
A 00062	Šindelová II.	CZ	1990	2,2	B		140	16,0	0,104	0,026	19,0
A 00063	Šindelová II.	CZ	1990	2,2	B		140	16,0	0,104	0,026	19,0
A 00064	Tatrovice II.	CZ	1990	4,0	A		180	8,5	0,147	0,037	7,0
A 00065	Tatrovice II.	CZ	1990	4,0	A		180	8,5	0,147	0,037	7,0
A 00066	Vítkov I.-IV.	CZ	1990	2,5	B	2	208	40,9	0,201	0,050	25,0
A 00067	Vítkov I.-IV.	CZ	1990	2,5	B	2	208	40,9	0,201	0,050	25,0
A 00068	Vítkov I.-IV.	CZ	1990	2,5	B	2	208	40,9	0,201	0,050	25,0
A 00069	Vítkov I.-IV.	CZ	1990	2,5	B	2	208	40,9	0,201	0,050	25,0
A 00070	Vřesová	CZ	1990	2,5	B	2	328	33,0	0,253	0,063	16,0
A 00071	Vřesová	CZ	1990	2,5	B	2	328	33,0	0,253	0,063	16,0
A 00072	Vřesová	CZ	1990	2,5	B	2	328	33,0	0,253	0,063	16,0
A 00073	Železná	CZ	1990	6,0	A		1034	11,4	0,677	0,169	2,0
A 00074	Brezenec	CZ	1991	6,0	A		900	39,3	0,932	0,233	5,0
A 00075	Čabranka	HR	1991	4,5	B		282	361,4	0,752	0,188	59,0
A 00076	Čabranka	HR	1991	4,5	B		282	361,4	0,752	0,188	59,0
A 00077	Čabranka	HR	1991	4,5	B		282	361,4	0,752	0,188	59,0
A 00078	Čabranka	HR	1991	4,5	B		282	361,4	0,752	0,188	59,0
A 00079	Dýšina - Klabava	CZ	1991	3,4	B		770	106,6	0,808	0,202	16,0
A 00080	Hamry II.	CZ	1991	6,0	A		1014	20,6	0,813	0,203	3,0
A 00081	Chotěboř	CZ	1991	6,0	A		674	13,7	0,541	0,135	3,0
A 00082	Chotěboř	CZ	1991	6,0	A		674	13,7	0,541	0,135	3,0
A 00083	Jánské Lázně	CZ	1991	2,5	B	2	158	85,2	0,213	0,053	49,0
A 00084	Jánské Lázně	CZ	1991	2,5	B	2	158	85,2	0,213	0,053	49,0
A 00085	Kružberk	CZ	1991	3,4	B		360	97,3	0,472	0,118	25,0
A 00086	Kružberk	CZ	1991	3,4	B		360	97,3	0,472	0,118	25,0
A 00087	Luhačovice	CZ	1991	2,5	B	2	464	30,3	0,310	0,078	12,0
A 00088	Maršov	CZ	1991	2,5	B	3	248	43,0	0,230	0,057	23,0
A 00089	Osoblaha	CZ	1991	6,0	A		1500	16,6	0,982	0,246	2,0
A 00090	Podbiel	SK	1991	6,0	A		644	46,6	0,789	0,197	7,0
A 00091	Podbiel	SK	1991	6,0	A		644	46,6	0,789	0,197	7,0
A 00092	Raspenava	CZ	1991	6,0	A		360	26,1	0,441	0,110	7,0
A 00093	Raspenava	CZ	1991	6,0	A		360	26,1	0,441	0,110	7,0
A 00094	Skryjský potok	CZ	1991	3,4	B		332	84,4	0,427	0,107	24,0
A 00095	Skryjský potok	CZ	1991	3,4	B		332	84,4	0,427	0,107	24,0
A 00096	Dýšina - Klabava	CZ	1992	3,4	B		770	106,6	0,808	0,202	16,0

Výrobní číslo Serial Number Herstellungsnummer	**Lokalita** Site Lokalitaet	**Stát,** Country, Land	**Rok spuštění** Putting into operation Inbetriebnahme	**Průměr ob. kola (dm)** Runner Diameter (dm) Laufrad-Durchmesser (dm)	**Typ,** Type, Typ	**Provedení,** Version, Version	**Šířka ob. kola (mm)** Runner Width (mm) Laufrad-Breite (mm)	**Max. výkon turbíny (kW)** Max. Turbine Output (kW) Max. Turbinenleistung (kW)	**Max. průtok (m3/s)** Max. Discharge (m3/s) Max. Durchfluß (m3/s)	**Min. průtok (m3/s)** Min. Discharge (m3/s) Min. Durchfluß (m3/s)	**Čistý spád (m)** Net Head (m) netto Fallhoehe (m)
A 00097	Horka-vodáma	CZ	1992	3,4	B	2	420	100,2	0,529	0,132	23,0
A 00098	Liptovská osada	SK	1992	6,0	A		1528	31,0	1,226	0,306	3,0
A 00099	Liptovská osada	SK	1992	6,0	A		1528	31,0	1,226	0,306	3,0
A 00100	Medvědí mlýn	CZ	1992	2,5	B	2	308	28,1	0,230	0,058	15,0
A 00101	Medvědí mlýn	CZ	1992	2,5	B	2	308	28,1	0,230	0,058	15,0
A 00102	Medvědí mlýn	CZ	1992	2,5	B	2	308	28,1	0,230	0,058	15,0
A 00103	Pařížov	CZ	1992	6,0	AB		480	78,0	0,770	0,193	12,0
A 00104	Pařížov	CZ	1992	6,0	AB		480	78,0	0,770	0,193	12,0
A 00105	Pstruží-brusírna	CZ	1992	2,5	B	2	438	32,3	0,305	0,076	13,0
A 00106	Pstruží-brusírna	CZ	1992	2,5	B	2	438	32,3	0,305	0,076	13,0
A 00107	Pstruží-brusírna	CZ	1992	2,5	B	2	438	32,3	0,305	0,076	13,0
A 00108	Pstruží-brusírna	CZ	1992	2,5	B	2	438	32,3	0,305	0,076	13,0
A 00109	Ružiná	SK	1992	2,5	B	3	360	50,6	0,311	0,078	20,0
A 00110	Ružiná	SK	1992	2,5	B	3	360	50,6	0,311	0,078	20,0
A 00111	Svoboda n/Úpou	CZ	1992	3,4	B	2	616	119,2	0,723	0,181	20,0
A 00112	Trusetal	D	1992	3,4	B	3	814	9,6	0,376	0,094	3,1
A 00113	Vöcklamarkt	A	1992	6,0	AB		1040	11,5	0,681	0,170	2,0
A 00114	Dýšina - Klabava	CZ	1993	3,4	B		770	106,6	0,808	0,202	16,0
A 00115	Krásno I.	CZ	1993	2,5	B		80	96,8	0,141	0,035	84,0
A 00116	Krásno I.	CZ	1993	2,5	B		80	96,8	0,141	0,035	84,0
A 00117	Krásno II.	CZ	1993	2,5	B		80	96,8	0,141	0,035	84,0
A 00118	Krásno II.	CZ	1993	2,5	B		80	96,8	0,141	0,035	84,0
A 00119	Ljublana	SLO	1993	6,0	AB		1400	34,3	1,196	0,299	3,4
A 00120	Seeberg	D	1993	2,5	B	2	350	31,9	0,262	0,065	15,0
A 00121	Seeberg	D	1993	2,5	B	2	350	31,9	0,262	0,065	15,0
A 00122	Dýšina - Klabava	CZ	1994	3,4	B		770	106,6	0,808	0,202	16,0
A 00123	Nové Heřmanovy	CZ	1994	6,0	A		1528	21,8	1,185	0,296	2,2
A 00124	Tatrovický potok	CZ	1994	2,5	B		100	42,8	0,125	0,031	42,0
A 00125	Tatrovický potok	CZ	1994	2,5	B		100	42,8	0,125	0,031	42,0
A 00126	Tatrovický potok	CZ	1994	2,5	B		100	42,8	0,125	0,031	42,0

Výrobní číslo Serial Number Herstellungsnummer	**Lokalita** Site Lokalitaet	**Stát,** Country, Land	**Rok spuštění** Putting into operation Inbetriebnahme	**Průměr ob. kola (dm)** Runner Diameter (dm) Laufrad-Durchmesser (dm)	**Typ,** Type, Typ	**Provedení,** Version, Version	**Šířka ob. kola (mm)** Runner Width (mm) Laufrad-Breite (mm)	**Max. výkon turbiny (kW)** Max. Turbine Output (kW) Max. Turbinenleistung (kW)	**Max. průtok (m3/s)** Max. Discharge (m3/s) Max. Durchfluß (m3/s)	**Min. průtok (m3/s)** Min. Discharge (m3/s) Min. Durchfluß (m3/s)	**Čistý spád (m)** Net Head (m) netto Fallhoehe (m)
NA 00001	Krpelany	SK	1993	9,6	B	2	1660	560,0	5,000	1,250	14,0
NA 00002	Hriňová	SK	1992	3,4	B	3	300	176,0	0,500	0,100	40,0
NA 00003	Hriňová	SK	1992	3,4	B	3	300	176,0	0,500	0,100	40,0
NA 00004	Stará Role	CZ	1988	9,6	A	2	2000	47,0	2,700	0,700	2,4
NA 00005	Římov	CZ	1992	6,0	C		530	459,0	1,600	0,400	37,0
NA 00006	Jasenie	SK	1993	3,4	B	3	604	102,0	0,708	0,142	18,0
NA 00007	Jasenie	SK	1993	3,4	B	3	604	102,0	0,708	0,142	18,0
NA 00008	Trusetal- Reich	D	1992	3,4	B	3	814	9,6	0,400	0,080	3,1
NA 00009	Celje	SLO	1993	9,6	A	2	2900	34,0	2,910	0,600	1,5
NA 00010	Celje	SLO	1993	9,6	A	2	2900	34,0	2,910	0,600	1,5
NA 00011	Josefov	CR	1992	2,5	B	4	100	45,0	0,100	0,020	57,0
NA 00012	Nová Ves	CZ	1992	4,5	B	2	800	184,0	1,100	0,270	21,0
NA 00013	Nová Ves	CZ	1992	4,5	B	2	800	184,0	1,100	0,270	21,0
NA 00014	Pstruží	CZ	1993	3,4	B	3	332	84,0	0,450	0,090	23,0
NA 00015	Pstruží	CZ	1993	3,4	B	3	524	123,0	0,690	0,140	23,0
NA 00016	Šindelová	CZ	1993	2,5	B	4	188	29,0	0,160	0,040	23,0
NA 00017	Šance	CZ	1993	3,4	B	3	312	253,0	0,560	0,112	57,0
NA 00018	Černá	CR	1993	3,4	B	3	440	110,0	0,610	0,150	27,7
NA 00019	Černá	CR	1993	3,4	B	3	440	110,0	0,610	0,150	27,7
NA 00020	Cvrčovice	CZ	1993	6,0	AB	11	1524	45,0	1,490	0,300	3,8
NA 00021	Cvrčovice	CZ	1993	6,0	AB	11	1524	45,0	1,490	0,300	3,8
NA 00022	Jasenie	SK	1993	6,0	AB	2	1218	360,0	2,550	0,510	18,0
NA 00023	Thun	CH	1993	3,5	P	3	100	10,0	0,008	0,001	220,0
NA 00024	Aufsess	D	1993	6,0	AB	11	990	8,7	0,650	0,130	1,7
NA 00026	JEZ Podhradi	CZ	1993	6,0	AB	11	1180	39,5	1,200	0,300	4,2
NA 00027	Chomutov	CZ	1993	3,4	B	3	510	10,2	0,300	0,060	4,2
NA 00028	Svoboda n/Úpou	CZ	1993	4,5	B	2	772	60,0	0,850	0,170	9,0
NA 00029	Porschendorf	D	1993	9,6	A	3	2600	27,7	2,500	0,900	1,4
NA 00030	Adelboden	CH	1993	4,3	P	2	54	26,0	0,012	0,002	290,0
NA 00031	Morávka	CZ	1994	3,4	B	3	380	104,0	0,530	0,110	25,0
NA 00032	Eggolsheim	D	1993	3,4	B	3	685	13,0	0,420	0,080	4,3
NA 00033	Čabranka II.	HR	1993	6,0	AB	12	1530	31,0	1,325	0,265	3,0
NA 00034	Muhlhausen	D	1993	6,0	AB	11	1230	21,0	1,000	0,200	2,7
NA 00035	Žermanice	CZ	1993	3,4	B	3	318	88,0	0,460	0,100	25,0
NA 00036	Ostrauermuhle	D	1994	6,0	AB	11	1530	34,3	1,400	0,280	3,4
NA 00037	Erstfeld	CH	1995	3,4	B	3	625	38,4	0,530	0,106	9,2
NA 00038	Erstfeld	CH	1995	4,5	B	2	945	74,6	1,040	0,416	8,2
NA 00039	Konigswalde	D	1994	4,5	B	2	905	24,2	0,700	0,140	4,4
NA 00040	Ritterkamp	A	1994	9,6	A	3	2560	49,4	3,000	0,600	2,1
NA 00041	Drachselried	D	1994	2,5	B	4	90	6,4	0,066	0,013	13,0
NA 00042	Bahra	D	1995	3,4	B	4	470	78,3	0,500	0,100	20,0
NA 00043	Bahra	D	1995	3,4	B	4	470	78,3	0,500	0,100	20,0
NA 00044	Bieleatal	D	1994	3,4	B	4	600	17,4	0,400	0,080	5,6
NA 00045	N. Bystrica	SK	1994	3,4	B	4	400	214,0	0,700	0,140	39,1
NA 00046	Pockau	D	1994	6,0	B		1900	70,6	2,000	0,300	4,5
NA 00047	Demanová	SK	1995	2,5	B	5	105	36,9	0,120	0,024	40,1
NA 00048	Chemnitz	D	1996	9,6	A	3	1900	94,0	3,000	0,600	4,0
NA 00049	Kranj	SLO	1995	4,5	B	3	1125	87,0	1,200	0,240	8,7

Výrobní číslo Serial Number Herstellungsnummer	Lokalita Site Lokalitaet	Stát, Country, Land	Rok spuštění Putting into operation Inbetriebnahme	Průměr ob. kola (dm) Runner Diameter (dm) Laufrad-Durchmesser (dm)	Typ, Type, Typ	Provedení, Version, Version	Šířka ob. kola (mm) Runner Width (mm) Laufrad-Breite (mm)	Max. výkon turbiny (kW) Max. Turbine Output (kW) Max. Turbinenleistung (kW)	Max. průtok (m3/s) Max. Discharge (m3/s) Max. Durchfluß (m3/s)	Min. průtok (m3/s) Min. Discharge (m3/s) Min. Durchfluß (m3/s)	Čistý spád (m) Net Head (m) netto Fallhoehe (m)
NA 00050	Šindelová	CZ	1995	2,5	B	6	188	28,0	0,150	0,030	23,0
NA 00051	Helmsdorf	D	1996	9,6	A	3	1900	27,9	1,950	0,400	1,8
NA 00052	Horka	CZ	1995	3,4	B	4	314	151,9	0,500	0,100	38,0
NA 00053	Pobershau	D	1995	2,5	B	5	625	25,6	0,350	0,070	9,3
NA 00054	Hojsova stráž	CZ	1995	2,5	B	5	500	54,5	0,400	0,080	17,6
NA 00055	Arunachal Pradesh	IND	1995	2,5	B	7	170	24,0	0,140	0,035	22,0
NA 00056	Arunachal Pradesh	IND	1995	2,5	B	7	170	24,0	0,140	0,035	22,0
NA 00057	Arunachal Pradesh	IND	1995	2,5	B	7	170	24,0	0,140	0,035	22,0
NA 00058	Arunachal Pradesh	IND	1995	2,5	B	7	170	24,0	0,140	0,035	22,0
NA 00059	Arunachal Pradesh	IND	1995	2,5	B	7	170	24,0	0,140	0,035	22,0
NA 00060	Arunachal Pradesh	IND	1995	2,5	B	7	170	24,0	0,140	0,035	22,0
NA 00061	Arunachal Pradesh	IND	1995	2,5	B	7	170	24,0	0,140	0,035	22,0
NA 00062	Arunachal Pradesh	IND	1995	2,5	B	7	170	24,0	0,140	0,035	22,0
NA 00063	Arunachal Pradesh	IND	1995	2,5	B	7	170	24,0	0,140	0,035	22,0
NA 00064	Arunachal Pradesh	IND	1995	2,5	B	7	170	24,0	0,140	0,035	22,0
NA 00065	Arunachal Pradesh	IND	1995	2,5	B	7	230	35,0	0,200	0,050	22,0
NA 00066	Arunachal Pradesh	IND	1995	2,5	B	7	230	35,0	0,200	0,050	22,0
NA 00067	Arunachal Pradesh	IND	1995	2,5	B	7	230	35,0	0,200	0,050	22,0
NA 00068	Arunachal Pradesh	IND	1995	2,5	B	7	230	35,0	0,200	0,050	22,0
NA 00069	Arunachal Pradesh	IND	1995	2,5	B	7	230	35,0	0,200	0,050	22,0
NA 00070	Arunachal Pradesh	IND	1995	2,5	B	7	230	35,0	0,200	0,050	22,0
NA 00071	Arunachal Pradesh	IND	1995	2,5	B	7	230	35,0	0,200	0,050	22,0
NA 00072	Arunachal Pradesh	IND	1995	2,5	B	7	230	35,0	0,200	0,050	22,0
NA 00073	Arunachal Pradesh	IND	1995	2,5	B	7	230	35,0	0,200	0,050	22,0
NA 00074	Arunachal Pradesh	IND	1995	2,5	B	7	230	35,0	0,200	0,050	22,0
NA 00075	Arunachal Pradesh	IND	1995	2,5	B	7	380	57,0	0,328	0,082	22,0
NA 00076	Arunachal Pradesh	IND	1995	2,5	B	7	380	57,0	0,328	0,082	22,0
NA 00077	Arunachal Pradesh	IND	1995	2,5	B	7	380	57,0	0,328	0,082	22,0
NA 00078	Arunachal Pradesh	IND	1995	2,5	B	7	380	57,0	0,328	0,082	22,0
NA 00079	Arunachal Pradesh	IND	1995	2,5	B	7	380	57,0	0,328	0,082	22,0
NA 00080	Arunachal Pradesh	IND	1995	2,5	B	7	380	57,0	0,328	0,082	22,0
NA 00081	Arunachal Pradesh	IND	1995	2,5	B	7	380	57,0	0,328	0,082	22,0
NA 00082	Arunachal Pradesh	IND	1995	2,5	B	7	380	57,0	0,328	0,082	22,0
NA 00083	Arunachal Pradesh	IND	1995	2,5	B	7	380	57,0	0,328	0,082	22,0
NA 00084	Arunachal Pradesh	IND	1995	2,5	B	7	380	57,0	0,328	0,082	22,0
NA 00085	Asch	CH	1996	3,9	B		340	393,0	0,750	0,150	64,0
NA 00086	Asch	CH	1996	3,4	B	4	150	140,0	0,270	0,060	64,0
NA 00087	Ervěnice	CZ	1996	4,5	B	3	630	318,3	1,200	0,240	34,0
NA 00088	Ervěnice	CZ	1996	4,5	B	3	630	318,0	1,200	0,240	34,0
NA 00089	Sedovnik	SLO	1996	3,4	B	4	850	72,0	0,770	0,154	12,0
NA 00090	Sedovnik	SLO	1996	3,4	B	4	850	72,0	0,770	0,154	12,0
NA 00091	Česnev Lok	SLO	1996	3,4	B	4	530	270,0	0,820	0,165	42,0
NA 00092	Česnev Lok	SLO	1996	3,4	B	4	530	270,0	0,820	0,165	42,0
NA 00093	Jezernica	SLO	1996	3,4	B	4	530	270,0	0,820	0,165	42,0
NA 00094	Jezernica	SLO	1996	3,4	B	4	530	270,0	0,820	0,165	42,0
NA 00095	Všechlapy	CZ	1996	3,4	B	4	850	35,0	0,610	0,122	7,3
NA 00096	Všechlapy	CZ	1996	2,5	B	7	625	18,7	0,330	0,066	7,3
NA 00097	Eberhardstein	D	1996	2,5	B	7	150	6,8	0,090	0,020	9,7

Výrobní číslo Serial Number Herstellungsnummer	**Lokalita** Site Lokalitaet	**Stát,** Country, Land	**Rok spuštění** Putting into operation Inbetriebnahme	**Průměr ob. kola (dm)** Runner Diameter (dm) Laufrad-Durchmesser (dm)	**Typ,** Type, Typ	**Provedení,** Version, Version	**Šířka ob. kola (mm)** Runner Width (mm) Laufrad-Breite (mm)	**Max. výkon turbiny (kW)** Max. Turbine Output (kW) Max. Turbinenleistung (kW)	**Max. průtok (m3/s)** Max. Discharge (m3/s) Max. Durchfluß (m3/s)	**Min. průtok (m3/s)** Min. Discharge (m3/s) Min. Durchfluß (m3/s)	**Čistý spád (m)** Net Head (m) netto Fallhoehe (m)
NA 00098	Bistrica	SLO	1996	9,6	A	3	2500	128,7	4,000	0,800	4,0
NA 00099	Jánské Lázně	CZ	1996	2,5	B	7	96	55,0	0,140	0,030	49,0
NA 00100	Kasendorf	D	1996	3,4	B	4	850	18,8	0,500	0,100	4,9
NA 00101	Římov	CZ	1996	6,0	C		530	469,0	1,600	0,400	37,0
NA 00102	Lowertown farm	GB	1996	4,5	B	3	700	99,0	0,900	0,200	14,0
NA 00103	Ovelha	P	1996	9,6	B	2	2450	335,0	5,080	1,270	8,0
NA 00104	Ačko	HR	1996	3,4	B	4	380	66,0	0,420	0,100	20,0
NA 00105	Ruebenau	D	1996	3,4	B	4	850	32,5	0,600	0,120	6,9
NA 00106	Chateau-Chinon	F	1996	6,0	B		1400	230,0	2,300	0,580	12,8
NA 00107	Strakonice	CZ	1996	9,6	A	3	2300	136,0	4,000	0,800	4,4
NA 00108	Vysoká Pec	CZ	1997	2,5	B	7	230	64,0	0,255	0,060	32,0
NA 00109	Frýdek Místek	CZ	1996	2,5	B	7	90	36,6	0,110	0,035	45,2
NA 00110	Liberec-Orion	CZ	1997	3,9	B		175	206,0	0,400	0,100	66,4
NA 00111	Hammermuehle	D	1997	4,5	B	3	1125	45,4	0,980	0,200	5,9
NA 00112	Trnávka	CZ	1997	6,0	B	2	920	143,0	1,500	0,750	12,0
NA 00113	Trnávka	CZ	1997	3,9	B		710	70,6	0,750	0,300	12,0
NA 00114	Skluz Jirkov	CZ	1997	3,4	B	4	314	140,0	0,500	0,100	34,0
NA 00115	Čabranka I.	HR	1997	4,5	B	3	282	315,0	0,750	0,150	59,0
NA 00116	Čabranka I.	HR	1997	4,5	B	3	282	315,0	0,750	0,150	59,0
NA 00117	Přehrada Jirkov	CZ	1997	3,4	B	4	320	149,0	0,500	0,125	38,0
NA 00118	Beenleigh Mannor	GB	1997	2,5	B	7	600	20,0	0,325	0,065	8,0
NA 00119	Trelubas	GB	1997	3,9	B		390	213,0	0,700	0,180	38,5
NA 00120	Old Walls II.	GB	1997	2,5	B	7	250	21,0	0,180	0,040	15,5
NA 00121	Lindenhof	CH	1998	4,5	B	4	860	131,0	1,100	0,280	14,3
NA 00122	Tiefenhof	CH	1998	3,4	B	5	720	52,0	0,600	0,150	10,5
NA 00123	Tiefenhof	CH	1998	6,0	B	3	1050	132,0	1,530	0,380	10,4
NA 00124	Luněžnik	SLO	1998	3,4	B	5	550	205,0	0,820	0,200	32,0
NA 00125	Stanovice	CZ	1998	2,5	B	8	120	33,0	0,120	0,040	35,7
NA 00126	Nosice	SK	1998	9,6	B	3	1040	362,5	3,000	1,000	15,3
NA 00127	-	C	1998	1,5	B	2	100	5,0	0,050	0,025	15,0
NA 00128	-	USA	1998	1,5	B	2	50	5,0	0,030	0,015	25,0
NA 00129	-	CH	1998	1,5	B	2	50	5,0	0,030	0,015	25,0
NA 00130	Rantířov	CZ	1998	2,5	B	8	250	13,0	0,170	0,050	10,9
NA 00127	Crouzet	F	1998	3,9	B	3	310	224,3	0,6	0,15	47
NA 00128	Crouzet	F	1998	3,4	B	5	110	74,4	0,2	0,05	47
NA 00133	Bílov	CZ	1998	3,4	B	5	600	140	0,75	0,15	38
NA 00134	Skluz Jirkov II.	CZ	1998	3,4	B	5	420	145	0,6	0,15	30
NA 00135	Pušnar	SLO	1998	2,5	B	8	130	33	0,13	0,03	33
NA 00136	Kalikot	NEP	1999	3,9	B	3	150	280	0,39	0,09	89
NA 00137	Kalikot	NEP	1999	3,9	B	3	150	280	0,39	0,09	89
NA 00138	Griesmuehle Walding	A	1999	9,6	A	3	1800	55	2,4	0,6	2,9
NA 00139	Graubmuehle Pettenbach	A	1999	9,6	A	3	2050	69,4	2,8	0,7	3,1
NA 00140	Dolbantau Mill	GB	1999	3,4	B	5	820	29,9	0,56	0,14	6,8
NA 00141	Větruše	CZ	1998	3,8	F	2	102	132,8	0,225	0,1	73

- **B.5- Dados hidrológicos da região do reservatório da usina de Tatu**

FECIVIL ☎394823 '98 09/22 13:21 PAG. 01

UNICAMP

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA CIVIL
Departamento de Recursos Hídricos

Campinas, 22 de setembro de 1998.

Para
NIVALDO
Estagiário de Mecânica
CESP
FAX (011) 234-6477

Prezado Nivaldo,

Infelizmente não posso te enviar os dados de vazão das pequenas bacias próximas ao reservatório do Tatu. O Professor que faz estas medições foi este fim de semana para um congresso.

Volto a lembrar que as bacias são de 1,7 e 5,6 km^2, que são muito inferiores aos cerca de 200 km^2 da bacia do reservatório Tatu. Caso os dados ainda te interessem, favor entrar em contato na próxima semana.

Atenciosamente,

Prof. ABEL MAIA GENOVEZ

Faculdade de Engenharia Civil - UNICAMP - Cx. Postal 6021
13083-970 - Campinas / SP - BRASIL e.mail: genovez@fec.unicamp.br
Fax (+55 19) 788-2411 239-4823 - Fone: (+55 19) 788-2356 788-2304

UNICAMP

FACULDADE DE ENGENHARIA CIVIL

Universidade Estadual de Campinas

CEP: 13.083-970
Tel: (019) 788-2314

Caixa Postal 6021
Fac-simile: (55-019) 788-2411

CAMPINAS - SÃO PAULO - BRASIL

De: MARCELO (LAB. HIDROLOGIA) Depto.: DRH
Para: NIVALDO (CESP) ESTAGIARIO DE MECANICA
Instituição: CESP - SÃO PAULO
País: BRASIL Cidade: SÃO PAULO Fac-simile (011) 234.6477

Estamos enviando 11 páginas, incluindo esta.
Favor comunicar caso não receba a mensagem completa.

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA DE LIMEIRA - DHS
POSTO HIDROMETEOROLÓGICO DO CAMPO DE IRRIGAÇÃO
USINA TATU-CESP

UNICAMP

LATITUDE:

LONGITUDE:

MÊS: JANEIRO

ANO: 1986

Dias	Temp. Ar (°C)			Temp. TQ "A" (°C)			Psicrômetro			T. Solo (°C)		Anemômetro	Veloc.	IQ Classe "A"		Pluviômetro (CM)	Pluviógrafo (MM)
	max	min	média	max	min	méd.	dry	wet	%	0,21	0,30	Total.	Ven. (M/S)	Leitura	evap. (mm)		
01														3,300 mm	7,6	2,6	2,2
02														3,100	1,9		
03														2,400	7,0		
04														1,700	7,0		
05														1,036	9,4	2,8	2,6
06														2,000	1,7	11,4	11,2
07														1,228	7,7		
08														0,600 - 9,000	5,7		
09														—	—	52,0	34,4 (F)
10														—	—	2,2	2,2
11														—	—	137,5	110,0
12														—	—	17,1	6,2
13														—	—		
14														—	—		2,0
15														—	—		
16														—	—	0,8	0,8
17														8,620	—		
18														7,834	7,8		
19														8,400	3,1	8,8	8,8
20														7,748	6,5		
21														7,100	6,9	0,5	0,4
22														6,740	3,6		
23														6,700	5,5	5,1	5,1
24														8,364	3,1	19,8	19,4
25														8,182	5,0	3,2	3,4
26														7,932	9,0	6,5	6,0
27														7,572	5,2	1,8	1,6
28														6,870	7,2		
29														6,218	6,5		
30														5,626	5,9		
31														5,090	5,4		
Total															128,7	272,1	216,3
Média															4,2		

OBS: Onde estiver (F), houve o uso do pluviômetro

From : FACULDADE ENG CIVIL PHONE No. : 7882411 Oct. 28 1998 3:30PM P02

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA DE LIMEIRA - DHS
POSTO HIDROMETEOROLÓGICO DO CAMPO DE IRRIGAÇÃO
USINA TATU-CESP

UNICAMP

LATITUDE:
LONGITUDE:
MÊS: FEVEREIRO
ANO: 86

Dias	Temp. Ar (°C)			Temp. TQ "A" (°C)			Psicrômetro			T. Solo (°C)		Anemômetro	Veloc.	TQ Classe "A"		Pluviômetro (MM)	Pluviógrafo (MM)
	max	min	média	max	min	méd.	dry	wet	Z	0,21	0,30	Total	Ven. (M/S)	Leitura	evap. (mm)		
01														4,248	8,4		
02														3,554	6,9		
03														3,952	3,2	7,2	7,2
04														4,092	1,9	3,3	(F)
05														3,652	4,4		
06														3,250	4,0		
07														2,800	4,5		
08														2,474	3,2		
09														1,884	6,1	0,2	0,2
10														4,810	2,4	31,7	25,0
11														4,242	5,7		
12														4,300	5,4	6,0	5,8
13														3,946	3,5		0,2
14														3,500	4,4		
15														8,066	—	41,4	14,6 (F)
16														7,998	4,9	4,2	4,0
17														8,142	5,2	6,7	6,6
18														8,328	4,3	6,2	6,0
19														8,766	4,6	9,0	8,8
20														8,420	5,6	2,2	2,0
21														—	—	55,1	28,2 (F)
22														—	—	0,4	0,4
23														—	—	2,5	2,4
24														—	—		
25														—	—	2,4	2,4
26														—	—	25,4	19,0
27														—	—		
28														—	—		
29																	
30																	
31																	
Total															88,6	203,9	135,8
Média																	

OBS.: ONDE ESTIVER (F), UTILIZAR O VALOR DO PLUVIÓMETRO

ISIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
DADE DE ENGENHARIA DE LIMEIRA - DHS
HIDROMETEOROLÓGICO DO CAMPO DE IRRIGAÇÃO
USINA TATU-CESP

UNICAMP

LATITUDE:

LONGITUDE:

MÊS: MARÇO

ANO: 1986

mp. Ar (°C)			Temp. IQ "A" (°C)			Psicrômetro			T. Solo (°C)		Anemômetro	Veloc.	IQ Classe "A"		Pluviômetro (MM)	Pluviógrafo (MM)
ax	min	média	max	min	méd	dry	wet	%	0,21	0,30	Total.	Ven. (M/S)	Leitura	evap. (mm)		
													8,644	—	0,3	0,2
													8,364	4,6	1,8	1,9
													8,012	3,5		
													9,100	2,6	13,5	13,4
													—	—	13,2	9,8 (F)
													—	—	0,5	0,4
													—	—	0,3	0,2
													—	—	15,5	13,8
													—	—	0,4	0,4
													—	—	11,5	12,4
													—	—		
													—	—		
													—	—		
													9,000	—		
													8,450	5,5		
													7,860	5,9		
													7,640	5,3	3,1	2,8
													7,144	4,9		
													6,716	4,9	0,7	0,6
													6,500	2,2		
													5,972	5,3		
													5,510	4,6		
													5,072	4,4		
													4,880	1,9		
													4,500	3,8		
													4,030	4,7		
													6,536	2,0	27,1	10,4 (F)
													6,160	3,8		
													5,736	4,2		
													6,890	4,4	15,9	15,6
													6,610	2,7	0,2	0,4
														81,2	103,0	82,2

From : FACULDADE ENG CIVIL PHONE No. : 7882411 Oct. 28 1998 3:35PM P01

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA DE LIMEIRA - DES
POSTO HIDROMETEOROLÓGICO DO CAMPO DE IRRIGAÇÃO
USINA TATU-CESP

UNICAMP

LATITUDE: LONGITUDE:

MÊS: ABRIL ANO: 1986

Dias	Temp. Ar (°C)			Temp. TQ "A" (°C)			Psicrômetro			T. Solo (°C)		Anemômetro	Veloc.	TQ Classe "A"		Pluviômetro (MM)	Pluviógrafo (MM)
	max	min	média	max	min	méd.	dry	wet	Z	0,21	0,30	Total.	Ven. (M/S)	Leitura	evap. (mm)		
01														6,200	4,1		
02														5,816	3,8		
03														5,448	3,6		
04														5,000	4,5		
05														4,520	4,8		
06														4,044	4,8		
07														3,688	3,6		
08														3,136	5,5		
09														2,736	4,1		
10														2,300	4,3		
11														1,900	4,0		
12														1,366	5,3		
13														1,220	1,5		
14														0,462-9,000	7,6		
15														—	—	16,9	14,2
16														—	—	19,7	9,0
17														—	—		
18														—	—		
19														—	—		
20														—	—		
21														—	—		
22														—	—	3,5	3,0
23														9,000	—		
24														8,666	3,3		
25														8,374	2,9		
26														8,000	3,7		
27														7,575	4,2		
28														7,150	4,2		
29														6,832	3,2		
30														6,456	3,7		
31																	
Total															86,7	31,1	26,2
Média															2,9		

FACULDADE DE ENGENHARIA DE LIMEIRA - DHS
POSTO HIDROMETEOROLÓGICO DO CAMPO DE IRRIGAÇÃO
USINA TATU-CESP

UNICAMP

LATITUDE: LONGITUDE:

MÊS: MAIO ANO: 1986

Dias	Temp. Ar (°C)			Temp. TQ "A" (°C)			Psicrômetro			T. Solo (°C)		Anemômetro	Veloc.	TQ Classe "A"		Pluviômetro (MM)	Pluviógrafo (MM)
	max	min	média	max	min	méd	dry	wet	%	0,21	0,30	Total	Ven. (M/S)	Leitura	evap. (mm)		
01														6,142	3,1		
02														5,780	3,6		
03														5,440	3,4		
04														5,132	3,1		
05														4,806	3,2		
06														4,444	3,6		
07														4,238	2,7	0,8	0,6
08														4,500	1,7	4,1	4,2
09														4,464	1,6	1,2	1,2
10														4,638	1,2	2,9	2,6
11														6,480	—	16,9	8,8 (F)
12														6,210	2,7		
13														6,632	6,2	10,4	10,6
14														6,614	0,9	0,7	0,6
15														6,428	1,7		
16														6,200	2,3		
17														5,910	2,9		
18														5,620	2,9		
19														—	—	39,0	17,8 (F)
20														9,000	—		
21														8,954	2,4	1,9	1,8
22														8,800	1,5		
23														8,542	2,6		
24														8,300	2,4		
25														7,960	3,4		
26														7,650	3,1		
27														—	—	18,4	16,6
28														8,934	—		
29														8,660	2,7		
30														8,344	3,2		
31														8,312	2,5	2,2	2,0
Total															70,8	93,5	66,8
Média															2,3		

OBS.: ONDE ESTIVER (F), UTILIZAR O VALOR DO PLUVIÔMETRO

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA DE LIMEIRA - DHS
POSTO HIDROMETEOROLÓGICO DO CAMPO DE IRRIGAÇÃO
USINA TATE-CESP

UNICAMP

LATITUDE: LONGITUDE:

MÊS: JUNHO ANO: 1986

Dias	Temp. Ar (°C)			Temp. IQ "A" (°C)			Psicrômetro			T. Solo (°C)		Anemomêtro	Veloc.	IQ Classe "A"		Pluviômetro (MM)	Pluviógrafo (MM)
	max	min	média	max	min	méd.	dry	wet	%	0,21	0,30	Total.	Ven. (M/S)	Leitura	evap. (mm)		
01														8,048	2,8		
02														7,746	2,8		
03														7,600	1,4		
04														7,286	3,0		
05														7,100	2,0	Sem	
06														6,898	2,0		
07														6,600	2,9	Chuvas	
08														6,490	1,1		
09														6,354	1,4	No	
10														6,096	2,6		
11														5,710	3,8	mês	
12														5,504	2,1		
13														5,288	2,1		
14														5,006	2,9		
15														4,712	2,9		
16														4,454	2,6		
17														4,236	2,2		
18														4,088	1,5		
19														3,704	3,8		
20														3,478	2,3		
21														3,230	2,5		
22														3,096	1,3		
23														2,796	3,0		
24														2,452	3,0		
25														2,272	2,2		
26														1,938	3,3		
27														1,798	1,4		
28														1,482	3,2		
29														1,264	2,2		
30														1,062	2,0		
31																	
Total															72,3		

From : FACULDADE ENG CIVIL PHONE No. : 7882411 Oct. 28 1998 3:38PM P04

From : FACULDADE ENG CIVIL PHONE No. : 7882411 Oct. 28 1998 3:37PM P03

FACULDADE DE ENGENHARIA DE LIMEIRA - DES
POSTO HIDROMETEOROLÓGICO DO CAMPO DE IRRIGAÇÃO
USINA IATU-CESP

UNICAMP

LATITUDE: LONGITUDE:

MÊS: JULHO ANO: 1986

Dias	Temp. Ar (°C) max	min	média	Temp. TQ "A" (°C) max	min	méd.	Psicrômetro dry	wet	%	T. Solo (°C) 0,21	0,30	Anemômetro Total	Veloc. Ven. (M/S)	TQ Classe "A" Leitura	evap. (mm)	Pluviômetro (MM)	Pluviógrafo (MM)
01														0,792	2,7		
02														0,436 - 9,000	3,6		
03														8,432	0,7		
04														8,540	3,9		
05														8,382	1,6		
06														8,112	2,7		
07														7,960	1,5		
08														7,438	5,2		
09														7,216	2,2		
10														7,026	1,9		
11														6,444	5,8		
12														6,346	1,0		
13														6,239	1,1		
14														5,972	2,7		
15														5,596	3,7		
16														5,286	3,1		
17														4,856	4,3		
18														4,606	2,5		
19														4,253	3,5		
20														4,175	0,8		
21														3,642	5,2		
22														3,402	2,4		
23														4,728	—	12,0	12,0
24														4,644	0,8		
25														4,458	1,8		
26														4,278	1,8		
27														4,166	1,1		
28														3,668	5,0		
29														3,302	3,7		
30														3,038	2,6		
31														3,087	3,0	3,5	3,4
Total															81,9	15,5	15,4
Média															2,6		

FACULDADE DE ENGENHARIA DE LIMEIRA - DHS
POSTO HIDROMETEOROLÓGICO DO CAMPO DE IRRIGAÇÃO
USINA TATU-CESP

UNICAMP

LATITUDE: (LONGITUDE:

MÊS: AGOSTO ANO: 1996

Dias	Temp. Ar (°C) max	min	média	Temp. TQ "A" (°C) max	min	méd	Psicrômetro dry	wet	Z	T. Solo (°C) 0,21	0,30	Anemômetro Total	Veloc. Ven. (M/S)	TQ Classe "A" Leitura	evap. (mm)	Pluviômetro (MM)	Pluviógrafo (MM)
01														3,107	0,8	1,0	0,6
02														2,945	1,6		
03														2,647	3,0		
04														2,302	3,4		
05														2,062	2,4		
06														1,622	4,4		
07														1,244	3,8		
08														0,918	3,3		
09														0,770	1,5		
10														0,240	5,3		
11														9,000	—		
12														8,690	7,5	4,5	
13														8,908	—		4,6
14														8,902	0,0		1,0
15														8,514	3,9		
16														—	—	7,5	4,6
17														—	—	5,0	3,4
18														—	—		
19														—	—		
20														—	—		
21														—	—	36,0	5,4 (F)
22														—	—	9,0	28,6
23														—	—	31,3	29,0
24														—	—		
25														—	—	11,3	11,0
26														—	—	6,0	5,4
27														8,372	—		
28														8,308	5,6		
29														7,924	3,8		
30														7,626	3,0		
31														7,120	5,1		
Total															58,4	111,5	93,6
Média															3,4		

OBS.: ONDE ESTIVER (F) / UTILIZAR O VALOR DO PLUVIÔMETRO

From : FACULDADE ENG CIVIL PHONE No. : 7882411 Oct. 28 1998 3:45PM P01

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA DE LIMEIRA - DHS
POSTO HIDROMETEOROLÓGICO DO CAMPO DE IRRIGAÇÃO
USINA TATU-CESP

UNICAMP

LATITUDE: (LONGITUDE:

MÊS: SETEMBRO ANO: 1996

Dias	Temp. Ar (°C)			Temp. TQ "A" (°C)			Psicrômetro			T. Solo (°C)		Anemômetro	Veloc.	TQ Classe "A"		Pluviômetro (MM)	Pluviógrafo (MM)
	max	min	média	max	min	méd.	dry	wet	%	0.21	0.30	Total	Ven. (M/S)	Leitura	evap. (mm)		
01														6,656	4,6		
02														6,276	3,8		
03														5,816	4,6		
04														5,406	4,1		
05														5,390	0,2		
06														5,076	3,1		
07														4,792	2,8		
08														4,224	5,7		
09														3,826	4,0		
10														3,476	3,5		
11														2,946	5,3		
12														2,438	5,1		
13														2,188	2,5		
14														1,578	6,1		
15														0,994	5,8		
16														0,468	5,3		
17														9,000	—		
18														8,744	2,6		
19														8,204	5,4		
20														8,942	5,6	13,0	12,2
21														8,454	4,9		
22														7,956	5,0		
23														7,956	—		
24														7,444	5,1		
25														6,916	5,3		2,4
26														6,534	6,3	2,5	1,8
27														6,086	6,5	2,0	
28														5,744	3,4		
29														8,012	4,3	27,0	7,6 (F)
30														7,998	0,2		
31																	
Total															121,1	44,5	24,0
Média															3,9		

OBS: DADOS ESTIMADOS (F), UTILIZAR O VALOR DO PLUVIÓMETRO

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA DE LIMEIRA - DHS
POSTO HIDROMETEOROLÓGICO DO CAMPO DE IRRIGAÇÃO
USINA TATU-CESP

UNICAMP

LATITUDE: LONGITUDE:

MÊS: OUTUBRO ANO: 1986

Dias	Temp. Ar (°C) max	min	média	Temp. TQ "A" (°C) max	min	méd.	Psicrômetro dry	wet	%	T. Solo (°C) 0,21	0,30	Anemômetro Total	Veloc. Ven. (M/S)	TQ Classe "A" Leitura	evap. (mm)	Pluviômetro (MM)	Pluviógrafo (MM)
01														7,636	3,6		
02														7,106	5,3		
03														6,540	5,7		
04														6,068	4,7		
05														5,426	6,4		
06														4,908	5,2		
07														4,370	5,4		
08														3,724	6,5		
09														3,704	3,2	5,0	4,6
10														3,348	3,6		
11														6,064	—	25,0	8,8 (F)
12														5,464	6,0		
13														4,986	4,8		
14														4,288	7,0		
15														3,566	7,2		
16														2,948	6,2		
17														2,222 - 9,000	7,3		
18														9,000	—		
19														—	—	12,5	9,2
20														—	—	6,5	6,6
21														—	—	10,0	9,2
22														—	—	44,5	28,8 (F)
23														—	—		
24														—	—		
25														7,538	—		
26														6,948	5,9		
27														6,250	7,0		
28														5,762	6,4	1,5	1,4
29														5,228	5,3		
30														4,676	5,9		
31																	
Total															120,6	105,0	68,6
Média															4,0		

OBS: DURANTE ESTIVAGEM (F), UTILIZAR O VALOR DO PLUVIÔMETRO

FACULDADE DE ENGENHARIA DE LIMEIRA - DHS
POSTO HIDROMETEOROLÓGICO DO CAMPO DE IRRIGAÇÃO
USINA TATU-CESP

UNICAMP

LATITUDE: LONGITUDE:

MÊS: DEZEMBRO ANO: 1986

Dias	Temp. Ar (°C)			Temp. TQ "A" (°C)			Psicrômetro			T. Solo (°C)		Anemômetro	Veloc.	TQ Classe "A"		Pluviômetro (MM)	Pluviógrafo (MM)
	max	min	média	max	min	méd.	dry	wet	%	0,21	0,30	Total	Ven. (M/S)	Leitura	evap. (mm)		
01														4,089	—	49,5	S.D.
02														8,282	—	41,5	9,0 (F)
03														8,176	3,1	2,0	1,6
04														SEM	SEM	27,0	19,2 (F)
05														LEITURA	DADOS	4,8	4,8
06														NO	ATÉ		
07														RESTO	O	15,5	3,2 (F)
08														DO	FINAL	36,0	9,0 (F)
09														MÊS	DO	12,0	8,8 (F)
10															MÊS	3,0	4,0
11																5,0	4,6
12																12,0	9,0
13																	
14																	
15																8,0	S.R.
16																10,0	S.R.
17																4,5	S.R.
18																1,5	1,4
19																15,0	17,0
20																	
21																	
22																29,5	7,8
23																21,3	9,0 (F)
24																	19,2
25																22,0	16,8 (F)
26																2,0	0,8
27																	
28																12,0	10,8
29																15,0	S.R.
30																18,0	17,0
31																12,0	17,8
Total															31	379,1	
Média																	

OBS.: QUANDO ESTIVER (F), UTILIZAR O VALOR DO PLUVIÔMETRO

- **B.6- Dados técnicos da usina hidrelétrica de Tatu**

1. INTRODUÇÃO

A maioria das instalações de PCH's existentes, e do potencial remanescente de pequeno porte no Estado de São Paulo podem ser classificadas como de média e baixa queda. Como um todo, elas são consideradas usinas a fio d'água para as quais não há armazenamento, portanto, a queda e a descarga podem variar muito, e esta variabilidade deve ser considerada na escolha da turbina.

Recentemente o interesse nacional em pequenas usinas, tem resultado na recuperação da geração de energia em usinas que estavam paradas há algum tempo, e construção de novos aproveitamentos. Em alguns casos, a integridade da barragem pode ainda ser adequada, e a casa de força e equipamentos associados podem ainda ser úteis após reforma e modernização . Cada usina deve ser estudada separadamente, e a condição dos componentes, bem como a economia de recuperação ou substituição com um grupo gerador mais moderno devem ser avaliados.

A análise de algumas instalações especificas de PCH's paradas, indicou que a possivel produção de energia é consideravelmente maior que a anteriormente desenvolvida. Isto pode ser associado à falta de dados hidrológicos na ocasião do projeto original.

A produção de energia para as pequenas centrais hidrelétricas é relativamente baixa, em comparação à grandes instalações com altas quedas e grandes reservatórios e portanto toma todas as medidas de precaução para evitar paralizações de energia. Se uma usina de pequeno porte estiver ligada ao sistema interligado, sua contribuição à capacidade total de energia é relativamente menor, e a consequência da falta de energia é menos severa.

Avanços recentes na tecnologia de controle e de microprocessadores podem tornar possivel aplicar a automação, mesmo em instalações hidroelétricas de pequeno porte. A flexibilidade de controle é refletida no custo inicial da PCH; desta forma deve ser feita uma análise econômica para deteminar sua conveniência.

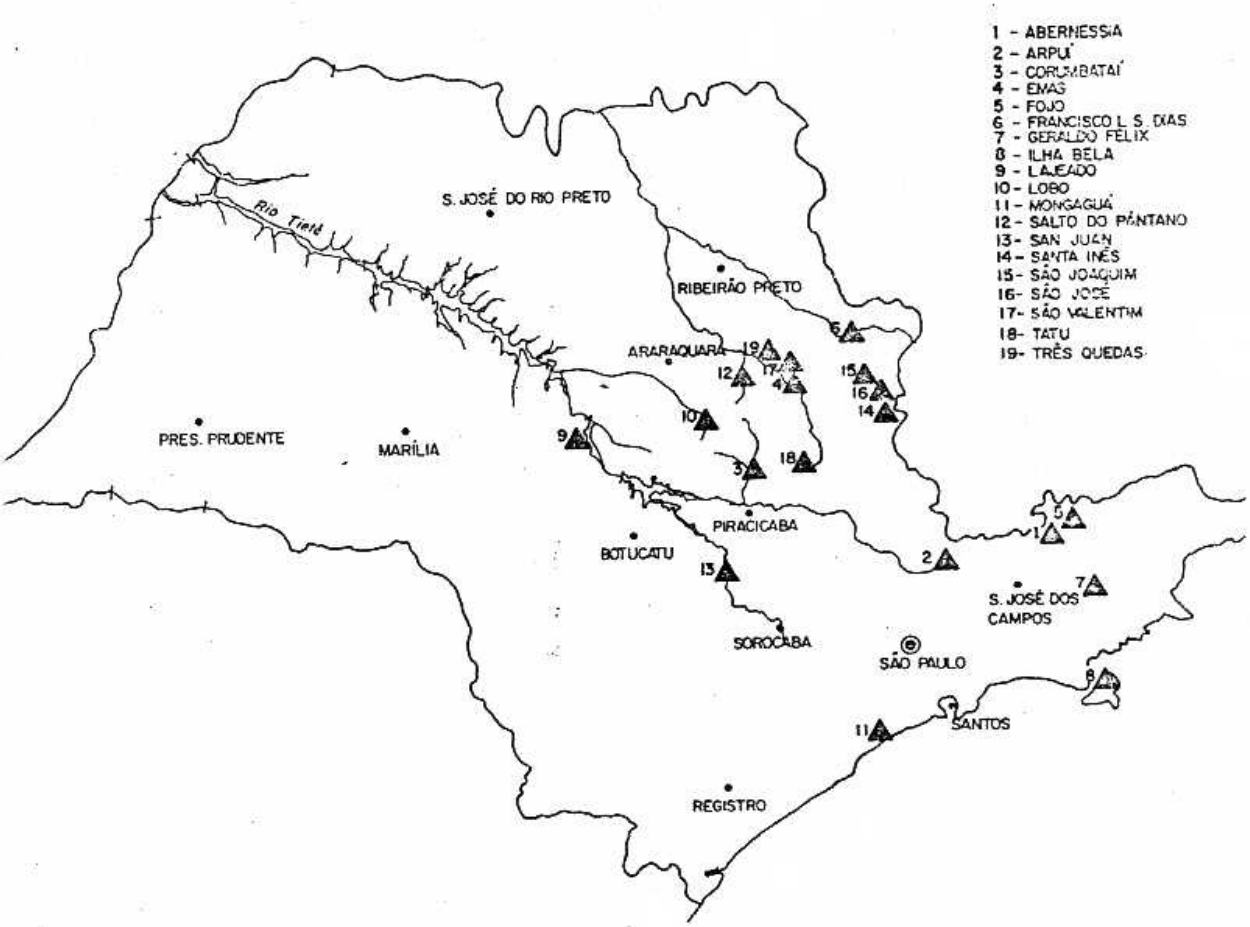
2. OBJETIVO

Este trabalho tem por objetivo uma avaliação técnica preliminar do estado atual das seguintes PCH's existentes: Abernessia, Arpui, Corumbataí, Emas, Fojo, Franisco L. S. Dias, Geraldo Felix, Ilha Bela, Lajeado, Lobo, Mongaguá, San Juan, Santa Inês, São Joaquim, São José, São Valentim, Tatu e Três Quedas, além do estudo de implantação da PCH Salto do Pântano.

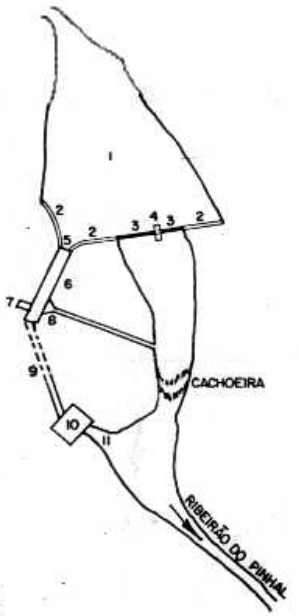
O escopo do trabalho limitou-se aos aspectos de obras civis e eletromecânicos, fundamentado apenas numa inspeção visual.

3. LOCALIZAÇÃO DAS USINAS

A localização geográfica e os rios a que pertencem as Usinas inspecionadas constam da figura 1.



Arranjo Geral



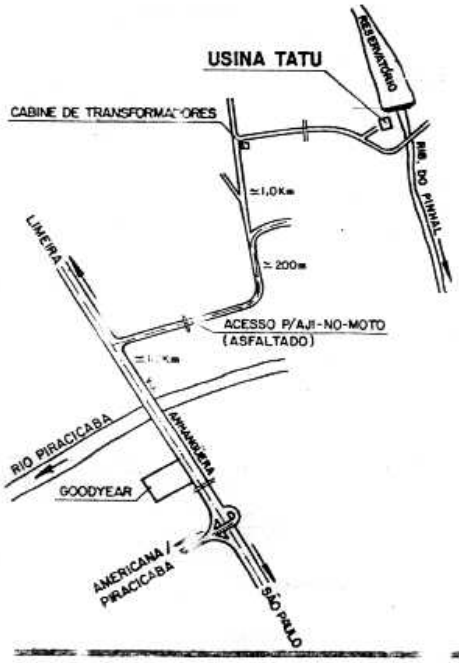
LEGENDA

1 – RESERVATÓRIO
2 – BARRAGEM
3 – VERTEDOURO
4 – DESCARREGADOR DE FUNDO
5 – TOMADA D'ÁGUA
6 – CANAL DE ADUÇÃO
7 – TOMADA D'ÁGUA ADICIONAL
8 – EXTRAVASOR
9 – CONDUTO FORÇADO
10 – CASA DE MÁQUINAS
11 – CANAL DE FUGA

Notas:

Referência:

ACESSO



CESP Companhia Energética de São Paulo

Diretoria de Engenharia e Construção — E

Assessoria da Diretoria — EA

Residência de Nova Avanhandava/Hidrovia-EHN

PEQUENAS CENTRAIS HIDRELÉTRICAS-PCH

USINA TATU

PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS
SITUAÇÃO ATUAL

Desenho. **F.U.O.** *Data*

Número.

FICHA TÉCNICA

Localização

Rio	: Ribeirão do Pinhal
Município	: Limeira

HAL

Barragem

Tipo	: Concreto/gravidade
Comprimento	: 80 m.
Altura	: 11 m.

Turbina

Tipo	: Francis/eixo horizontal
Potência	: 1200 HP, 720 rpm
Fabricação	: Verkstaden Cristinehamn Sweden
Vazão Engolimento	: 6,3 m^3/s

Gerador

Tipo	: Síncrono
Capacidade	: 975 kVA
CosΦ	: 0.8
Tensão	: 2.1 kV
Fabricação	: ASEA Vasteras Sweden

Excitatriz

Capacidade	: 8,5 kW
Tensão	: 115 V
Corrente	: 74,2 A
Fabricação	: ASEA Vasteras Sweden

Quadro de Comando e Controle

: Sem condições de especificar

SITUAÇÃO GERAL DA PCH

OBRAS CIVIS

O Setor de Aproveitamentos Hidroelétricos - EPRA, realizou em maio de 1994, uma inspeção visual na PCH Tatu.

Essa inspeção tem a finalidade de verificar a situação da barragem de concreto, maciços de terra e rocha, estruturas e áreas adjacentes da usina.

Observações efetuadas:

Barragem, Vertedouro de Superfície e Descarregador de Fundo

A vista geral a montante do vertedouro de superfície apresenta uma grande quantidade de tábuas, o qual pode vedar a passagem d'água pelo vertedouro.

A barragem de gravidade à direita do vertedouro, face a jusante, foram observadas algumas irregularidades na superfície de concreto ("bicheiras") e fissuras com carbonatação.

Na barragem margem esquerda, também não foram constatadas anormalidades com risco para a segurança de barragem. A montante desta estrutura, na área possível de ser inspecionada, nada de anormal foi constatado, registrando-se apenas o aspecto rugoso das superfícies de concreto.

Em virtude de todos os vãos apresentarem-se com descarga d'água, não foi possível verificação das soleiras, superfície vertente e rochas a jusante.

.Canal de Adução e de Fuga

Aparentemente em bom estado.

.Conduto Forçado e Casa de Força

A inspeção na casa de força e no conduto forçado em seu trecho aparente, não indicou anormalidades.

EQUIPAMENTOS ELETROMECANICOS - (Casa de Força)

Antiga

- Turbina/regulador - visualmente em bom estado, necessitando de desmontá-los para inspeção.

- Gerador/Excitatriz - visualmente em bom estado, necessitando de desmontá-los para inspeção.

- Painel de Comando e Controle - inexistente.
- Barramentos de Saída - inexistente.

Nova

Todos os equipamentos estão em perfeitas condições de operação. Alimentam as instalações adjacentes ao Sítio da Usina.

CUSTO TOTAL E PRAZO PARA RECUPERACAO

De acordo com a inspeção técnica realizada, pode-se avaliar, tendo como base obras similares, os custos de recuperacão da PCH:

. OBRAS CIVIS	US$	300.000
. EQUIPAMENTOS ELETROMECANICOS	US$	960.000
. CUSTO TOTAL DIRETO	US$	1.260.000
. CUSTO INDIRETOS	US$	60.000
. CUSTO TOTAL SEM JUROS	US$	1.320.000
. JUROS DURANTE A CONSTRUCAO	US$	132.000
. CUSTO TOTAL COM JUROS	US$	1.452.000

OBS: Custo ref. dez./1992 1US$ = Cr$ 11.163,33

. INTEGRACAO DA PCH AO SISTEMA

A avaliacao realizada indica que a PCH TATU apresenta um custo de recuperacão atrativo em relação a energia gerada, ou seja, é viável a sua recuperacão como uma pequena central Hidrelétrica.

. PRAZO PARA RECUPERACAO

O prazo para recuperacão da PCH é no minimo de 18 meses.

VISTA DE JUSANTE DA BARRAGEM, COM O DESCARREGADOR DE FUNDO AO CENTRO

REGIAO DE MONTANTE DO CANAL DE ADUCAO

CASA DE FORÇA ANTIGA E NOVA

VISTA GERAL DO CONDUTO FORÇADO E DA CASA DE FORÇA NOVA (TOSHIBA)

Turbina e Gerador Tochiba