

# **ANÁLISE HIDRÁULICA DA INSTALAÇÃO DE UM TUBO DE SUCÇÃO NUMA TURBINA MICHELL-BANKI**

**Edgar Paz Pérez**

Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá FEG – UNESP; R. Ariberto Pereira da Cunha, 333 - CEP 12516-410- Guaratinguetá, SP Brasil; Tel: (012) 5252800 Ramal: 229; E-mail:edgarpaz@feg.unesp.br

**Luiz Roberto Carrocci.**

Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá FEG – UNESP; R. Ariberto Pereira da Cunha, 333 - CEP 12516-410- Guaratinguetá, SP Brasil; Tel: (012) 5252800 Ramal: 229; E-mail:carrocci@feg.unesp.br

**Paulo Magalhães Filho**

Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá FEG – UNESP; R. Ariberto Pereira da Cunha, 333 - CEP 12516-410- Guaratinguetá, SP Brasil; Tel: (012) 5252800 Ramal: 229; E-mail:pfilho@feg.unesp.br

**Resumo.** A turbina Michell-Banki é basicamente uma máquina de ação, com a característica principal, a não existência do tubo de sucção. A instalação do tubo de sucção numa turbina, incrementa a energia absorvida pelo rotor e como consequência, o aumento da potência gerada pela turbina.

No presente trabalho propõe-se a instalação de um tubo de sucção numa turbina Michell-Banki, visando incrementar a potência gerada e desta forma aproveitar quedas pequenas (altura menor que 3 m), que eventualmente poderia ser inviável.

Foi feito uma análise hidráulica da turbina Michell-Banki com tubo de sucção, com o objetivo de verificar como isso afetaria o comportamento da turbina e os principais parâmetros de projeto. Dos resultados se observa que aparece um grau de reação na turbina, o qual é um parâmetro muito importante no projeto e deve ter valores pequenos para que a turbina seja tecnicamente viável.

**Palavras-chave:** Turbinas hidráulicas, Geração de energia, PCHs.

## **1. INTRODUÇÃO**

As turbinas hidráulicas Michell-Banki se adaptam muito bem para a geração em pequena escala em mini e micro-centrais hidrelétricas, isto por serem muito simples, terem baixos custos de fabricação, de instalação e de manutenção, podem ainda ser usadas em amplos intervalos de aplicação (rotação específica), podem operar em amplos intervalos de vazão, sem diminuir ou variar de maneira apreciável a eficiência, Tiago, (1987). Devido à essas vantagens apresentadas, a turbina Michell-Banki torna-se muito atrativa para serem objeto de pesquisa.

## **2. TURBINAS MICHELL-BANKI CONVENCIONAL**

A turbina Michell-Banki convencional também conhecida como turbina de Fluxo Cruzado ou Fluxo Transversal (Cross-Flow), Michell e Michell-Ossberger, é classificada como uma turbina de

ação e de entrada radial, com admissão parcial.

As partes principais de uma turbina Michell-Banki convencional são: a peça de transição, o injetor, a pá diretriz, o rotor e a tampa. Estes elementos também são parte integrante da turbina Michell-Banki Proposta, como é observado na Fig. (1).

### 3. TURBINA PROPOSTA

A turbina proposta se apresenta na Fig. (1), ela tem basicamente os mesmos elementos que uma turbina Michell-Banki convencional, na qual serão instalados dois elementos adicionais: o tubo de sucção e a válvula de ar.

#### 3.1. Tubo de sucção

A função do tubo de sucção é gerar uma pressão negativa na saída do rotor, com isto pode-se ter uma variação de pressão entre a entrada e a saída do rotor, a qual é aproveitada para incrementar a potência gerada pela turbina.

#### 3.2. Válvula de ar

A válvula de ar é o elemento que permite o ingresso de ar dentro da turbina para evitar afogamento do rotor.

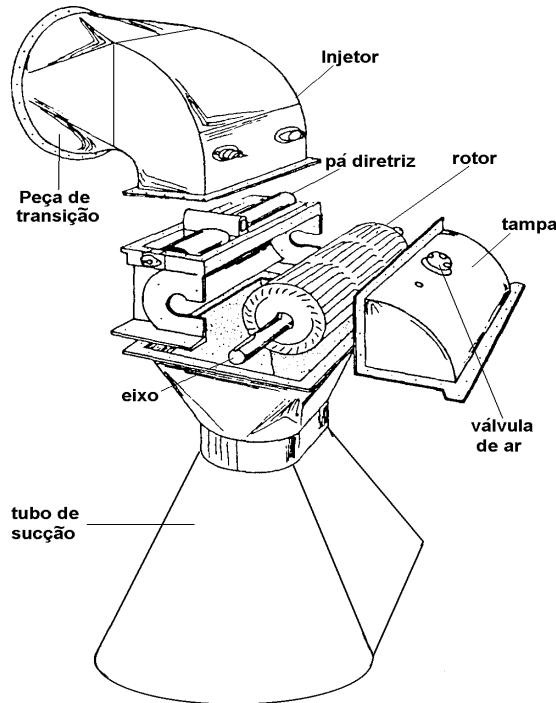


Figura 1. Elementos da turbina Michell-Banki proposta. Paz, (2003)

### 4. ANÁLISE HIDRÁULICA

A energia trocada entre o rotor de uma turbomáquina e o fluido que a atravessa, se apresenta de duas formas: como energia de pressão e como energia cinética, sendo que a energia de pressão deve ser

medida por uma coluna de fluido ( $H_{pr}$ = altura manométrica do rotor ), a qual leva em conta a variação de pressão no rotor. Se a altura manométrica do rotor é igual a zero a máquina é chamada de ação e se a altura manométrica é diferente de zero a máquina é chamada de reação.

A turbina Michell-Banki convencional é uma máquina de ação, portanto a altura manométrica do rotor é igual a zero. Ao instalar um tubo de sucção aparece um grau de reação, isto é, a altura manométrica do rotor será diferente de zero. Esta diferença é importante e nos leva a modificar a dedução e formulação para obtenção de algumas variáveis, principalmente a relação de diâmetros do rotor, e o diâmetro máximo do eixo.

#### 4.1. Comportamento do fluxo através do rotor

A trajetória que segue o fluxo de água dentro do rotor da turbina Michell-Banki pode ser observado na Fig. (2). Nota-se que a água atravessa duas vezes as pás da turbina.

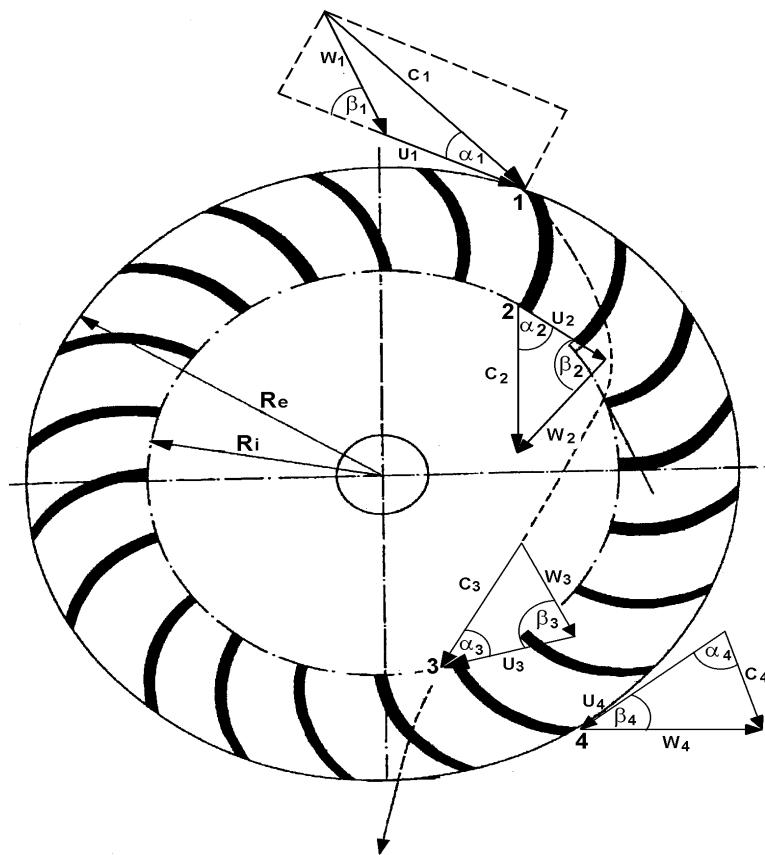


Figura 2. Trajetória do fluxo através do rotor. Gonçalves, (2000)

Da Figura (2) também observa-se que aparecem quatro triângulos de velocidades formados pelas seguintes componentes (variáveis):

- $U_i$  : Velocidade periférica no ponto i.
- $C_i$  : Velocidade absoluta no ponto i.
- $W_i$  : Velocidade relativa no ponto i.
- $\alpha_i$  : Ângulo da velocidade absoluta no ponto i.
- $\beta_i$  : Ângulo da velocidade relativa no ponto i.

## 4.2. Ângulo da velocidade absoluta na entrada do rotor

Conhecendo-se que baixos valores do ângulo da velocidade absoluta na entrada do rotor  $\alpha_1$ , gera altos valores da eficiência hidráulica da turbina Michell-Banki e conhecendo-se também as dificuldades construtivas que implica ter baixos valores de  $\alpha_1$  se determina que os valores mais apropriados que pode ter este ângulo são: 14,15,16,17 e 18°. Tiago, (1987).

## 4.3. Ângulo da velocidade relativa na entrada do rotor

Com o conhecimento dos triângulos de velocidades e da geometria do rotor da turbina Michell-Banki, se obtém uma relação entre os valores do Ângulo da velocidade relativa e da velocidade absoluta na entrada do rotor, Paz, (2003). A faixa de variação de  $\alpha_1$  determina o intervalo de  $\beta_1$  entre 26,5° e 33°.

Tabela 1. Variação do ângulo  $\beta_1$  como função do ângulo  $\alpha_1$ .

$\beta_1$ (°)	$\alpha_1$ (°)
26,5	14
28	15
30	16
31,5	17
33	18

O ângulo  $\beta_1$  é um parâmetro construtivo muito importante e serve como referência para os outros parâmetros da turbina Michell-Banki.

## 4.4. Relação de diâmetros do rotor

A relação entre os diâmetros interno e externo do rotor  $D_2/D_1$  se obtém a partir das definições de grau de reação e eficiência hidráulica da turbina.

$$\sigma_r = \frac{H_{pr}}{H} \quad (1)$$

$$\sigma_r = \frac{H_{pr} \cdot \eta_H}{H_e} \quad (2)$$

$\sigma_r$  : Grau de Reação.

$H_{pr}$  : Altura manométrica do rotor (m).

$H$  : Altura total da turbina (m).

$H_e$  : Altura de Euler (m).

$\eta_H$  : Eficiência hidráulica da turbina.

Paz, (2003) define Altura manómetrica da primeira passagem do rotor  $H_{p1}$  e o grau de reação da primeira passagem do rotor como:

$$H_{p1} = K \cdot H_{pr} \quad (3)$$

$$\sigma_1 = K \cdot \sigma_r \quad (4)$$

$H_{p1}$  : Altura manométrica da primeira passagem do rotor (m).

$\sigma_1$  : Grau de reação da primeira passagem do rotor.

$K$  : Coeficiente de proporcionalidade.

Utilizando as equações (2), (3) e (4), as definições de Altura manométrica do rotor, a Altura de Euler, utilizando os triângulos de velocidades da Fig (2) e fazendo deduções algébricas, Paz, (2003) obteve a Eq. (5) que exprime a relação entre os diâmetros interno e externo do rotor  $D_2/D_1$ .

$$\frac{D_2}{D_1} = \sqrt{\frac{-\left(2(1 + \psi)\sigma_1 + \tan^2 \beta_1\right) + \sqrt{\left(2(1 + \psi)\sigma_1 + \tan^2 \beta_1\right)^2 - 4\tan^2 \beta_1}}{2}} \quad (5)$$

$D_2$  : Diâmetro interno do rotor (m).

$D_1$  : Diâmetro externo do rotor (m).

$\psi$  : Coeficiente empírico que relaciona as velocidades relativas da entrada e da saída do rotor.

$\sigma_1$  é um parâmetro novo, cujo intervalo de valores mais apropriado deve ser determinado.

Na Equação (5) pode-se observar que a relação de diâmetros é função do ângulo  $\beta_1$ , e de  $\sigma_1$ . Fazendo variar estes parâmetros podemos observar qual é o comportamento da relação dos diâmetros, a qual se apresenta na Fig. (3).

**VARIAÇÃO DA RELAÇÃO DOS DIÂMETROS EM FUNÇÃO DA REAÇÃO NA PRIMEIRA PASSAGEM DO ROTOR**

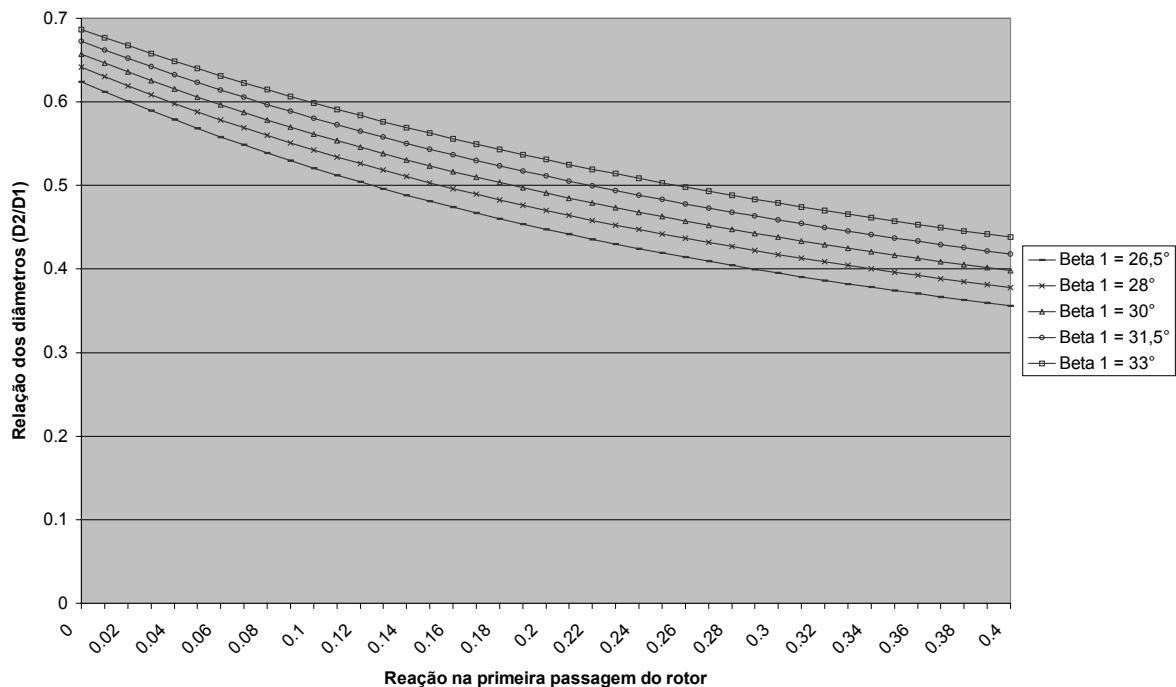


Figura 3. Variação da relação de diâmetros do rotor em função da reação  $\sigma_1$ . PAZ, (2003).

Nesta figura pode-se ver que ao aumentar a reação na primeira passagem do rotor  $\sigma_1$ , a relação dos diâmetros  $D_2/D_1$  é diminuída, em consequência o diâmetro interno do rotor  $D_2$  será menor, já que o diâmetro externo  $D_1^1$  se mantém constante.

Não é desejável que o diâmetro interno do rotor diminua muito porque poderia chegar a valores pequenos que dificultaria a passagem do fluxo no interior do rotor. Além de que um diâmetro  $D_2$  menor, acarretaria no uso de maior área dos discos laterais. Do exposto, se pode pensar que o mais apropriado seria ter pequenos valores da reação na primeira passagem, mas não devemos esquecer que tendo menor grau de reação, a variação de energia de pressão aproveitada pelo rotor é menor. Pode-se concluir então, que precisa-se de mais elementos de análises para delimitar com precisão o valor de  $\sigma_1$ . Estes elementos serão analisados posteriormente.

Da Figura (4) pode-se apreciar que ao aumentar  $\beta_1$ , mantendo constante a reação na primeira passagem, aumentará a relação dos diâmetros  $D_2/D_1$ , consequentemente o diâmetro interno  $D_2$ .

#### 4.5. Diâmetro máximo do eixo do rotor

Por questão de rigidez e de facilidade de construção, o rotor da turbina Michell-Banki é acoplado a um eixo passante, Fig (1). Para que não existam perdas, o fluxo de água não deve chocar contra o eixo do rotor. Define-se então como diâmetro máximo do eixo  $d_{e\max}$ , o valor que pode ter o diâmetro, sem interpor à trajetória do fluxo. Paz, (2003), obteve uma expressão para o diâmetro específico máximo do eixo,  $d_{e\max}/D_1$ , para uma turbina Michell-Banki com tubo de sucção, a qual é apresentada na Eq. (6).

$$\frac{d_{e\max}}{D_1} = \left( \frac{D_2}{D_1} - \frac{2K_3}{\cos\alpha_1 D_2/D_1} \right) \cos\alpha_2 \quad (6)$$

Sendo:

$$\alpha_1 = \operatorname{tg}^{-1} \left[ \frac{\operatorname{tg}\beta_1}{2} \right] \quad (7)$$

$$\alpha_2 = \operatorname{tg}^{-1} \left[ \frac{\sqrt{2(1+\psi)\rho_1 + \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 + \operatorname{tg}^2\beta_1}}{\left(\frac{D_2}{D_1}\right)} \right] \quad (8)$$

Onde:

$d_{e\max}$  : Diâmetro máximo do eixo (m)

$K_3$  : Parâmetro geométrico que relaciona os diâmetros do jato e do rotor<sup>2</sup>.

$\alpha_1$  : Ângulo da velocidade absoluta na entrada do rotor ( $^{\circ}$ )

$\alpha_2$  : Ângulo da velocidade absoluta na saída da primeira passagem das pás ( $^{\circ}$ )

1:  $D_1$  toma valores padronizados de: 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5 m. INE, (1980)

2:  $K_3$  Toma valores desde 0,075 a 0,1. Arter, A., and Meier, U., (1990).

A Equação (6) mostra que a relação do diâmetro específico máximo do eixo  $de_{max}/D_1$  depende da relação de diâmetros  $D_2/D_1$ , e dos ângulos  $\alpha_2$  e  $\alpha_1$ , mas as equações (5), (7) e (8) mostram que estas três variáveis dependem do ângulo  $\beta_1$  e do grau de reação na primeira passagem  $\sigma_1$ . Portanto, pode-se estudar o comportamento de  $de_{max}/D_1$  fazendo variar  $\beta_1$  e  $\rho_1$ , como se vê na Fig. (4).

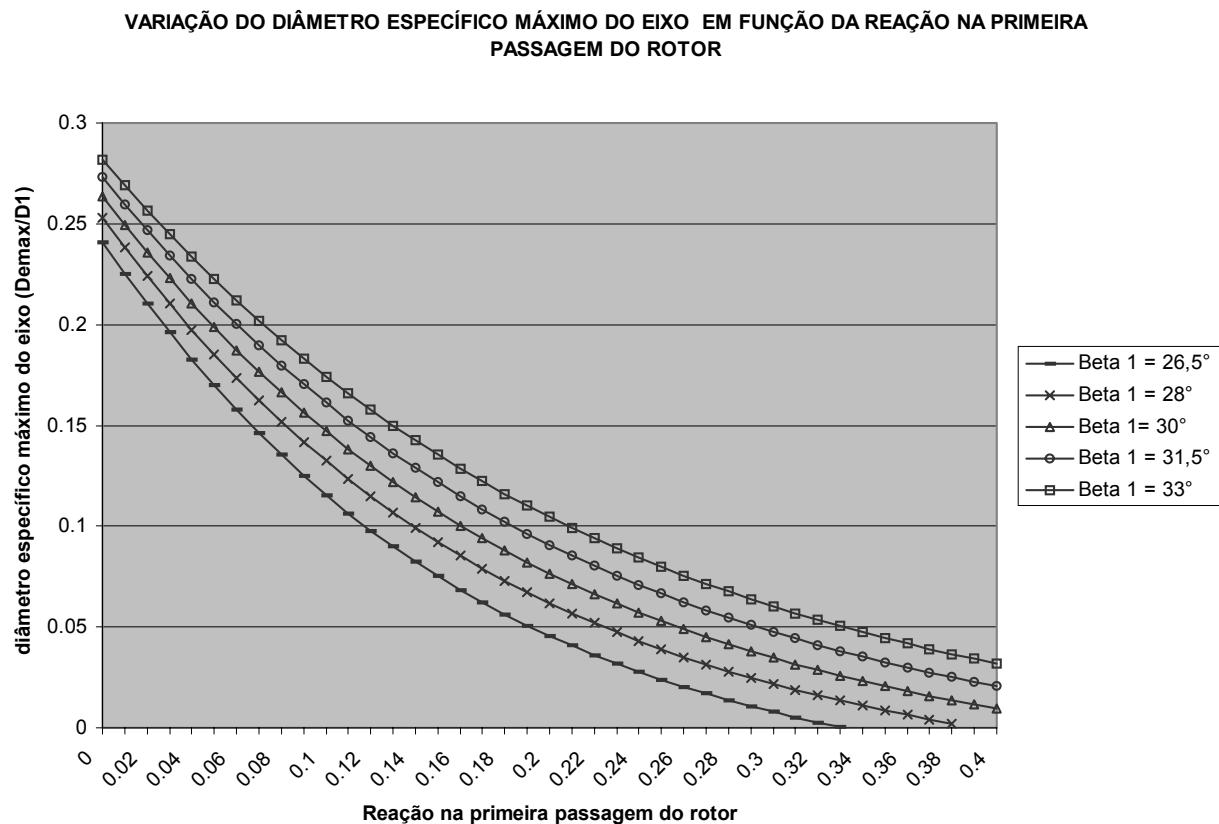


Figura 4. Variação do diâmetro específico máximo do eixo como função da reação na primeira passagem das pás do rotor e do angulo  $\beta_1$ . Paz, (2003).

Da Figura (4) pode-se observar que:

- Para  $\beta_1$  constante, o aumento da reação na primeira passagem  $\sigma_1$ , produz a diminuição rápida da relação  $de_{max}/D_1$ , em consequência do diâmetro máximo do eixo  $de_{max}$ <sup>1</sup>. Isto explica o fato que, ao aumentar  $\sigma_1$  diminui o diâmetro interno do rotor e consequentemente o fluxo passa mais próximo do eixo. Para que ele não choque com o mesmo, o diâmetro máximo que o eixo poda ter, será menor.
- Se  $\sigma_1$  aumenta muito,  $de_{max}$  pode diminuir até atingir o valor do diâmetro mínimo necessário para suportar de forma segura os esforços mecânicos  $de_{min}$ .
- Como  $\sigma_1$  é inversamente proporcional ao diâmetro do eixo,  $\sigma_1$  será mínimo para o valor de  $de_{max}$  e será máximo na situação inversa. Portanto  $\sigma_1$  tem seus limites máximo e mínimo ( $\sigma_{1min} \leq \sigma_1 \leq \sigma_{1max}$ ).

1 : o aumento de  $de_{max}/D_1$  significa o aumento de  $de_{max}$ , já que para uma determinada turbina o diâmetro do rotor  $D_1$  tem um valor fixo padronizado.

- Para  $\sigma_1$  constante, o aumento de  $\beta_1$  produz o aumento do diâmetro máximo do eixo de  $d_{\max}$ , então pode-se pensar que o melhor seria adotar os valores máximos de  $\beta_1$ , mas deve-se observar na Eq. (7) que um alto valor de  $\beta_1$ , requer um  $\alpha_1$  alto, para o qual o rendimento hidráulico é baixo. Pelo exposto utilizaremos valores para  $\beta_1$  variando entre  $30^\circ$  e  $31,5^\circ$ .

#### 4.6. Diâmetro mínimo do eixo

Fazendo uma análises dos esforços que atuam sobre o eixo e usando a expressão proposta pela ASME pode-se calcular o diâmetro mínimo necessário do eixo do rotor, Morales, (1988).

$$d_{\min} = \frac{16}{\pi \cdot S_d} \sqrt{(K_m \cdot M_{\max})^2 + (K_t \cdot T_{\max})^2} \quad (9)$$

Onde:

$d_{\min}$  : Diâmetro mínimo do eixo do rotor (m).

$K_m$  : Fator de momento fletor. Para carga estável estima-se um valor de 1,5.

$K_t$  : Fator de momento de torção. Para carga estável estima-se um valor de 1,0.

$S_d$  : Esforço de projeto do material utilizado ( $N/m^2$ ).

#### 4.7. Seleção do coeficiente de reação da primeira passagem das pás

O parâmetro  $\sigma_1$  aparece nos cálculos de diferentes variáveis e dimensões da turbina proposta, portanto é muito importante para a análise e projeto. Utilizando os resultados da análise da Fig. (4), podemos adotar o seguinte procedimento para a seleção de  $\sigma_1$ .

Elegir um valor de  $\sigma_1$ . Conhecidos  $\sigma_1$ ,  $\beta_1$  e  $D_1$ , pode-se obter o valor de  $d_{\max}$ , da Fig. (4). Posteriormente, usando a Eq. (9) calcula-se  $d_{\min}$ .

Deve-se verificar que  $d_{\max} \geq d_{\min}$ , se esta condição não é satisfeita, assumir outro valor de  $\sigma_1$ . Para poder assumir inicialmente um valor razoável de  $\sigma_1$ , deve-se lançar mão da Tab. (2), construída com auxílio da Fig. (4) e com dados do diâmetro mínimo dos manuais da OLADE, ver Bazo (1983).

Tabela 2. Grau de reação da primeira passagem das pás.

$D_1(m)$	$\sigma_1$				
	$\beta_1 = 26,5$	$\beta_1 = 28$	$\beta_1 = 30$	$\beta_1 = 31,5$	$\beta_1 = 33$
0,1	0,052 - 0,077	0,065 - 0,092	0,078 - 0,107	0,08 - 0,122	0,105 - 0,140
0,2	0,077 - 0,14	0,092 - 0,165	0,107 - 0,187	0,122 - 0,213	0,140 - 0,240
0,3	0,097 - 0,128	0,114 - 0,149	0,141 - 0,174	0,162 - 0,194	0,183 - 0,219
0,4	0,128 - 0,140	0,149 - 0,165	0,174 - 0,187	0,194 - 0,213	0,219 - 0,240
0,5	0,140 - 0,155	0,165 - 0,180	0,187 - 0,205	0,213 - 0,232	0,240 - 0,262

## **5. CONCLUSÕES**

- Na dedução das fórmulas das variáveis que servem para calcular a turbina proposta, aparece um novo parâmetro, o grau de reação da primeira passagem das pás do rotor, o qual é um parâmetro importante que tem influência na determinação de algumas variáveis da turbina.
- O grau de reação da primeira passagem das pás do rotor deve ter valores baixos, para que o projeto da turbina seja adequado. Já que seu aumento produz a diminuição do diâmetro máximo do eixo, e do diâmetro interno do rotor, o qual é indesejável.
- O Ângulo da velocidade relativa na entrada do rotor é outro parâmetro importante da turbina. O seu aumento favorece a geometria da turbina, já que ao aumentar este, aumenta a relação de diâmetros do rotor, e aumenta o diâmetro máximo do eixo do rotor. Por outro lado o seu aumento diminui a eficiência hidráulica da turbina.
- A análise hidráulica mostra que a colocação do tubo de sucção transforma a máquina em turbina de reação, detalhe que leva a um melhor aproveitamento da energia disponível no recurso hidráulico.
- Finalmente a análise hidráulica mostra que a metodologia proposta neste trabalho leva a bons resultados e viabiliza o desenvolvimento do projeto e da construção da turbina proposta.

## **6. REFERÊNCIAS**

- Arter, A. and Meier, U., 1990, “Hydraulics Engineering Manual”, SKAT, St. Gallen, Switzerland, 75p.
- Bazo, C.A.H., 1983, “Manual de Diseño, Estandarización y Fabricación de Equipos para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas”, OLADE, Quito, Ecuador.
- Gonçalves, M. J. A., 2000, “A Turbina de Fluxo Cruzado como Opção para as Centrais Hidrelétricas de Pequeno Porte”. Dissertação de Mestrado, USP, São Paulo.
- INE., 1986, “Estandarización de Turbinas Tipo Michell Banki”, INE, Quito, Ecuador, 39 p.
- MME., 1985, “Manual de Microcentrais Hidrelétricas”, Eletrobras/DNAEE, Rio de Janeiro, Brasil, 344 p.
- Morales, L.R., 1988, “Diseño de Turbinas Pelton e Michell-Banki”, ITINTEC, Lima, Perú, 73 p.
- Paz, E. P., 2003, “Proposta de uma Metodologia para Projeto, Construção e Adequação de Tubo de Sucção numa Turbina Michell-Banki”. Dissertação de Mestrado, FEG-UNESP, Guaratinguetá, São Paulo.
- Tiago Filho, G. L., 1987, “Desenvolvimento Teórico e Experimental para Dimensionamento de Turbina Hidráulica: Michell-Banki”. Dissertação de Mestrado, EFEI, Itajuba, Minas Gerais.

## **7. DIREITOS AUTORAIS**

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído neste trabalho.

# **ANALYSES HYDRAULICAL OF THE INSTALLATION OF A SUCTION PIPE IN A MICHELL-BANKI TURBINE**

### **Edgar Paz Pérez**

College of Engineering of Guaratinguetá FEG-UNESP; Dr. Ariberto Pereira da Cunha, 333 - CEP 12516-410- Guaratinguetá, SP; E-mail: edgarpaz@feg.unesp.br

### **Luiz R. Carrocci**

College of Engineering of Guaratinguetá FEG-UNESP; Dr. Ariberto Pereira da Cunha, 333 - CEP 12516-410- Guaratinguetá, SP; E-mail: carrocci@feg.unesp.br

### **Paulo Magalhães Filho**

College of Engineering of Guaratinguetá FEG-UNESP; Dr. Ariberto Pereira da Cunha, 333 - CEP 12516-410- Guaratinguetá, SP; E-mail: pfilho @ feg.unesp.br

*Summary. The Michell-Banki turbine is basically an action machine, with the main characteristic, not the existence of the suction pipe. The installation of the suction pipe in a turbine, develops the energy used by rotor and as consequence, increases the power generated in the turbine. In the present work it is considered installation of a suction pipe in a Michell-Banki turbine, aiming at to develop it harnesses it generated and of this form to be able to use to advantage small waterfalls (height minor than 3m), that previously its use could be impracticable. It was made analyses hydraulical of the Michell-Banki turbine with suction pipe the objective to know as this would affect the behavior of the turbine and the main parameters of project. Of the results it is possivel to observe that it appears a degree of reaction in the turbine, which it is a very important parameter in the project and must have small values so that the turbine is technical viable.*

*Word-key: Hydraulical turbines, energy Generation, SHP.*