

Instalação de um tubo de sucção numa turbina Michell-Banki para o aproveitamento de pequenas quedas de água

INSTALLATION OF A DRAFT TUBE IN A MICHELL-BANKI TURBINE TO HARNESS SMALL WATERFALLS

Edgar Paz Pérez
Luiz Roberto Carrocci
Paulo Magalhães Filho
Universidade Estadual Paulista - UNESP
Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá - FEG
Departamento de Energia - DEN

RESUMO

As turbinas Michell-Banki se adaptam muito bem para a geração em mini e micro-centrais hidrelétricas, isto por serem muito simples, terem baixos custos de fabricação, de instalação e de manutenção, podendo ainda serem usadas em amplos intervalos de rotação específica e vazão, sem diminuir ou variar de maneira apreciável a eficiência. Devido à essas vantagens, a turbina Michell-Banki torna-se muito atrativa como objeto de pesquisa. A turbina Michell-Banki é basicamente uma máquina de ação, tendo como 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. Neste trabalho propõe-se a instalação de um tubo de sucção numa turbina Michell-Banki, visando o aumento da potência gerada e desta forma aproveitar quedas pequenas (menores que 3 m), que eventualmente poderiam ser inviáveis. É apresentada uma análise 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, 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. Turbina Michell-Banki. PCHs. Geração de energia.

ABSTRACT

Nowadays, the Michell-Banki turbines are being utilized for small scale energy generation in small

hydroelectric power plants. This turbine features low manufacture, operation, and maintenance costs. In addition to this, this turbine can operate in wide intervals of flow rate without varying its efficiency. Due to this advantage, the Michell-Banki turbine is an excellent and appealing subject for research. The Michell-Banki turbine is basically an action machine characterized by its lack of a suction tube. The installation of a suction tube increases the energy absorbed by the rotor and consequently increases the power generated by turbine. In this paper, we considered the installation of a suction tube in a Michell-Banki turbine, in order to increase the power generation in small waterfalls (under 3 meters), which previously was unfeasible. We developed a hydraulics analyses of the Michell-Banki turbine with the draft tube, with the purpose of know that way this arrangement affect the behavior of the turbine and his mains project parameters. The results show that appears a reaction degree in the turbine, which represents a very important parameter in the project, which must have small values for the turbine be technically viability.

KEYWORDS

Hydraulic turbines. Michell-Banki turbine. SHPs. Energy generation.

TURBINA 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 tran

sição, 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 figura 1.

TURBINA MICHELL-BANKI PROPOSTA

A turbina proposta se apresenta na figura 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.

TUBO DE SUCCÃO

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.

VÁLVULA DE AR

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

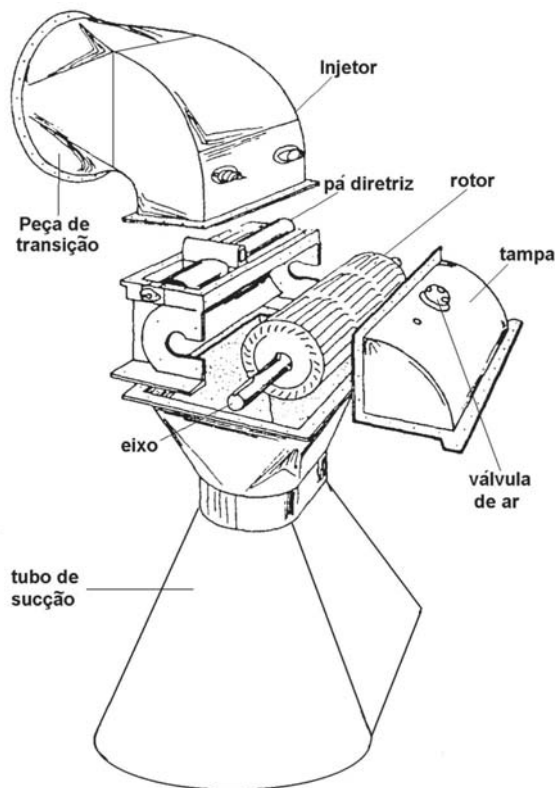


Figura 1 - Elementos da turbina Michell-Banki proposta

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.

TRAJETÓRIA DO FLUXO ATRAVÉS DO ROTOR

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

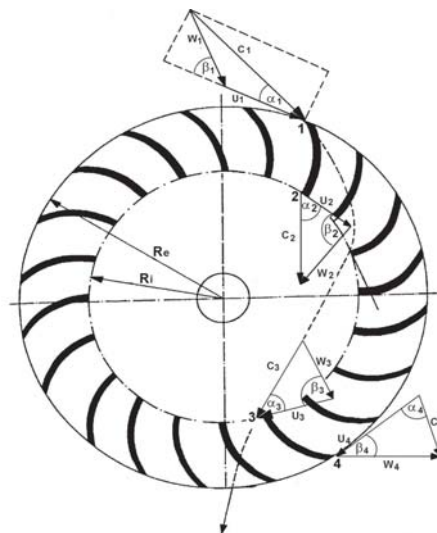


Figura 2 - Trajetória do fluxo através do rotor

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.
 a_i : Ângulo da velocidade absoluta no ponto i.
 b_i : Ângulo da velocidade relativa no ponto i.

ÂNGULO DA VELOCIDADE ABSOLUTA NA ENTRADA DO ROTOR

Conhecendo-se que baixos valores do ângulo da velocidade absoluta na entrada do rotor a_1 , gera altos valores da eficiência hidráulica da turbina Michell-Banki e conhecendo-se também as dificuldades construtivas que implica ter baixos valores de a_1 se determinou que os valores mais apropriados que pode ter este ângulo são: 14°, 15°, 16°, 17° e 18° (Tiago, 1987).

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 α_1 determina o intervalo de β_1 entre 26,5° e 33°.

Tabela 1 – Ângulo β_1 como função do ângulo α_1 (em graus)

β_1	α_1
26,5	14
28,0	15
30,0	16
31,5	17
33,0	18

O ângulo β_1 é um parâmetro construtivo muito importante e serve como referência para os outros parâmetros da turbina Michell-Banki.

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.

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

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

Sendo:

σ_r : Grau de Reação.

- H_{pr} : Altura manométrica do rotor (m).
 H : Altura total da turbina (m).
 H_e : Altura de Euler (m).
 η_H : Eficiência hidráulica da turbina.

Paz (2003) define altura manométrica da primeira passagem do rotor H_{p1} e o grau de reação da primeira passagem do rotor como:

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

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

Sendo:

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

σ_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 figura 2 e fazendo deduções algébricas, Paz (2003) obteve a equação 5, que exprime a relação entre os diâmetros interno e externo do rotor D_2/D_1 .

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

Sendo:

D_2 : Diâmetro interno do rotor (m).

D_1 : Diâmetro externo do rotor (m).

Ψ : Coeficiente empírico que relaciona as velocidades relativas da entrada e da saída do rotor.

σ_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 β_1 , e de σ_1 . Fazendo variar estes parâmetros podemos observar qual é o comportamento da relação dos diâmetros, o qual se apresenta na figura 3.

Nesta figura pode-se ver que ao aumentar a reação na primeira passagem do rotor σ_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 se mantém constante. Onde D_1 assume valores padronizados de: 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5 m (INE, 1980).

Não é desejável que o diâmetro interno do rotor diminua muito porque poderia chegar a valores pe

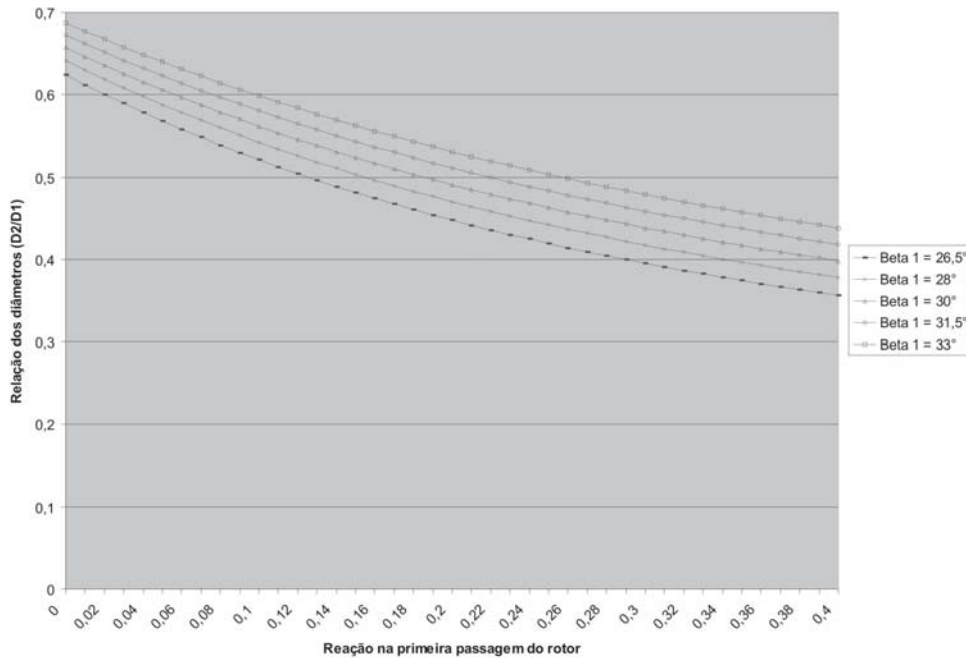


Figura 3 - Variação da relação de diâmetros do rotor em função de σ_1

quenos 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 s_1 . Estes elementos serão analisados posteriormente.

Da figura 4 pode-se apreciar que ao aumentar β_1 , mantendo constante a reação na primeira passagem, aumentará a relação dos diâmetros D_2/D_1 e conseqüentemente o diâmetro interno D_2 .

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, figura 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 máximo 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 equação 6.

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

Sendo:

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

$$\alpha_2 = \text{tg}^{-1} \left[\frac{\sqrt{2(1+\psi)\sigma_1 + \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 + \text{tg}^2 \beta_1}}{\left(\frac{D_2}{D_1}\right)} \right] \quad (8)$$

Onde:

$d_{e_{max}}$: Diâmetro máximo do eixo (m).

K_3 : Parâmetro geométrico que relaciona os diâmetros do jato e do rotor (K_3 assume valores desde 0,075 a 0,1 (ARTER; MEIER, 1990)).

α_1 : Ângulo da velocidade absoluta na entrada do rotor (em graus)

α_2 : Ângulo da velocidade absoluta na saída da primeira passagem das pás (em graus)

A equação 6 mostra que a relação do diâmetro es-

pecífico máximo do eixo de d_{\max}/D_1 depende da relação de diâmetros D_2/D_1 , e dos ângulos α_2 e α_1 , mas as equações 5, 7 e 8, mostram que estas três variáveis dependem do ângulo β_1 e do grau de reação na pri-

meira passagem σ_1 . Portanto, pode-se estudar o comportamento de d_{\max}/D_1 fazendo variar β_1 e σ_1 , como se vê na figura 4.

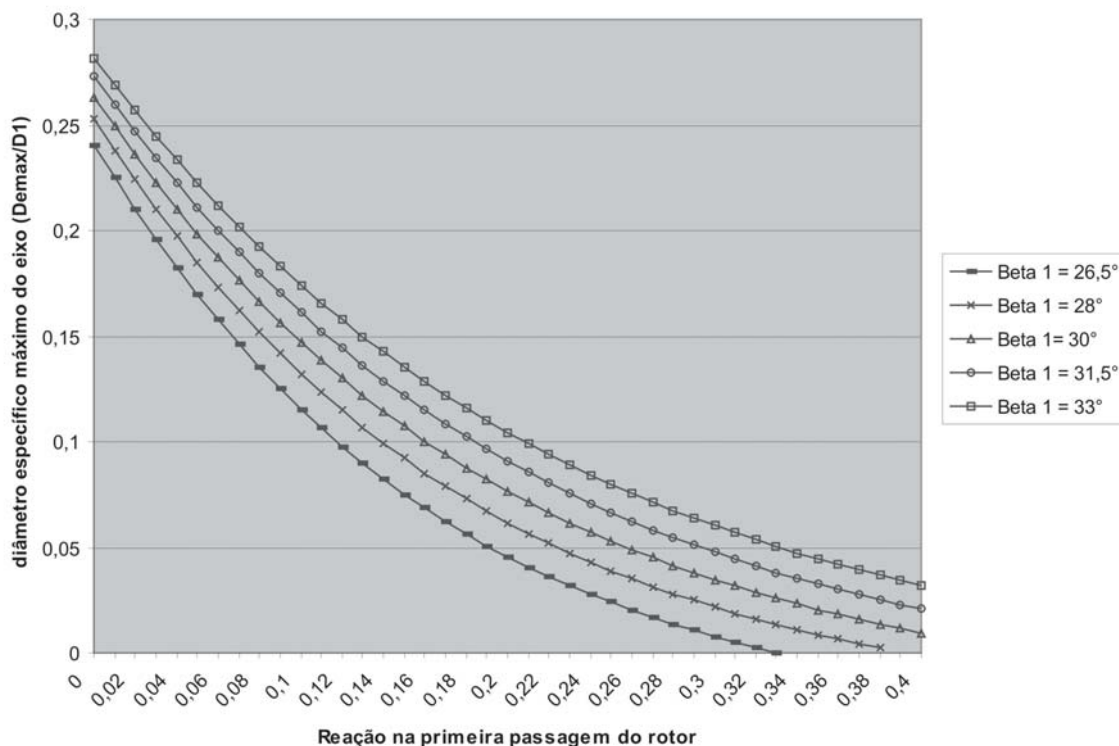


Figura 4 - Variação do diâmetro específico máximo do eixo como função da reação na primeira passagem das pás do rotor e do ângulo β_1

Da figura 4 pode-se observar que:

- Para β_1 constante, o aumento da reação na primeira passagem σ_1 , produz a diminuição rápida da relação d_{\max}/D_1 , em consequência do diâmetro máximo do eixo d_{\max} (o aumento de d_{\max}/D_1 significa o aumento de d_{\max} , já que para uma determinada turbina o diâmetro do rotor D_1 tem um valor fixo padronizado). Isto explica o fato que, ao aumentar σ_1 diminui o diâmetro interno do rotor e conseqüentemente o fluxo passa mais próximo do eixo. Para que ele não choque com o mesmo, o diâmetro máximo que o eixo pode ter, será menor.
- Se σ_1 aumenta muito, d_{\max} pode diminuir até atingir o valor do diâmetro mínimo necessário para suportar de forma segura os esforços mecânicos d_{\min} .
- Como σ_1 é inversamente proporcional ao diâmetro do eixo, σ_1 será mínimo para o valor de d_{\max} e

será máximo na situação inversa. Portanto σ_1 tem seus limites máximo e mínimo ($\sigma_{1\min} \leq \sigma_1 \leq \sigma_{1\max}$).

- Para σ_1 constante, o aumento de β_1 produz o aumento do diâmetro máximo do eixo d_{\max} , então pode-se pensar que o melhor seria adotar o valores máximos de β_1 , mas deve-se observar na equação 7, que um alto valor de β_1 , requer um a_1 alto, para o qual o rendimento hidráulico é baixo. Pelo exposto utilizaremos valores para β_1 variando entre 30° e $31,5^\circ$.

DIÂMETRO MÍNIMO DO EIXO

Fazendo uma análise 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, conforme proposto por 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/m²).

SELEÇÃO DO COEFICIENTE DE REAÇÃO DA PRIMEIRA PASSAGEM DAS PÁS

O parâmetro σ_1 aparece nos cálculos de diferen-

tes variáveis e dimensões da turbina proposta, portanto é muito importante para a análise e projeto. Utilizando os resultados da análise da figura 4, podemos adotar o seguinte procedimento para a seleção de σ_1 .

Eleger um valor de s_1 , conhecidos σ_1 , β_1 e D_1 , pode-se obter o valor de d_{\max} da figura 4. Posteriormente, usando a equação 9, calcula-se d_{\min} .

Deve-se verificar que $d_{\max} \geq d_{\min}$, se esta condição não é satisfeita, assumir outro valor de σ_1 . Para poder assumir inicialmente um valor razoável de σ_1 , deve-se lançar mão da tabela 2, construída com auxílio da figura 4 e com dados do diâmetro mínimo dos manuais propostos por Bazo (1983).

Tabela 2 - Grau de reação da primeira passagem das pás

D_1 (m)	σ_1				
	$\beta_1 = 26,5^\circ$	$\beta_1 = 28^\circ$	$\beta_1 = 30^\circ$	$\beta_1 = 31,5^\circ$	$\beta_1 = 33^\circ$
0,1	0,052 - 0,077	0,065 - 0,092	0,078 - 0,107	0,080 - 0,122	0,105 - 0,140
0,2	0,077 - 0,140	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

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.

REFERÊNCIAS

ARTER, A.; MEIER, U. Hydraulics engineering manual. St. Gallen: SKAT, 1990.

BAZO, C. A. H. Manual de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas. Quito: OLADE, 1983.

INSTITUTO NACIONAL DE ESTATÍSTICA. Estandarización de turbinas tipo Michell-Banki. Quito: INE, 1986.

BRASIL. Ministério de Minas e Energia. Manual de microcentrais hidrelétricas. Rio de Janeiro: Eletrobras/DNAEE, 1985.

MORALES, L. R. Diseño de turbinas Pelton e Michell-Banki. Lima: ITINTEC, 1988.

PAZ, E. P. Proposta de uma metodologia para projeto, construção e adequação de tubo de sucção numa turbina Michell-Banki. 2003. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), FEG-UNESP, Guaratinguetá, 2003.

TIAGO FILHO, G. L. Desenvolvimento teórico e experimental para dimensionamento de turbina hidráulica Michell-Banki. 1987. Dissertação (Mestrado em _____)-Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Itajubá, 1987.