

CONEM 2016
CONGRESSO NACIONAL DE
ENGENHARIA MECÂNICA

21-25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

PROJETO DAS PÁS DE UM ROTOR DE UMA TURBINA HIDRAULICA AXIAL COM UMA DISTRIBUIÇÃO RADIAL CONSTANTE DO MOMENTO ANGULAR

Viviane Maria Cavalcante Queiroz, vivianecavalcantee@gmail.com.br

José Pinheiro da Silva Filho, pinheiro_filho@hotmail.com

Luís Morão Cabral Ferro, LFERRO@ufersa.com.br

Ufersa, Av. Francisco Mota, 572 - Bairro Costa e Silva, Mossoró RN | CEP: 59.625-900,

Ufersa, Av. Francisco Mota, 572 - Bairro Costa e Silva, Mossoró RN | CEP: 59.625-900,

Ufersa, Av. Francisco Mota, 572 - Bairro Costa e Silva, Mossoró RN | CEP: 59.625-900,

Resumo: As turbinas hidráulicas axiais têm como função extrair a energia de escoamento da água e transformar essa energia em energia mecânica, sua principal aplicação hoje está nas hidroelétricas. O presente trabalho tem como objetivo o projeto da geometria das pás do rotor de uma turbina hidráulica axial utilizando os métodos de painéis e de curvatura das linhas de corrente. Tendo como condição para o escoamento meridiano de que a distribuição radial de momento da quantidade de movimento, por unidade de massa, seja constante na entrada do rotor e nula na saída do mesmo. Para gerar o perfil das pás são usados os perfis NACA série 6 modificado, onde estes serão usados para definir o formato das seções transversais da pá com o intuito de gerar o seu formato final. Assim, devem ser definidos os perfis para seções transversais dos invólucros exterior e interior. Encontrados os perfis para estas seções transversais, são calculados os seus centros de massa. Consequentemente, terá sido encontrada as posições dos perfis das seções transversais com relação ao rotor, os seus ângulos de ataque, suas flechas relativas e as suas espessuras relativas. Consequentemente encontra-se o perfil das pás.

Palavras-chaves: Pá, Rotor, Turbina, Axial.

1. INTRODUÇÃO

A turbina hidráulica é projetada especificamente para transformar a energia hidráulica, energia de pressão e a energia cinética, de um fluxo de água em energia mecânica na forma de torque e velocidade de rotação. Sendo que a turbina hidráulica axial tem como característica ter um escoamento axial.

Historicamente as turbomáquinas desempenharam um papel significativo para evolução da civilização. No entanto só aconteceram grandes avanços na evolução da hidrodinâmica a parti do século XVIII com a chegada da revolução industrial tendo uma necessidade maior de geração de energia. Só foi em 1843 que foram construídas as primeiras turbinas axiais, por Henschel e Jonval, quando descobriram o efeito do difusor, contudo só tiveram aceitação até o aparecimento da turbina de Francis.

A água é o recurso natural mais abundante no mundo, sendo considerada uma fonte de energia renovável para produção de energia, não contribuindo para o aquecimento global, o que é o grande apelo da sociedade atual, gerar uma energia limpa. Um país que é rico em termos de recursos naturais pode transformar os mesmos em fontes de produção de energia, o que é considerado um fator estratégico para qualquer país. Segundo a Eletrobrás o Brasil é o país com maior potencial hidrelétrico do mundo, com um total de 260 MW, isso no último inventário produzido no país em 1992. De acordo com o Plano Nacional de Energia 2030, o potencial a aproveitar é cerca de 126 MW. Desse total, mais de 70% estão nas bacias do Amazonas e do Tocantins/Araguaia.

A principal aplicação das turbinas hidráulica axial é em usinas hidroelétricas para geração de energia elétrica. Neste trabalho será criado os parâmetros do perfil das pás do rotor de uma turbina hidráulica axial que possa extrair toda a energia hidráulica de movimentação da água, através da condição de projeto de que a distribuição radial de momento da quantidade de movimento, por unidade de massa, seja constante na entrada do rotor e nula na saída do mesmo. Para isso serão usados os métodos de painéis/singularidades e de curvatura das linhas de corrente. O método de painéis ou de singularidades faz com que o contorno dos perfis seja substituído por um conjunto de singularidades, onde estas singularidades estarão posicionadas sobre os painéis ou segmentos de retas. As singularidades podem ser: vórtices, fontes, onde as intensidades das mesmas são determinadas pela verificação da condição de impermeabilidade da fronteira do

perfil e pela condição de Kutta. Já o método de curvatura das linhas de corrente se baseia na resolução das equações diferenciais que descrevem o equilíbrio das forças na direção de linhas ortogonais ou quase-ortogonais às linhas de corrente.

O perfil das pás usa como base os perfis ou aerofólios NACA série 6 modificado, com uma linha média tendo $a=0,8$. Esse tipo de perfil apresenta boas características aerodinâmicas e boas características relativas à cavitação com distribuições de cargas quase constante ao longo de todo perfil.

2. MATERIAIS E MÉTODOS

Este projeto é baseado na dissertação de doutorado de Ferro (2009), com título de Estudo Numérico e Experimental do Escoamento em uma Turbina Hidráulica Axial.

2.1. Metodologia de Cálculo

Os métodos de cálculo levam em consideração o escoamento no interior de uma turbina hidráulica sendo este não estacionário, turbulento, tridimensional, podendo também ser influenciado por cavitação. O método usado para projetar as pás do rotor foi o método quase tridimensional (through-flow analysis). Sendo o escoamento meridiano calculado usando o método de curvatura das linhas de corrente enquanto o escoamento entre pás foi calculado usando o método de painéis ou de singularidades.

2.1.1. Cálculo para o Escoamento Meridiano

O escoamento meridiano foi calculado usando o método da curvatura das linhas de corrente utilizando linhas quase-ortogonais. É assumido que o escoamento é estacionário, axissimétrico, incompressível e que o fluido ideal sendo desprezados os efeitos viscosos ou modelados por um campo de força exteriores.

O escoamento é representado em um plano meridiano, sendo designada por m a direção tangente a linha de corrente, n a direção normal e q é a direção ao longo da linha quase ortogonal, como representado na Fig. 4.

A Equação (1) representa a equação de balanço da quantidade de movimento é referente a direção q ,

$$\frac{DV_q}{dt} = -\frac{d\left(\frac{p}{\rho} + gz\right)}{dq} + F_q \quad (1)$$

Tendo o primeiro termo a esquerda como o representante da aceleração na direção q , o p representa a pressão estática, o ρ é a massa específica do fluido, g é o módulo da aceleração da gravidade, z a cota em relação a um plano horizontal e F_q é a componente da resultante das forças externas, por unidade de massa, na direção q . Após arranjos matemáticos com a Eq. (1), obtêm-se:

$$\frac{d\left(\frac{V_m^2}{2}\right)}{dq} = \frac{dE}{dq} - F_q - \frac{1}{2r^2} \frac{d(r^2 V_\theta^2)}{dq} + \frac{V_m^2}{r_c} \sin \delta' + V_m \frac{dV_m}{dm} \cos \delta' \quad (2)$$

Assim, V_θ e V_m são as componentes meridiana e tangencial da velocidade, respectivamente, r é a coordenada radial, r_c o raio de curvatura da linha de corrente e δ' é o ângulo entra a linha quase ortogonal e a tangente a linha de corrente, como está representado na Fig 4.

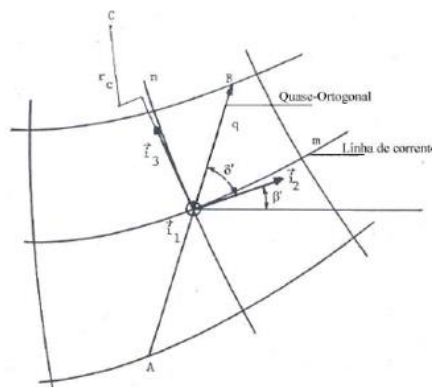


Figura 1. Linha de corrente do escoamento meridiano e linha quase ortogonal. Ferro (2009).

Fazendo as devidas restrições com relação ao escoamento e os necessários rearranjos matemáticos para a realização do cálculo do escoamento meridiano, são encontradas as características das linhas de corrente, mostrada na Tab. 1, a seguir:

Tabela 1. Dados gerados pelo cálculo do escoamento meridiano. Autor Próprio.

Ordem	r^*	D^*	W_∞	$W_{\infty t}$	$C_L c$	t
1	0,4280	0,00000	7,643784	- 4,912172	0,3070	15,3549
3	0,4733	0,792E-1	8,490432	- 6,136149	0,2764	13,1382
5	0,5147	0,1514	9,302883	- 7,201432	0,2523	12,6165
9	0,5887	0,2809	10,80702	- 9,020206	0,2172	10,8605
13	0,6544	0,3957	12,16519	- 10,56531	0,1929	9,6480
17	0,7141	0,5001	13,40487	- 11,92817	0,1751	8,7557
21	0,7692	0,5964	14,54966	- 13,15930	0,1613	8,0668
25	0,8205	0,6862	15,61987	- 14,28986	0,1503	7,5155
29	0,8689	0,7707	16,61987	- 15,34054	0,1412	7,0620
33	0,9147	0,8508	17,56846	- 16,32587	0,1336	6,6807
37	0,9583	0,9270	18,47021	- 17,25652	0,1270	6,3545
41	1,000	1,000	19,33241	- 18,14055	0,1214	6,0711

2.1.2. Cálculo para o Escoamento Entre Pás

No escoamento para as pás do rotor é usado o método de singularidades, como dito anteriormente. Segundo Lamb (1932, *apud* Ferro, 2009, p. 53) para o escoamento potencial em torno de um corpo, em uma região simplesmente conexa, pode ser representado pela distribuição de dipolos e fontes. Através do método de distribuição de fontes é obtida a Eq. Integral (3),

$$2\pi\sigma(p) - \int_S \sigma(q) \frac{\partial}{\partial n} \left(\frac{1}{r(p,q)} \right) dS = V_\infty \cdot n + F_B \frac{DV_q}{dt} = - \frac{d \left(\frac{p}{\rho} + gz \right)}{dq} + F_q \quad (3)$$

sendo V_∞ a velocidade do escoamento sem perturbação, n o versor da normal exterior, F_B é uma função cujo o valor é conhecido na fronteira, $\sigma(p)$ representa a intensidade da distribuição de fontes no ponto p da superfície e a derivada representa o assimétrico da componente normal da velocidade induzida em um ponto p por uma fonte de intensidade unitária localizada em um ponto q .

O método de painéis pode ser usado para solucionar a equação 3.6, método no qual a fronteira do corpo é distribuída em n painéis, apresentando uma distribuição de fontes por uma função simples (constante, linear ou parabólica) aproximadamente. O resultado da integral da Eq. (3) é o somatório das integrais nos elementos,

$$\int_S \sigma(q) \frac{\partial}{\partial n} \left(\frac{1}{r(p,q)} \right) dS \approx \sum_{j=1}^N \int_{S_{elem}} \sigma(q) \frac{\partial}{\partial n} \left(\frac{1}{r(p,q)} \right) dS_{elem} \quad (4)$$

Agora, fazendo a substituição da equação 3.7 na equação 3.6 satisfazendo que a equação represente os n pontos, são geradas um sistema de equações lineares onde suas incógnitas são as intensidades das distribuições de vórtices.

Para a simulação de um escoamento com circulação deve ser considerada uma distribuição de singularidades, dipolos e vórtices, sobre a superfície ou no interior do domínio onde a intensidade dos mesmos deve satisfazer na condição Kutta. Considera-se distribuição de fontes constantes em cada painel, sendo a circulação gerada por uma série de vórtices.

2.2. Metodologia de Projeto

O posicionamento das pás da roda de uma turbina hidráulica, geralmente é entre duas superfícies cilíndricas de revolução, estando coaxial com o eixo da turbina. Tendo que a superfície cilíndrica exterior tem um diâmetro igual ao diâmetro da roda e a superfície interior tem um diâmetro semelhante ao diâmetro do cubo da roda (D_H).

As características nominais da turbina estão demonstradas na Tab.

Tabela 2. Características nominais da turbina. Ferro (2009)

K_{vm}	0.54
K_u	1.7
n_q	203
n_s	700
c/p_i	1.4
c/p_c	0.8
Z (roda)	4
D_H/D	0.44

Uma condição de projeto é que haja uma distribuição radial de momento da quantidade de movimento, por unidade de massa, na qual é constante na seção de entrada da roda ($rV_\theta = 0.747 \text{ m}^2/\text{s}$) e nula na seção de saída.

Para ocorrer à definição da forma dos perfis de velocidade é preciso especificar os triângulos de velocidade a montante e a jusante da roda. Deve-se considerar a velocidade axial como a média das velocidades nas seções de entrada e de saída da roda e o raio da superfície cilíndrica como a média dos raios das linhas de corrente do escoamento meridiano nas seções de entrada e saída da roda. Tendo a componente tangencial da velocidade na entrada da roda é dada por $V_\theta = K/r$.

2.2.1. Definição dos Perfis para as Seções Transversais

O tipo de perfil NACA escolhido como padrão para esse projeto foi o aerofólio NACA série 66 modificado, segundo Brockett (1966), em seguida foi definida o modelo de nomenclatura usado para designar o tipo perfil de acordo com as suas características.

Inicialmente a pá é dividida em várias seções transversais, sendo escolhidas as segundas seções transversais que estão mais próximas ao invólucro interno e externo para serem definidas a princípio. Os dois perfis dessas seções transversais devem pertencer à mesma família, sendo escolhidos perfis com distribuição de espessura NACA 66 modificado, com uma linha média NACA $a = 0.8$.

A linha média varia em sua quantidade de pontos, existindo coordenadas para a linha média de 40 pontos, 80 pontos, 120 pontos, 160 pontos, 240 pontos e 300 pontos. Os valores das coordenadas da linha média estão de acordo com Brockett (1966). Serão gerados alguns tipos de perfis tanto para a seção transversal do invólucro externo como do interno, onde estes irão variar em seus valores para quantidade de pontos de sua linha média e o valor da flecha relativa, no entanto a espessura relativa se manterá constante nos perfis para as seções transversais. Os valores escolhidos para a flecha relativa e para a quantidade de pontos da linha média iram depender dos resultados das interações que serão realizadas.

2.2.2. Definição dos Ângulos de Lambda

A definição do ângulo de lambda é feita usando o método de painéis em um algoritmo, e a iteração é realizada no software Fortran, sendo encontrado o comportamento do coeficiente de pressão para cada painel. Nessa etapa do projeto são usadas as coordenadas do perfil que são geradas na etapa de definição dos perfis principais, o número de Reynolds, cascata, ângulo de calagem, passo de cascata (dimensionado pela corda), o ângulo de circulação de projeto, erro máximo de admissão da circulação e o erro máximo admissível do ângulo de calagem.

Como resultado dessa interação são conhecidos os valores dos ângulos de lambda (λ), sendo assim possível o conhecimento dos ângulos de ataque (α).

2.2.3. Escolha dos Perfis Principais

Essa etapa é processada através de mais um algoritmo no qual utiliza o método de singularidades através do software Fortran. São usados os ângulos de ataques que foram encontrados na etapa de definição dos ângulos de lambda para ter o conhecimento de como os mesmos se comportam com relação ao desenvolvimento do coeficiente de pressão mínima. A definição dos perfis que serão usados para as seções do involucro interno e externo leva em consideração o comportamento da distribuição do coeficiente de pressão mínima em torno dos mesmos. Foram escolhidos os dois tipos de perfil que melhor apresentaram uma distribuição mais uniforme do coeficiente de pressão mínima, analisando o comportamento dos mesmos referente a cavitação.

2.2.4. Centros de Massa

Os centros de massa são encontrados através de mais uma iteração usando o software Fortran. Após encontrar a posição dos centros de massa para cada perfil do involucro interno e externo, eles devem ser interligados através de uma reta, e posteriormente as bordas de fuga e as bordas de ataque referentes aos dois perfis devem ser interligadas através de linhas, com isso, é obtida a forma final da pá.

3. ANÁLISE DOS RESULTADOS

No primeiro processo de iteração é gerado o ficheiro que contém as coordenadas para criar o gráfico com o formato do perfil, gerado na etapa de definição dos perfis das seções transversais, para cada variação de flecha relativa e espessura relativa selecionadas referentes aos perfis do involucro interno e externo.

Para o involucro externo são usados cinco valores de flecha relativa: 2.3%, 2.4%, 2.5%, 2.6% e 2.7%, mantendo a espessura relativa constante com o valor de 3%. Para o involucro interno também são usados cinco valores para a flecha relativa: 7.0%, 7.5%, 8.0%, 8.5% e 9%, mantendo a espessura relativa constante com valor de 12%. No total são gerados os gráficos dos dez tipos de perfis.

Usando as coordenadas dos perfis que foram encontradas e utilizando o software Tecplot para gerar os gráficos dos mesmos, são obtidos os gráficos dos perfis NACA036675012_81, NACA376624003_81, NACA036685012_81 e o NACA376627003_81 (essa nomenclatura usada contém as características do perfil referente a sua espessura, flecha relativa e numeração da seção transversal), representados nos Graf. 2, 3, 1 e 4 respectivamente.

Gráfico 1. NACA036685012_81. Autoria própria.

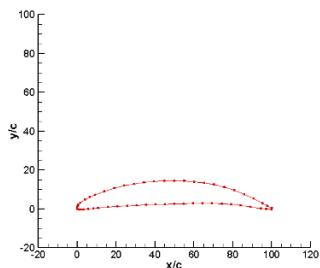


Gráfico 2. NACA036675012_81. Autoria própria.

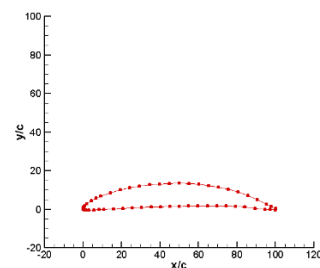


Gráfico 3. NACA376624003_81. Autoria própria.

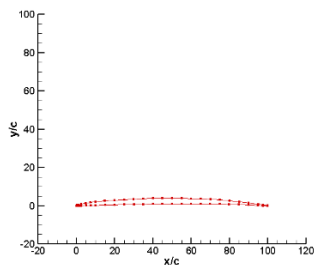
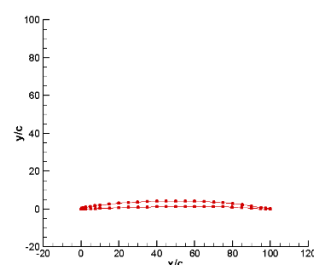


Gráfico 4. NACA376627003_81. Autoria própria.



É notável que devido a espessura relativa dos perfis do involucro interno ser maior que a espessura relativa dos perfis do involucro externo o seu formato é mais robusto.

Na etapa seguinte são determinados os ângulos de lambda dos perfis, sendo que, os perfis que apresentavam uma quantidade de pontos na linha média acima de 40 tiveram problemas com o método usado para a interpolação. Com isso, todos os perfis que tinham a quantidade de pontos na linha média acima de 40 foram descartados e a interação só foi realizada para os perfis com 81 pontos.

Nessa etapa também é realizada através de iterações usando o software Fortran, sendo obtidos os valores dos ângulos de lambda e também o comportamento do coeficiente de pressão em torno do perfil. Usando os dados da distribuição do coeficiente de pressão em torno dos perfis são gerados os gráficos para representar o comportamento do mesmo para cada perfil, o Graf. 5 para o NACA036685012_81, o Graf. 6 NACA376626003_81, o Graf. 7 NACA376625003_81 e Graf. 8.

Faz-se importante conhecer como o coeficiente de pressão se comporta em torno do perfil e onde é o seu ponto de pressão mínima. Como já é conhecido o valor ângulo de lambda são realizados os cálculos para encontrar o valor dos ângulos de ataque para cada perfil. Tendo os valores para os ângulos de ataque passa-se para a próxima interação na qual já é realizada a escolha dos perfis para as seções transversais do involucro interno e externo.

Gráfico 5. Distribuição do coeficiente de pressão em torno do NACA036685012_81. Autoria própria.

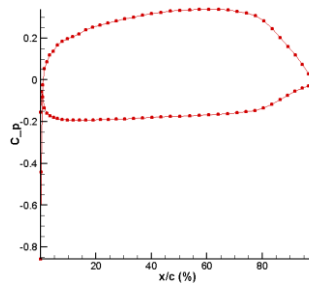


Gráfico 6. Distribuição de pressão em trono do perfil NACA376626003_81. Autoria própria.

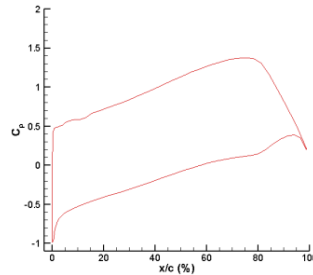


Gráfico 7. Distribuição de pressão em trono do perfil NACA376625003_81. Autoria própria.

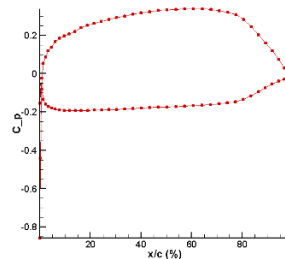
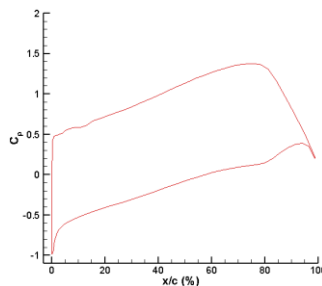


Gráfico 8. Distribuição de pressão em trono do perfil NACA036670012_81. Autoria própria.



Após realizada a iteração são gerados os ficheiros que contém as coordenadas para criar os gráficos usando o Tecplot, no qual descreve o comportamento do coeficiente de pressão mínima com relação a variação do ângulo de ataque. São estes os gráficos: Graf. 9 para o NACA036670012_81, Graf. 10 para o NACA376624003_81, o Graf. 11 para o NACA376625003_81 e o Graf. 12 para o NACA036685012_81.

Foi observado através dos gráficos (9, 12) que os perfis que estão designados para a seção transversal do involucro interno, o seu coeficiente de pressão mínima sofre alterações mais bruscas comprado a variação do coeficiente de pressão mínima dos perfis do involucro externo. Isso pode ser explicado pelo fato do escoamento se iniciar na parte interna da pá, tendo a sua saída na parte externa da mesma.

A necessidade de conhecer como o coeficiente de pressão mínima se comporta com relação ao ângulo de ataque é para analisar se para o ângulo de ataque usado a pá poderá sofrer ou não cavitação.

Gráfico 9. Relação do coeficiente de pressão mínima com o ângulo de ataque no perfil NACA036670012_81. Autoria própria.

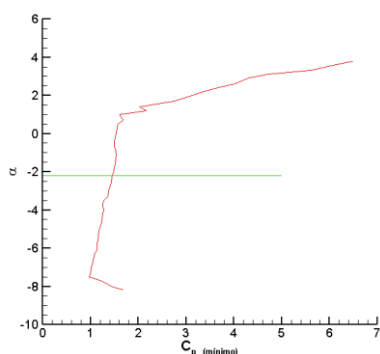


Gráfico 10. Relação do coeficiente de pressão mínima com o ângulo de ataque no perfil NACA376624003_81. Autoria própria.

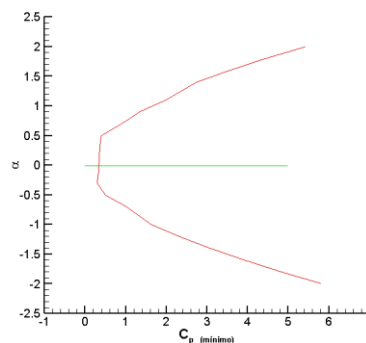


Gráfico 11. Relação do coeficiente de pressão mínima com o ângulo de ataque no perfil NACA376625003_81. Autoria própria.

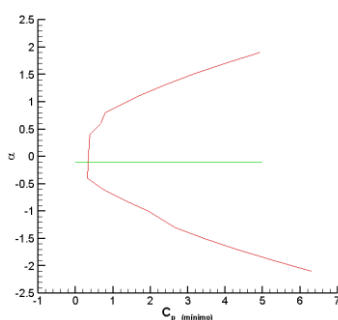
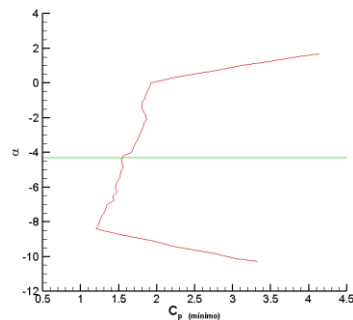


Gráfico 12. Relação do coeficiente de pressão mínima com o ângulo de ataque no perfil NACA036685012_81. Autoria própria.



Após analisar os gráficos que relacionam o coeficiente de pressão mínima com os ângulos de ataque, os perfis que apresentaram melhor simetria com relação a variação do coeficiente de pressão mínima foram o NACA376624003_81 e o NACA036680012_81. Consequentemente, esses foram os perfis escolhidos para as seções do involucro interno e externo, respectivamente.

Com isso, os perfis escolhidos passam por uma última iteração na qual é identificado os seus centros de massa. Sendo realizada essa iteração são gerados os gráficos para cada perfil demarcando os seus centros de massa, são eles o Graf. 12 para o NACA036680012_81 e Graf. 13 NACA376624003_81.

Gráfico 13. Centro de massa do NACA036680012_81. Autoria própria.

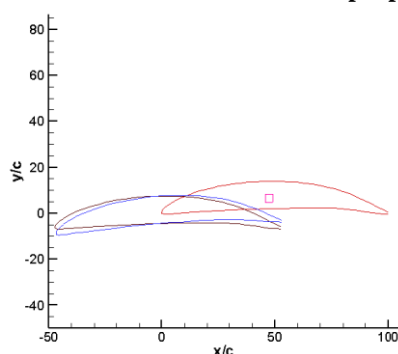
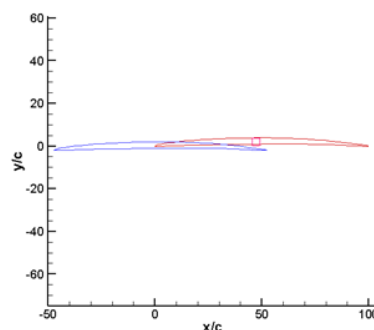


Gráfico 14. Centro de Massa do NACA376624003_81. Autoria própria.



O perfil representado pela cor vermelha é o perfil base, o perfil que está representado pela cor azul é o perfil de rotação, o perfil que está representado pela cor marrom é o perfil de translação e o centro de massa dos perfis está representado no gráfico através de do elemento gráfico do quadrado.

Os centros de massa são identificados para que em uma futura etapa possa ser encontrado o formato do perfil da pá. Deve-se sobrepor um perfil sobre o outro unindo seus centros de massa com uma reta, depois deve-se “enrolar” os perfis em torno de um cilindro que terá o raio com o tamanho de r^* , que é específico para cada seção transversal. Posteriormente, devem ser ligadas as bordas de fuga e de ataque dos perfis através de uma linha encontrado assim o perfil das pás.

Ao final, foram encontradas as características dos perfis escolhido para a seção transversal do involucrio exterior e do cubo conforme mostra a Tab. 3,

Tabela 3. Características dos Perfis para o Involucro Interno e Externo. Autoria própria.

Características	r^*	$\frac{f}{c}$	$\frac{e}{c}$	λ	α
Extremidade	0,9583	2,4%	3%	42,9°	-3,3°
Cubo	0,4733	8,0%	12%	69,1°	-0,001°

4. CONCLUSÃO

No presente trabalho foi apresentado um método de projeto das pás do rotor para uma turbina hidráulica tipo axial, sendo usados os métodos de singularidades e de curvatura de linhas de corrente. Foram testados vários perfis com várias curvaturas, com base nos perfis NACA geração 6 modificado, variando com relação a sua flecha relativa e a quantidade de pontos para a linha média, para as seções transversais próximas ao involucro exterior e interior.

Foram calculadas as distribuições de pressão sobre os perfis bem como a evolução do coeficiente de pressão mínimo em função do ângulo de ataque, sendo essa última análise decisiva para a escolha dos perfis, pois através comportamento do coeficiente de pressão mínima com relação ao ângulo de ataque é possível saber se as pás sofreram cavitação, o que deve ser evitado.

E com análise dos resultados foi possível definir os dois perfis para as seções transversais, que foram o: NACA376624003 e o NACA036680012, ambos com 40 pontos na linha média. Tendo definidos os perfis foi obtido o perfil final para as pás, seus ângulos de calagem e o seu posicionamento referente ao rotor. Em uma fase posterior serão definidos os perfis das seções intermediárias.

Ficaria como sugestão para futuros trabalhos encontrar o formato dos perfis para as seções intermediárias, como os seus ângulos de ataque e suas posições com relação ao rotor. Também analisar o escoamento no involucro exterior e no involucro interior usando um código comercial para fazer uma comparação com os resultados obtidos.

5. REFERÊNCIAS

- ALTERINA. **Turbinas hidráulicas.** Disponível em: <<http://www.alterima.com.br/index.asp?InCdSecao=20&InCdEditoria=3&InCdMateria=226&pagina&Turbinas+Hidraulicas>>. Acesso em: 2 jul. 2014.
- ANEEL. **Parte II: fontes renováveis.** Disponível em: <http://www.aneel.gov.br/arquivos/pdf/atlas_par2_cap3.pdf>. Acesso em: 2 jul. 2014.
- BROCKET, T. **Minimum pressure envelopes for modified NACA-66 sections with NACA a =0.8 camber and bushings type I and II sections.** Nº 1780, David Taylor Model Basin Washington DC Hydromechanics Lab., Washington (1966).
- FERRO, Luís Morão Cabral. **Estudo numérico e experimental do escoamento numa turbina hidráulica axial.** 2009. 297 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Instituto Superior Técnico, Universidade Técnica de Lisboa. Lisboa. 2009.
- HESS, J. L. **Calculation of potential flow about bodies of revolution having axis perpendicular to the free-stream direction.** Vol. 29, Journal of the Aerospace and Sciences (1962).
- KATSANIS, T. **Use of arbitrary quasi-orthogonals for calculating flow distribution in the meridional plane of a turbomachine.** NASA TN D-2546, Lewis Research Center, Ohio (1964).
- Key World Energy Statistics.** Disponível em: < <http://www.worldenergyoutlook.org/media/weo/website/2008-1994/weo2008.pdf>>. Acesso em: 2 jul 2014.
- SCHILHANS, M. **Näherungsweise Berechnung von Auftrieb- und Druckverteilung in Flügel-gittern.** Jahrbuch der Wissenschaftlichen Gesellschaft für Luftfahrt (1927).

6. RESPONSABILIDADE AUTURAL

“Os autores Viviane Maria Cavalcante Queiroz e Luís Morão Cabral Ferro são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho”.

BLADES OF DESIGN OF A ROTOR OF A TURBINE HYDRAULIC AXIAL WITH A RADIAL DISTRIBUTION CONSTANT ANGULAR MOMENT

Viviane Maria Cavalcante Queiroz, vivianecavalcantee@gmail.com.br
 José Pinheiro da Silva Filho, pinheiro_filho@hotmail.com

Luís Morão Cabral Ferro, LFERRO@ufersa.com.br

Ufersa, Av. Francisco Mota, 572 - Bairro Costa e Silva, Mossoró RN | CEP: 59.625-900,

Ufersa, Av. Francisco Mota, 572 - Bairro Costa e Silva, Mossoró RN | CEP: 59.625-900,

Ufersa, Av. Francisco Mota, 572 - Bairro Costa e Silva, Mossoró RN | CEP: 59.625-900,

Abstract. Axial turbines have the function to extract the energy of flowing water and transform this energy into mechanical energy, its main application today is in hydroelectric plants. This work aims the geometry of the rotor blades of an axial hydraulic turbine using the methods of panels and curvature of the streamlines design. With the condition of the meridian flow the radial distribution when the amount of movement per unit mass is constant at rotor inlet and zero at the outlet. To generate the profile of the blades are used modified NACA profile series 6. They are used to define the cross sections of the blade in order to generate their final format. Thus, the profiles to cross sections of the outer and inner casings shall be defined. Found profiles for these cross sections, their centers of mass are calculated. Consequently, it has been found the positions of cross sections of the profiles with respect to the rotor, their angles of attack, their shafts and their relative thicknesses. Consequently, the profile of the blades is found.

Keywords: paddle, rotor, turbine, axial.