

# ANÁLISE NUMÉRICA DA REPOTENCIALIZAÇÃO DE UMA TURBINA FRANCIS

Numerical analysis of the retrofitting of a Francis turbine

Leonir Juarez Cibulski<sup>1</sup>; Cristiano Vitorino da Silva<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Engenheiro Mecânico formado pela Universidade Regional do Alto Uruguai e das Missões - URI - Câmpus de Erechim, atualmente é colaborador na Tractebel Energia AS.

<sup>2</sup> Doutor em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal do Rio Grande do Sul - UFRGS, Brasil, atualmente é professor e coordenador do Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Regional Integrada do Alto Uruguai e das Missões – URI – Câmpus de Erechim. E-mail : cristiano@uricer.edu.br.

Data do recebimento: 09/02/2015 - Data do aceite: 07/05/2015

**RESUMO:** Este trabalho apresenta um estudo numérico da repotencialização de uma turbina Francis, utilizando a dinâmica de fluidos computacional (CFD) e o software Ansys CFX®. A simulação ocorrerá para condição específica de operação com geração de aproximadamente 113 MW líquidos, onde o comportamento hidrodinâmico do conjunto é determinado, principalmente, pela vazão e nível de elevação da superfície livre do reservatório em relação à entrada na turbina. O objetivo principal é avaliar o comportamento do escoamento sobre as pás do rotor da turbina a fim de entender os fenômenos que ocorrem neste tipo de escoamento e suas consequências para o conjunto. Através da avaliação do escoamento, foram propostas alterações no perfil das pás e/ou no número de pás do rotor visando obter um aumento de rendimento. Com os resultados obtidos verifica-se a distribuição do perfil de velocidades, o campo de pressões no conjunto da caixa espiral, dentre outras características típicas do escoamento nesse tipo de sistema. Foi possível constatar que a potência resultante pode ser aumentada significativamente apenas adequando a geometria e perfil hidráulico das pás do rotor, mantendo as demais características do conjunto conforme projeto original. Ainda, verificou-se que o aumento no número de pás do rotor para 21, acima do valor atual, 19 pás, pouco afetou o escoamento. Entretanto, uma diminuição de 19 para 17 pás resultou em uma diminuição de cerca de metade da potência em relação ao caso original, concordando com a teoria disponível na literatura. Em compensação, um aumento no ângulo de saída das pás em aproximadamente 50% resulta em um ganho

de potência da ordem de 95% em relação ao perfil padrão, utilizado para a condição inicial. Questões relacionadas à interação fluido estrutura, tais como vibração, cavitação e ruído, não foram avaliadas.

**Palavras-chave:** Turbina Francis. Repotencialização. RANS. CFD.

**ABSTRACT:** This study presents a numerical study of a Francis turbine retrofitting using computational fluid dynamics (CFD) and the software Ansys CFX®. The simulation will occur for specific operating condition generating approximately 113 MW net, where the hydrodynamic performance of the set was mainly determined by the flow rate and level of elevation of the free surface of the reservoir considering the turbine inlet. The main objective is to evaluate the flow performance of the turbine rotor blades in order to understand the phenomena which occur in this type of flow and its consequences. Through the evaluation of the flow some changes have been proposed in the blades profile and/or the number of rotor blades to obtain a yield increase. The results show the distribution of the speed profile, the pressure field across the spiral casing, among other typical flow characteristics in this type of system. It was possible to see that the resulting power may be significantly increased only by adjusting the geometry and the hydraulic profile of the rotor blades, keeping the other set of characteristics according to the original project. Further, it was verified that increasing the number of rotor blades to 21, above the current value, 19 blades, had little effect on the flow. However, a decrease of 19 to 17 blades resulted in a decrease of about half the power in the original case, agreeing with the theory available in the literature. In contrast, an increase in the blades output angle at approximately 50% results in power gain of about 95% against the standard profile, used for the initial condition. Issues related to fluid structure interaction, such as vibration, cavitation and noise have not been evaluated.

**Keywords:** Francis Turbine. Retrofitting. RANS. CFD.

## Introdução

A geração de energia elétrica no Brasil é predominantemente hidráulica (ANEEL, 2014). Tal situação ocorre, entre outros fatores, devido à grande disponibilidade de fontes potenciais hidráulicas, o que viabiliza a execução de empreendimentos com baixo custo de implantação, resultando em plantas de grande capacidade de geração, com uma energia a um custo menor em comparação com outras fontes. Conforme os dados da

Aneel (2014), a geração hidráulica compreende um total de 1.109 usinas em operação. Devido ao percentual correspondente, estas usinas têm grande responsabilidade sobre o sistema elétrico nacional, representando grande fatia da energia disponível. De forma a promover o uso sustentável desses recursos, cada uma dessas plantas possui características peculiares que lhes conferem a necessidade de um projeto específico de maneira a garantir um bom aproveitamento dos recursos hidráulicos.

As Usinas Hidrelétricas (UHE's) instaladas utilizam os mais diversos tipos de

hidrogeradores que são diferenciados basicamente pelo tipo de turbina que possuem, o que depende diretamente das características do potencial hidráulico aproveitado, como vazão e queda líquida (diferença de cota – altura de elevação entre a superfície livre do reservatório e a entrada da turbina). Entretanto, uma grande parte destas usinas estão operando há mais de três décadas, muitas delas necessitando de uma reconfiguração ou reforma, ou repotencialização (do Inglês: *retrofitting*), fato que já vem ocorrendo nos últimos anos para boa parte delas. A maioria dos processos de reforma são focados à parte elétrica, como gerador e afins, mantendo a turbina com as características originais. Como o projeto destas máquinas é bastante antigo, a definição dos perfis de pás de rotores foi, muitas vezes, efetuada de acordo com a experiência dos projetistas, com cálculos analíticos integrais empíricos, que não contemplam na íntegra os efeitos de um escoamento complexo como o que se desenvolve em um rotor. Outros fatores agravantes para o redimensionamento dos rotores destas turbinas, tais como vibração, cavitação, recirculações e empuxo hidráulico fazem com que o rotor dessas máquinas, quando não problemático, não sofra alterações durante sua vida útil. No entanto, uma vez realizadas estas alterações podem-se alcançar um significativo aumento de rendimento, aumentando a capacidade de gerar energia da Unidade.

Análises de escoamentos em turbinas hidráulicas geralmente são efetuadas após a concepção do projeto por meio de modelos reduzidos. Este processo é oneroso além de exigir muito tempo para correções necessárias à otimização do projeto, não eliminando, assim, o risco de uma alteração significativa do comportamento do modelo em escala real. A aplicação de CFD (do inglês: *Computational Fluid Dynamics*) neste tipo de análise, segundo Choi et al. (2013),

vem se tornando cada vez mais usual e já é considerada o estado-da-arte neste segmento. Análises em CFD constituem uma poderosa ferramenta de engenharia para a concepção de projetos desta magnitude por permitirem que as condições de operação sejam previstas, antes mesmo da fabricação do modelo icônico reduzido. Para a efetivação do uso desta ferramenta em escala industrial e eventual dispensa do modelo icônico, no entanto, é muito importante o desenvolvimento de modelos matemáticos que, juntamente com a correta definição do problema e aplicação das corretas técnicas de análise, apresentem um resultado confiável e coerente com os fenômenos observados nas condições reais de operação. Em seu trabalho, Choi et al. (2013) citam diversos casos de aplicação das ferramentas de CFD registradas para a área de geração de energia hidráulica. Segundo estes autores, equipes de fabricantes de turbinas, como a Sulzer Hydro and Sulzer Innotec já dispõem de um modelo completo do conjunto, desde a entrada da caixa espiral até a saída do tubo de sucção, sendo utilizado para a fabricação de rotores para projetos novos, baseado na utilização da análise tridimensional através das equações de Navier Stokes, obtendo resultados mais coerentes e com custo menor em relação ao uso de modelos reduzidos. Ciocan et al. (2007) utilizaram o modelamento URANS (do Inglês: *Unsteady Reynolds-Averaged Navier Stokes*) para analisar o vórtice rotacional formado no tubo de sucção em diferentes condições de carga da UG (Unidade Geradora). Ruchi et al. (2010) efetuaram uma abordagem das características gerais do escoamento em turbinas hidráulicas tipo Francis, utilizando-se dos recursos de CFD, onde foi possível observar as variações do comportamento do escoamento em função da abertura das palhetas móveis. Os resultados foram comparados com dados experimentais sendo comprovada a eficiência

da análise. Em outra abordagem, Ravindra et al. (2012) também utilizaram-se dos recursos computacionais analisando o escoamento em turbinas com o mesmo propósito, provando que o método é mais rápido e barato que a utilização de modelos experimentais. Em outro estudo, Wang et al. (2006) identificaram a utilização do método LES como sendo uma ferramenta promissora.

Alguns estudos mais focados em problemas específicos dos escoamentos em turbinas vêm sendo executados com a utilização do Ansys CFX ou Fluent, como é o caso do estudo de vibrações induzidas pelo escoamento em pré-distribuidores de turbinas hidráulicas, desenvolvido por D'Agostini (2007), que utiliza o CFX. Nesse estudo são avaliados diversos perfis de palhetas do pré-distribuidor de uma turbina hidráulica, analisando o efeito causado por cada um desses perfis no escoamento que entra no rotor, quanto à vorticidade e perturbação da velocidade do fluido. Ainda, na área de projeto e análise, Miranda (2010) desenvolveu um programa computacional usando código próprio para o aprimoramento do perfil hidráulico de rotores de turbina, comparando os resultados obtidos com a linguagem desenvolvida e as análises efetuadas em CFX. Santos (2012) utilizou o CFX para simular o escoamento sobre uma turbina Francis dimensionada pelos métodos convencionais, verificando coerência entre os valores calculados e os simulados. Em um outro estudo, desenvolvido por Pessoa (2009), avalia-se o escoamento em bombas de cavidades progressivas utilizando-se das ferramentas de CFX para simular o escoamento de fluidos de viscosidades variadas e às diferentes rotações. Esses resultados foram comparados com dados experimentais obtidos na literatura, obtendo boa concordância.

Dentro deste contexto, neste trabalho apresenta-se um estudo numérico do comportamento do escoamento de água no interior de uma turbina Francis de eixo vertical, a

fim de verificar a possibilidade de repotencialização pela substituição do seu rotor, com características de número e/ou perfil de pás diferentes do atualmente utilizado. O estudo consistirá no modelamento de um rotor hidráulico com as mesmas características dimensionais da turbina de 113 MW de uma usina comercialmente ativa, operando desde 1973, sendo efetuada uma análise computacional através do software comercial Ansys CFX. Pretende-se obter como resultado, as características predominantes do escoamento sobre o perfil das pás do rotor da turbina e seus efeitos sobre o desempenho do gerador, assim como verificar a influência da alteração do perfil e número das pás do rotor sobre o escoamento, campo de pressão e torque do conjunto. Desta forma, serão avaliados dois casos alterando-se o número de pás para 17 e 21, e outros dois casos para o rotor com 19 pás, fazendo-se a inserção de uma curvatura mais acentuada nas pás, aumentando o ângulo de saída em aproximadamente 30% e 50%, em relação ao perfil padrão, respectivamente.

## Modelo Matemático

Nesta seção é apresentada a formulação matemática para se descrever o modelo do escoamento de fluido viscoso e incompressível, através dos princípios básicos de conservação da massa e da quantidade de movimento tridimensional para escoamento turbulento. Considera-se água líquida a 25°C como fluido de trabalho e o meio contínuo como válido. Para representar a turbulência do escoamento, aplicam-se sobre as equações de conservação as Médias de RANS – *Reynolds Average Navier-Stokes* (FREIRE, 2002) e o modelo de turbulência *k- $\omega$  SST* (do Inglês: *Shear Stress Transport*) para prever a viscosidade aparente do escoamento, juntamente com funções de parede (WILCOX, 1988).

## Conservação da Massa

Considerando o regime permanente de operação, a equação da conservação de massa de um escoamento incompressível já com as médias de RANS pode ser expressa, usando notação de índices, da seguinte forma

$$\frac{\partial(\tilde{\rho}\tilde{U}_i)}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

onde  $\tilde{\rho}$  é a massa específica média do fluido,  $x$  é a coordenada espacial, e  $\tilde{U}_j$  é a velocidade média do componente  $i$ .

## Conservação da Quantidade de Movimento

Para um escoamento incompressível, a equação média da conservação da quantidade de movimento é dada por:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\tilde{\rho}\tilde{U}_i\tilde{U}_j) = -\frac{\partial \tilde{p}}{\partial x_j} \delta_{ij} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\mu_{eff} \frac{\partial \tilde{U}_i}{\partial x_j}) + \frac{\partial \tilde{U}}{\partial x_j \partial x_i} + S_u \quad (2)$$

onde a viscosidade efetiva é  $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$ ,  $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$ . Nessa expressão  $\mu$  é a viscosidade dinâmica da mistura e  $\mu_t$  é a viscosidade turbulenta, definida como  $\mu_t = \rho k / \omega$ , onde  $k$  e  $\omega$  são a energia cinética turbulenta e a frequência turbulenta obtidas com o modelo de turbulência. O termo  $\tilde{p} = \bar{p} - (2/3)k$  representa uma pressão modificada, onde  $\bar{p}$  é a pressão média da mistura e  $\delta_{ij}$  é a função delta de Kronecker para a notação indicial. O termo  $S_u$  representa um termo fonte médio.

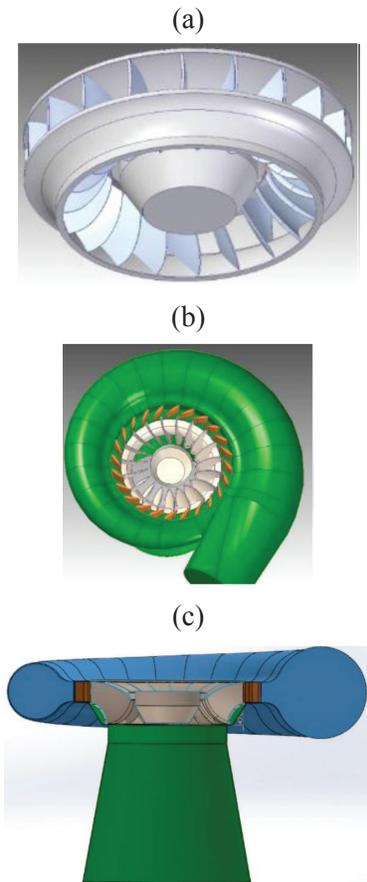
## Modelo Físico

Para execução deste trabalho foi utilizado um modelo de turbina comercialmente operacional, do qual foram obtidas diversas informações, desde o levantamento dimensional até parâmetros referentes à carga, consumo e desempenho do conjunto hidrogerador. A Fig. 1 apresenta os principais dados referentes ao rotor em estudo, obtidos no acervo da planta de geração. Como pode ser observado na Fig. 2-a, o rotor da turbina em estudo é composto por 19 pás, girando em sentido anti-horário, quando visto de cima, projetado para uma queda líquida nominal de 247 m sendo que esta queda pode chegar à 260 m. A vazão consumida para a queda e potência nominais é de 47,5 m<sup>3</sup>/s, sendo a velocidade de rotação igual a 300 rpm. As dimensões do rotor são de, aproximadamente, 3,3m de diâmetro e 1,05m de altura. A Fig. 2-a apresenta a vista isométrica do rotor e as Figs. 2-b e 2-c as vistas frontal e superior do conjunto da turbina, rotor, difusor e pás guia, respectivamente.

Figura 1 - Dados de projeto do rotor em estudo.

TURBINAS HIDRÁULICAS	
Tipo	Francis eixo vertical
Queda Líquida Nominal (queda de referência)	247,00 m
Vazão Nominal na Queda Nominal	47,5 m <sup>3</sup> /s
Queda Líquida Máxima Excepcional	260 m
Velocidade Síncrona de Rotação	300 rpm
Sobrevelocidade em Rejeição de Carga (116 MW)	407 rpm
Velocidade de Disparo (para queda líquida de 260 m)	525 rpm
Número de Pás	19
Peso do Rotor + semieixo	38 t
Sentido de Rotação (visto de cima)	anti-horário
Número de Palhetas Móveis do Distribuidor	24
Mancal de Escora (combinado com Mancal Guia Superior)	Suportado na Cruzeta Superior do Gerador

**Figura 2** - Modelo físico da turbina Francis: (a) vista isométrica do rotor; (b) vista superior do conjunto; (c) vista frontal do conjunto.

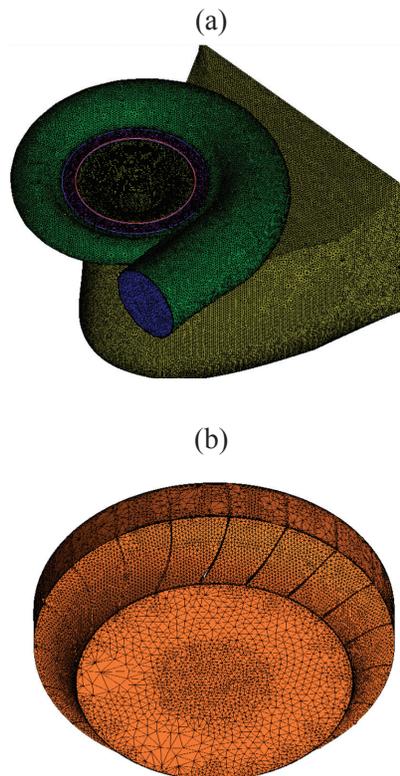


## Malha Computacional

Neste trabalho, a geometria foi criada no software Autodesk Inventor 2011 e a malha foi criada no software ICEM CFD Ansys © Inc., onde foram feitas definições da geometria na região de interesse, criação de regiões de escoamento de fluidos, regiões de sólidos e nomenclaturas dos contornos, bem como as configurações das propriedades da malha sobre estes contornos. A malha então adotada, já com o tubo de sucção estendido, resultou em aproximadamente 3,7 milhões de elementos, como pode ser visto na Fig. 3. Essa malha

possui elementos mais refinados nas paredes e corpo do rotor e do distribuidor, por serem as regiões de maior interesse. O tamanho máximo dos elementos tetraédricos foi fixado em 200 mm, sendo que para o rotor, os elementos foram configurados em 40 mm. Nas paredes do rotor foram inseridas 6 camadas de elementos prismáticos, sendo que nas demais paredes foram inseridas 4 camadas de prismas, segundo recomendações de Maliska (1995), sendo estas características suficientes para tornar os resultados obtidos independentes da malha, como mostra o teste de independência de malha realizado e mostrado na Fig. 4.

**Figura 3** - Malha computacional : (a) conjunto ; (b) rotor.

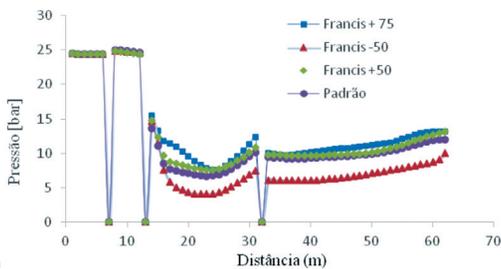


Como já citado anteriormente, as simulações foram realizadas com uma malha com cerca de 3.700.000 elementos. Baseando-se nos testes realizados, considera-se que este

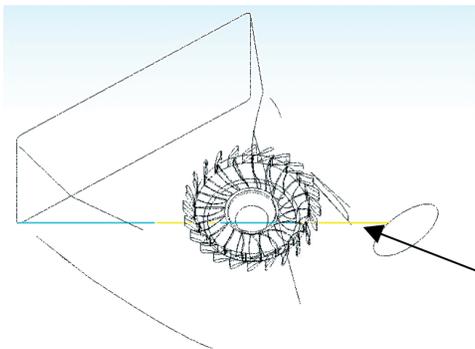
valor seja aceitável, tornando a solução independente da malha. Uma melhor análise pode ser observada na Fig. 4

Figura, na qual são apresentados os resultados do estudo com diferentes números de elementos para a malha, onde os valores da pressão são avaliados sobre uma linha traçada diagonalmente no modelo. A Fig. 5 mostra a posição desta linha sobre a geometria em estudo.

**Figura 4** - Comparação entre diferentes números de elementos da malha.



**Figura 5** - Posição da linha para dados de temperatura.



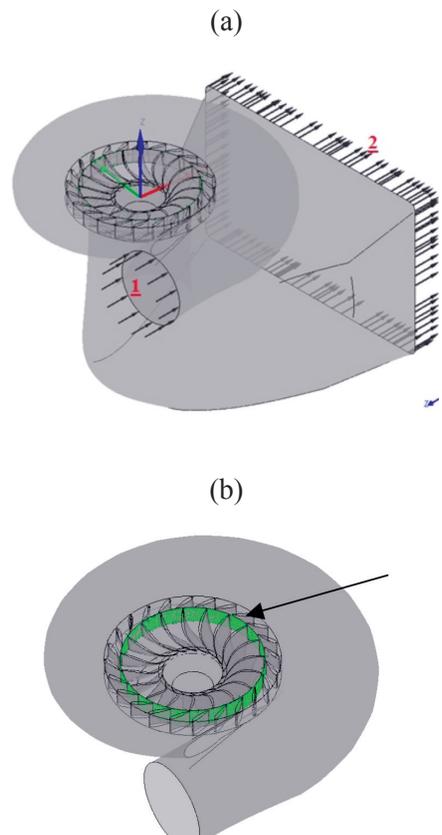
Neste estudo foram geradas 4 malhas distintas, uma de referência e outras três variantes, uma com elementos 50% maiores e uma com elementos 50% menores em relação à primeira, e uma terceira com elementos 75% maiores em relação à de referência. A de referência, denominada “Padrão” contém 3.283.228 elementos, enquanto a com elementos 50% menores, denominada “Francis -50” contém

11.210.530 elementos, a com elementos 50% maiores, denominada “Francis +50”, possui 1.494.632 elementos e a com elementos 75% maiores possui 241.513 elementos e é denominada “Francis +75”.

## Condições de Contorno

Após modelada a geometria e gerada a malha para as superfícies em estudo, a mesma foi carregada no CFX-Pre onde foram inseridos os parâmetros da modelagem matemática e de solução para o CFX-Solver. Na Fig. 6-a pode ser observado o domínio em estudo no CFX.

**Figura 6** - (a) Domínio fluido em estudo para definição de parâmetros para o solver; (b).Regiões de interface fluido-fluido.



Na região de entrada (1) no conjunto, à esquerda, representada por vetores de entrada no contorno, foi estabelecido como condição de contorno uma pressão relativa de 25 atm. Na região de saída (2), à direita, delimitada por vetores de saída, prescreveu-se uma pressão de 1,5 atm, também manométrica. Na entrada, para o modelo de turbulência foi prescrita uma intensidade média de turbulência, 5%. Ao centro do domínio observa-se a criação de um novo centro de coordenadas, o que se torna necessário devido à existência de rotação na turbina, que foi prescrita em -300 rev/s e zero para a condição de escoamento estacionário. O sinal negativo refere-se ao sentido de rotação, anti-horário, visto de cima. Outra condição de contorno muito importante neste tipo de análise se refere às regiões de interface fluido-fluido, indicadas no plano da Fig. 6-b. Essas regiões são responsáveis pela transferência das propriedades do fluido de um domínio fixo para um rotativo e vice-versa. As condições de contorno utilizada nesta interface são a de *Transient Rotor/Stator* para o caso de regime transiente, e a de *Frozen Rotor* para o caso de regime estacionário, a qual trata o escoamento do componente fixo para o rotativo, mudando o sistema de referência sem fazer médias, o que possibilita que características locais do escoamento, como recirculações e ondas de choque, sejam transportadas através da interface. Este modelo é utilizado quando existe assimetria no domínio, fazendo com que a variação circunferencial seja importante. Isto ocorre em turbomáquinas que possuem voluta, por exemplo, e é o modelo usado para as simulações em regime estacionário apresentadas neste trabalho. Outro parâmetro importante é o *Pitch Change Ratio* que se refere à taxa de passagem entre as pás, no caso de uma interface como a de um rotor/estator. No caso deste trabalho, como a região da interface englobou as pás do rotor, transformando em uma superfície contínua de 360°, o *Pitch Ratio* foi prescrito como *None*.

As paredes da caixa espiral, distribuidor e sucção foram consideradas impermeáveis, com condição de não deslizamento. O mesmo é aplicado para as paredes do rotor, sendo que para este último, foi prescrito um movimento rotacional, de acordo com a rotação de projeto.

## Método Numérico

Os resultados, para os campos de propriedades, foram encontrados utilizando o software comercial Ansys CFX 14.5, o qual baseia-se no Método de Volumes Finitos (MVF) de Patankar (1980). O esquema de interpolação “*up-wind*” foi adotado para avaliar os fluxos nas faces dos volumes de controle. O acoplamento, entre pressão e velocidade, foi resolvido pelo algoritmo SIMPLE (PATANKAR, 1980). Fatores de sub-relaxação foram utilizados uma vez que as equações de conservação apresentam comportamento não-linear e forte acoplamento. O critério de convergência utilizado foi o RMS - *Root Mean Square* e o valor obtido para todas as equações foi inferior a  $1 \times 10^{-4}$ . O tempo físico para a solução do problema ficou em cerca de 19 horas para ambos os casos. Para tal, foram utilizados computadores com processadores Intel Xeon 2.4 GHz, com 8 núcleos físicos e 24 Gb de RAM, com processamento em paralelo.

## Resultados e Discussão

A seguir, na Tab. I, estão apresentadas as referências dos casos de estudo deste trabalho.

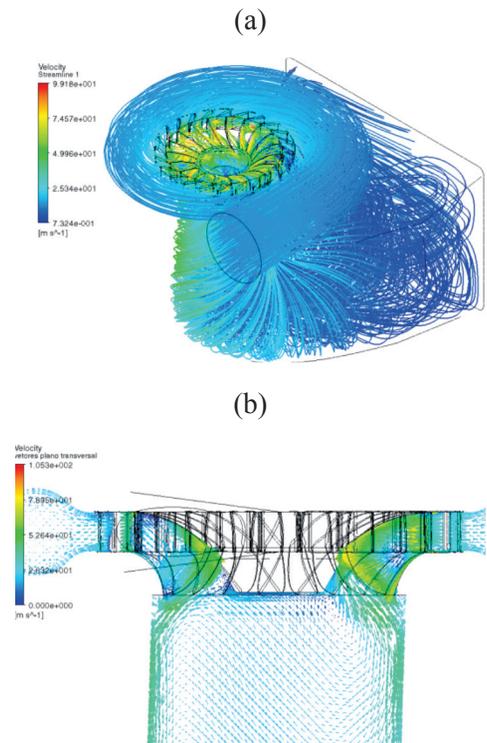
A Fig. 7-a apresenta a distribuição da velocidade numa vista isométrica através das linhas de corrente no escoamento e a Fig. 7-b mostra os vetores velocidade num plano longitudinal transversal, onde são observadas as variações de velocidade e as recirculações na região do rotor, ambos para

**Tabela I** - Referências a serem usadas nesta seção e suas respectivas características de modelo.

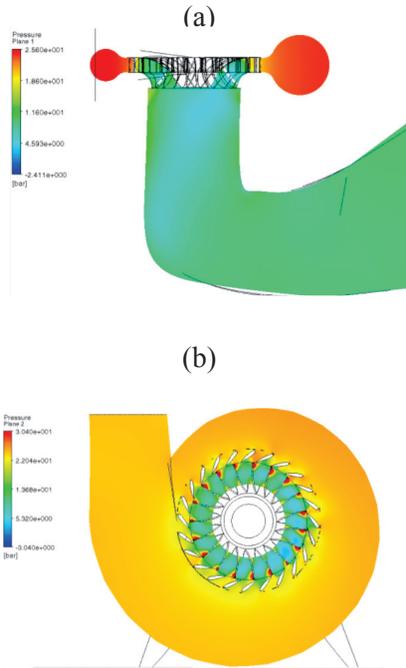
Referência	Nome do modelo	Nº de pás do rotor	Ângulo entrada pás ( $\beta_2$ )	Ângulo saída das pás ( $\beta_3$ )	Nº elementos da malha	Regime de simulação	Modelo de turbulência	Modelo de Interface
Caso 1	Francis Padrão	19	2°	32°	3.283.228	Estacionário	k- $\omega$ SST	Frozen Rotor
Caso 2	Francis Padrão	19	2°	32°	3.283.228	Transiente	k- $\omega$ SST	Transient Rotor Stator
Caso 3	Francis 17	17	2°	32°	3.262.787	Estacionário	k- $\omega$ SST	Frozen Rotor
Caso 4	Francis 21	21	2°	32°	3.339.791	Estacionário	k- $\omega$ SST	Frozen Rotor
Caso 5	Francis Modificado	19	3,5°	45°	2.921.873	Estacionário	k- $\omega$ SST	Frozen Rotor
Caso 6	Francis 2 Modificado	19	-3°	62°	3.376.814	Estacionário	k- $\omega$ SST	Frozen Rotor

o caso 1, regime estacionário. Observa-se um aumento considerável da velocidade do fluido ao entrar no rotor e, também, o movimento rotacional à saída do mesmo. A velocidade máxima atingida fica em torno de  $99,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Observa-se, também, que da entrada da caixa espiral até o distribuidor, o escoamento é basicamente axial, mas após a passagem pelo rotor, este passa a ter um movimento, também, rotacional, criando uma grande recirculação na saída do domínio.

A Fig. 8-a apresenta o campo de pressão do escoamento sobre o mesmo plano longitudinal transversal da Fig. 7-b enquanto que a Fig. 8-b apresenta um campo de pressão sobre um plano horizontal, ao centro da entrada do rotor, visto de cima. A variação de pressão observada concentra-se na região de transição entre a caixa espiral e o rotor, onde ocorre a transformação da energia de pressão, devido à energia potencial, em movimento de rotação. A pressão oscila entre  $-2,4 \text{ bar}$  e  $25,6 \text{ bar}$ .

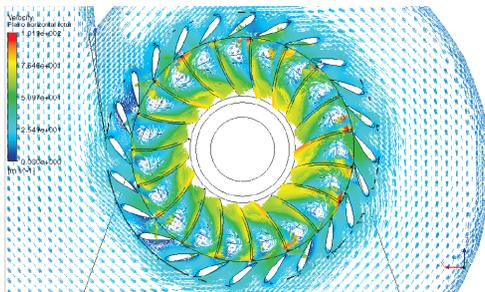
**Figura 7** - (a) Vista isométrica das linhas de corrente em função das velocidades - caso 1; (b) Vetores velocidade para um plano transversal – caso 1.

**Figura 8** - Distribuição de pressão – caso 1: (a) plano longitudinal, visto de frente; (b) um plano horizontal, ao centro da entrada do rotor, visto de cima.



Na Fig. 9 está demonstrada a distribuição dos vetores velocidade do fluido em relação à sua magnitude para cada região. Observa-se alta incidência de recirculação entre as pás do rotor, algo não desejável para um bom desempenho da turbina.

**Figura 9** - Distribuição dos vetores velocidade no plano horizontal, na linha média do rotor, para o caso 1.



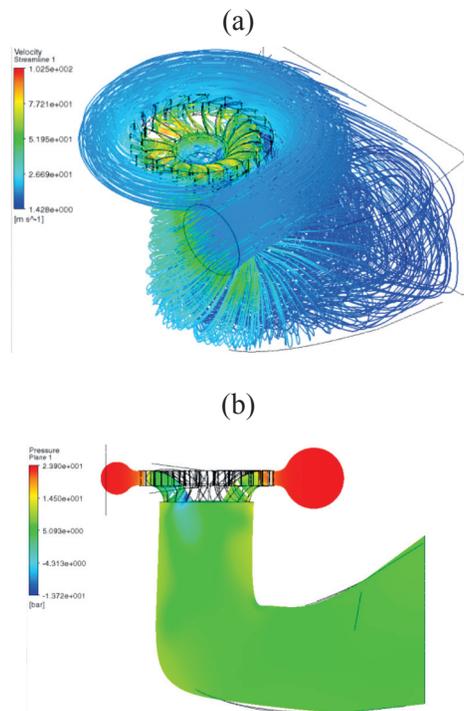
O torque no rotor para o caso 1 ficou em  $3,16 \times 10^6$  N.m. Esse valor é avaliado através da função: “*torque\_y()*@*ROTOR Default*”

que é inserida no CFX Post. Através desse valor, aplicando a Eq. (3), obtém-se o valor da potência no rotor:

$$P = \frac{2 * \pi * N * T}{60000} \quad (3)$$

onde  $P$  é a potência, em [kW],  $N$  é a rotação do rotor, em rpm,  $T$  é o torque, em [N.m]. Para o caso 1, a potência do rotor ficou em 99 MW, se aproximando muito da potência medida na Usina, que é de 113MW. A provável causa desta divergência concentra-se no fato de que o perfil das pás do rotor, adotado para este estudo, foi estimado através de medições locais sobre o desenho impresso do rotor, pois, devido ao tempo de fabricação da turbina, não mais se tinham os dados do formato exato do perfil sob a forma digital.

**Figura 10** - (a) Vista isométrica das linhas de corrente em função das velocidades - caso 2; (b) campo de pressões em determinado num plano transversal – caso 2.



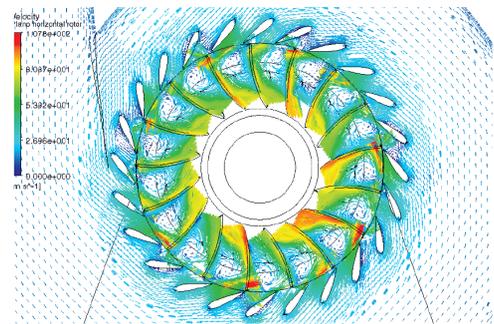
No caso 2, rotor padrão – transiente, a simulação foi efetuada para as mesmas condições do caso 1, porém em regime transiente. A Fig. 10-a mostra as linhas de corrente, registradas no instante final da simulação, com velocidade máxima de  $102,5 \text{ m.s}^{-1}$ . Um comportamento similar ao observado no caso estacionário é verificado. Na Fig. 10-b observa-se que o plano de pressões distribui-se similarmente ao caso 1, registrando uma diferença de valores de pressão que varia entre  $-13,7$  e  $23,9$  bar, diferença um pouco maior que para o mesmo caso sem o giro do rotor, o caso estático.

A distribuição dos vetores direcionais com respectivas velocidades no plano transversal ocorre conforme caso 1. Dessa forma, optou-se por suprimir estas imagens. Foi verificada uma velocidade máxima de  $110 \text{ m.s}^{-1}$  no plano transversal. Já no plano horizontal, ao centro da entrada do rotor, a velocidade máxima fica em torno dos  $104 \text{ m.s}^{-1}$  e a distribuição de pressão se repete, a exemplo do caso 1, com regiões de alta pressão na zona de impacto do fluido com as pás e áreas de baixa pressão no dorso das pás do rotor.

Para a turbina com 17 pás, as principais características do escoamento apresentaram um comportamento muito similar ao caso 1, sendo observada uma velocidade máxima de  $105,2 \text{ m.s}^{-1}$ . A pressão no plano longitudinal variou entre  $-5,8$  bar e  $29,6$  bar. Novamente há uma recirculação no entorno do rotor, com velocidades máximas próximas dos  $100 \text{ m.s}^{-1}$ , sendo que no canal de fuga apresentam-se uma recirculação de baixa frequência e grande intensidade, a exemplo dos demais casos. Zonas de alta pressão resultantes do impacto do fluido com as pás do rotor aparecem na borda de entrada das mesmas, assim como observado nos casos anteriores. Há algumas regiões de depressão mais acentuada no dorso das pás, em relação ao caso 1. Os vetores velocidade distribuem-se conforme Fig. 11. A velocidade máxima no plano é de  $108,5 \text{ m.s}^{-1}$ .

São observadas áreas de recirculação entre as palhetas do distribuidor, prejudicando o fluxo na entrada do rotor. O torque sobre o rotor resultou em  $1,82.106 \text{ N.m}$ , correspondendo a uma potência de  $57,3 \text{ MW}$ , bem inferior à do caso 1, como esperado, onde o valor obtido foi de  $99 \text{ MW}$ , já que a teoria do rotor com número infinito de pás aponta para melhores resultados para um número maior de pás.

**Figura 11** - Distribuição dos vetores velocidade no plano horizontal, na linha média do rotor - caso 3.

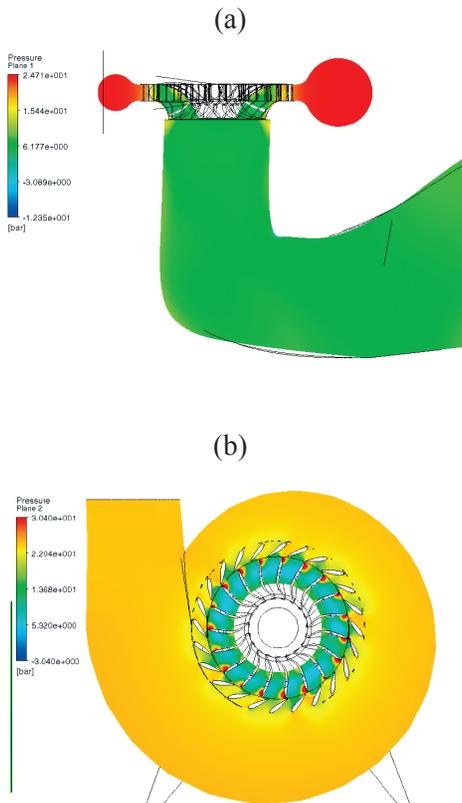


A exemplo do caso 3, no caso 4, as características principais do escoamento não se alteram em relação aos casos detalhados. A variação de pressão observada oscila entre  $2,85$  e  $35$  bar. As zonas de impacto do fluido com as pás, neste caso, são um pouco menores que no caso 1. As recirculações no plano central do rotor, também, são significativas e o torque no rotor para este caso ficou em  $3,26.106 \text{ N.m}$ . Para o rotor com 21 pás, portanto, a potência resultou em  $102,3 \text{ MW}$ , praticamente o dobro do caso com 17 pás e muito próximo do valor encontrado para o caso padrão, 19 pás, que foi de aproximadamente  $99 \text{ MW}$ , ou seja, cerca de 3% superior.

Para o caso 5, onde se impôs uma variação do perfil das pás, utiliza-se o caso do rotor com 19 pás, conforme projeto original, alterando-se a curvatura, tornando-a mais acentuada, aumentando-se o ângulo de saída do fluido em aproximadamente

30% em relação ao perfil padrão. A velocidade máxima observada neste caso foi de  $102 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , sendo que a distribuição das mesmas segue o padrão dos outros casos. A distribuição das pressões, Fig. 12-a, apresenta maior variação em relação ao caso original (-2,4 e 25,6 bar), entre -12,4 e 24,7 bar, indicando uma elevação na depressão no dorso das pás. As recirculações no escoamento permanecem similares aos demais casos, bem como as variações de velocidades, com valores máximos da ordem de  $94,8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , considerando o mesmo plano transversal. A distribuição da pressão no plano transversal demonstra uma leve diminuição nas regiões de impacto do fluido no bordo de entrada da pá. A Fig. 13-a demonstra isso.

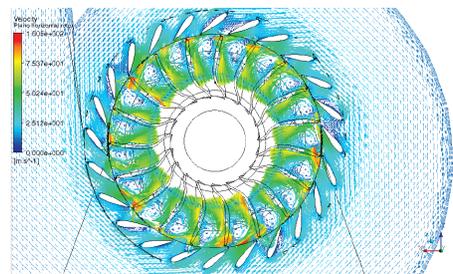
**Figura 13** - Distribuição de pressão – caso 5: (a) plano longitudinal, visto de frente; (b) um plano horizontal, ao centro da entrada do rotor, visto de cima.



A Fig. 14 apresenta o campo de velocidades sobre o mesmo plano da Fig. 11 para o caso 5. Nesta figura percebe-se uma diminuição na quantidade do fluido que deixa o rotor com velocidade alta, o que sugere que a energia cinética do mesmo foi melhor aproveitada. O torque avaliado pelo software sobre este rotor foi de  $5,26.106 \text{ N}\cdot\text{m}$ , resultando em uma potência de 165 MW, bastante superior, quando comparada com o caso 1, que representa o rotor com o mesmo número de pás, porém sem modificações em seu perfil.

Na segunda variação do perfil do rotor, caso 6, com um aumento do ângulo de saída das pás, em aproximadamente 50%, foram obtidas pressões entre -6,11 bar e 24,73 bar no plano transversal e pressões entre -2 bar e 30,4 bar no plano horizontal, ao centro da entrada do rotor. O comportamento observado no escoamento é similar ao dos casos anteriores, porém com menores regiões de impacto do fluido com as pás do rotor, sendo que para este perfil de pás o torque sobre o rotor resultou em  $6,14.106 \text{ N}\cdot\text{m}$ , o que significa uma potência de 193MW. Esse valor representa um acréscimo de 95% em relação ao perfil padrão, e 17% em relação ao caso 5, sendo mais indicado que o perfil deste último caso.

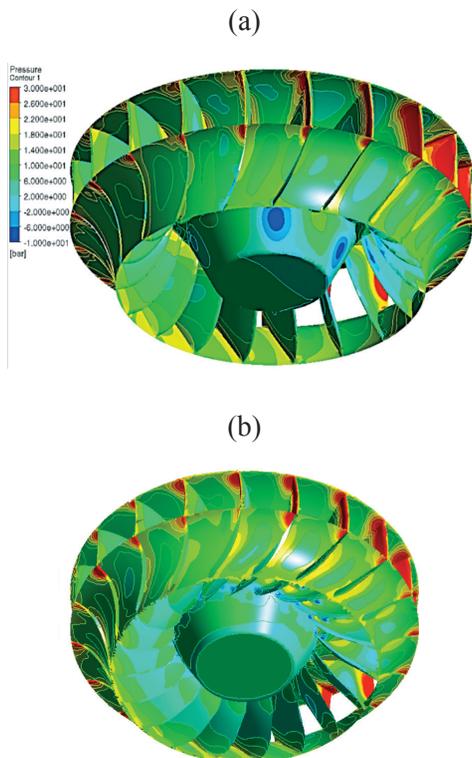
**Figura 14** - Distribuição dos vetores velocidade no plano horizontal, na linha média do rotor - caso 5.



A seguir apresenta-se um estudo comparativo entre os casos estudados em relação a dis-

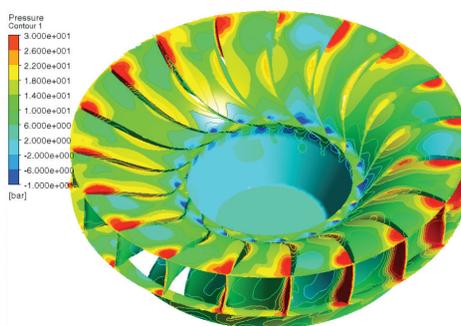
tribuição de pressão sobre as faces do rotor, para casos 1 e 5. Como pode ser visto nas Fig. 15-a e 15-b, o rotor apresenta regiões de pressão mais elevada, principalmente na borda de entrada das pás. Avaliando estas figuras, observa-se que o rotor com pás modificadas apresenta uma distribuição de pressões mais uniforme sobre suas faces, sendo as regiões de impacto do fluido na entrada das pás sensivelmente menores em comparação com o modelo padrão, do caso 1. Os pontos de pressão baixa, na face do cone guia, também deixam de existir em função da alteração da curvatura das pás. A diminuição da pressão, na região de entrada das pás, indica perda no aproveitamento da energia potencial, sugerindo que a inclinação do ângulo de entrada das pás deva ser negativa.

**Figura 15** - (a) Distribuição de pressão sobre faces do rotor padrão, do caso 1; (b). Distribuição de pressão sobre faces do rotor modificado, do caso 5.



Para o caso 6, a Fig. 16 mostra uma distribuição de pressões ainda melhor sobre o rotor, onde pode ser verificado um melhor aproveitamento da energia potencial, com uma área maior da pá sujeitada a pressão do fluido à entrada do rotor. Também são observados pontos de pressão negativa no engaste central das pás devido às variações da geometria do cubo central do rotor, que causam fortes recirculações.

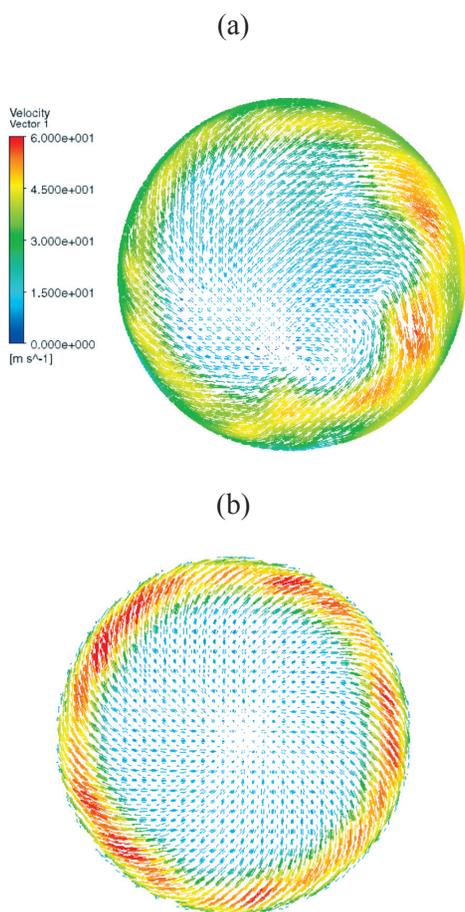
**Figura 16** - Distribuição de pressão sobre o rotor do caso 6.



Outra comparação importante relaciona-se ao nível de recirculação gerado no rotor. Para o caso 5, a recirculação em um plano transversal localizado 200 mm abaixo da saída do rotor apresenta-se conforme Fig. 17, onde são observadas regiões com altas velocidades rotacionais próximas às paredes do tubo de sucção. Comparando-se com o rotor padrão do caso 1, à esquerda, percebe-se que, embora com uma velocidade maior, a incidência de movimento rotacional no rotor modificado ocorre em uma área de menor abrangência, de acordo com a direção dos vetores.

A recirculação observada na Fig. 17 é prejudicial ao comportamento da Unidade Geradora, significando, também, elevada perda de energia cinética, que poderia ser aproveitada com uma melhor curvatura na saída da pá, de forma a atingir a condição ideal para o triângulo de velocidades (MACINTYRE, 2011).

**Figura 17** - (a) recirculação na saída do rotor padrão; (b) recirculação à saída do rotor modificado.



## Conclusões

Este trabalho apresentou um estudo de repotencialização de uma turbina Francis, utilizando a dinâmica de fluidos computacional (CFD) e o software Ansys CFX® para simular o escoamento de água no interior de um hidrogerador, atualmente, em funcionamento. A análise do escoamento efetuada, neste trabalho, provou ser eficiente, de forma que o escoamento foi reproduzido, em escala real, de maneira muito similar ao que ocorre na realidade. O comportamento do escoamento, observado através das li-

nhas de corrente e dos campos de pressões obtidos nas diversas simulações efetuadas apresentaram coerência nas respostas e um comportamento bastante estável.

O propósito de se obter uma resposta precisa da potência resultante em função dos diversos fenômenos que ocorrem no escoamento sobre as pás do rotor, por consequência de seu perfil, segundo as respostas obtidas neste estudo, poderá ser atingido desde que o modelo inicial reproduza fielmente a curvatura do rotor em estudo. Desta forma, as respostas obtidas poderão ser avaliadas e comparadas, inicialmente em relação ao rotor em operação, mediante variação da vazão turbinada, comparando-se as curvas de rendimento de ambos. Somente após a comprovação de similaridade nas respostas é que a repotencialização efetiva poderá ser avaliada, variando-se o perfil do modelo.

Conforme relatado, uma pequena adequação dos ângulos de entrada e saída das pás, em relação ao modelo padrão, resultou em um aumento de 60% na potência. Contudo, as regiões de choque do fluido na entrada das pás e as altas velocidades rotacionais à saída do rotor indicam que os referidos ângulos necessitam de correções acentuadas até atingirem a condição ideal citada por Dixon et al. (2010). Entretanto, alguns detalhes em relação à concepção da malha e configuração das regiões de interface devem ser melhor estudados e adequados para a aplicação neste tipo de análise, principalmente a forma de avaliação do torque sobre o eixo, que irá indicar a potência líquida disponível no rotor. A diferença encontrada entre os valores de potência reais e os simulados está, provavelmente, associada por eventual aumento na vazão, que não foi prescrita, ficando como resultado da diferença de pressão. Foi verificado, também, que, para efeitos de avaliação de torque/potência, não há a necessidade de se executar a simulação em regime transiente, reduzindo, assim, o tempo e os custos da análise.

Um melhor critério de convergência RMS (RMS – *Root Mean Square*) de  $10^{-5}$  foi atingido mais rapidamente nas simulações transientes, embora a simulação estática atinja o critério de  $10^{-4}$ , suficiente para a solução da maioria dos problemas de engenharia. A convergência no regime estacionário exigiu um número de iterações maior que 1000,

em todos os casos, sendo que, quando não atingida, para todas as variáveis, foi definida pela estabilidade da curva de convergência apresentada pelo solver. A variação de perfil das pás resultou em um aumento de potência da ordem de 96% em relação ao perfil padrão, simulado inicialmente.

## REFERÊNCIAS

- ANEEL, 2014. **BIG - Banco de Informações de Geração**. <http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/OperacaoCapacidadeBrasil.asp>, acesso em : 01 jun. 2014.
- ANSYS CFX, 2014. **Guia teórico do Software Ansys**.
- CHOI et al. CFD validation of performance improvement of a 500 kW Francis turbine. **Renewable Energy**, v. 54, p. 111-123, 2013.
- CIOCAN GD, ILIESCU MS, VU TC, NENNEMANN B, AVELLAN F. Experimental study and numerical simulation of the FLINDT draft tube rotating vortex. **ASME J Fluids Eng.**, v. 129, p.146-58, 2007.
- D'AGOSTINI ,A. N.. **Estudo de Vibrações Induzidas pelo Escoamento em Pré-Distribuidores de Turbinas Hidráulicas Usando CFD**. Dissertação (Graduação em Engenharia Mecânica) Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007.
- DIXON and HALL. **Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery**. 6.ed., Liverpool: Elsevier, 2010.
- MALISKA, C. R.. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. 2ed, Livros Técnicos e Científicos (LTC): Rio de Janeiro, 2010.
- MIRANDA, R. A. C. **Design and Performance Analysis of Radial Inflow Turbine**, Dissertação de Mestrado, Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá Itajubá, 2010.
- PATANKAR, S.V.. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**. Washington, DC: Hemisphere, 1980.
- PESSOA, P. A. S.. **Simulação computacional do escoamento em bombas de cavidades progressivas**. Dissertação de Mestrado, UFRN, Natal, 2009.
- RAVINDRA R. NAVTHAR et al. CFD Analysis of Francis Turbine. **International Journal of Engineering Science and Technology (IJEST)**, v. 4, n. 7, p. 3494-3499, 2012.
- RUCHI KHARE et al. CFD Approach for Flow Characteristics of Hydraulic Francis Turbine. **International Journal of Engineering Science and Technology**, v. 2(8), p. 3824-3831, 2010.
- SANTOS, GABRIEL DOS. **Dimensionamento e Simulação Computacional de um Rotor Hidráulico do Tipo Francis**. Dissertação de Graduação em Engenharia Mecânica, Faculdade Horizontina, Horizontina, 2012.
- WANG WEN-QUAN et. al. Large-Eddy Simulation of Turbulent Flow Considering Inflow Wakes in a Francis Turbine Blade Passage. **Science Direct, Ser. B**, v. 19, n. 2, pp. 201-209, 2007.
- WILCOX, D. C. Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models. **AIAA Journal**, v. 26, p. 1299-1310, 1988.

