

NOVA CONFIGURAÇÃO GEOMÉTRICA DE TURBINAS WELLS DO TIPO DIAGONAL, UMA ABORDAGEM NUMÉRICA

Pâmela Badessa Maia ^(a), Ramiro G. Ramirez Camacho ^(b)

Waldir de Oliveira ^(c) e José Vitor Gomes ^(d)

Universidade Federal de Itajubá - Brasil

(a) pamelabadessamaia@unifei.edu.br

(b) ramirez@unifei.edu.br

(c) waldir@unifei.edu.br

(d) josevitor@unifei.edu.br

INTRODUÇÃO

Dos vários dispositivos de extração de energia das ondas, as usinas de coluna de água oscilante (Vide Fig. 1) se destacou em relação aos demais dispositivos devido ao seu aspecto construtivo simples.

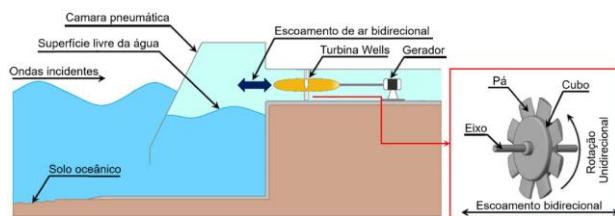


Figura 1.- Ilustração de uma usina OWC onshore e um rotor Wells de fluxo puramente axial com seus principais elementos construtivos.

Nestas usinas são frequentemente utilizadas as turbinas Wells de fluxo puramente axial, ilustrada de forma esquemática na Figura 1. Entretanto a tecnologia dessa turbina parece estar atingindo o final de seu desenvolvimento, possuindo pouco potencial para implementação de melhorias. Neste cenário surgem as turbinas de reação bidirecionais diagonais (Vide Fig. 2) que que possuem maior capacidade de potência pneumática por unidade de diâmetro do rotor e velocidade do rotor quando comparadas às turbinas Wells de fluxo puramente axial ou puramente radial (Moisel e Carolus, 2015).

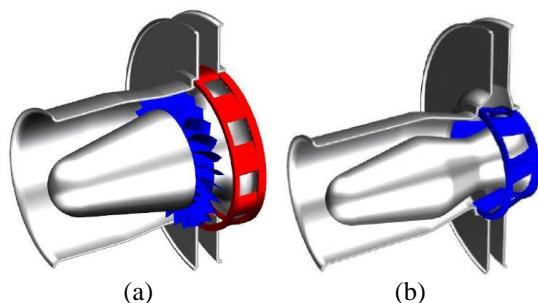


Figura 2.- Turbina puramente radial com sistema diretor (b) Turbina diagonal (c) Rotor diagonal

Sendo assim, com o objetivo de maximizar a eficiência (η) da turbina diagonal, o presente trabalho propõe a modificação da geometria da pá e realiza a análise numérica do escoamento da turbina via CFD. Além disso, a curva de eficiência obtida para a nova geometria é comparada com a curva disponível na literatura para a turbina diagonal original.

METODOLOGIA

A turbina diagonal do presente trabalho possui geometria idêntica a da turbina diagonal utilizada nos estudos numérico e experimental de Moisel e Carolus (2015).

Na Figura 3 é apresentado o detalhe do refinamento da malha do tipo não estruturada aplicada ao domínio computacional do rotor do canal hidráulico periódico da turbina diagonal. Já na Figura 4 podem ser observadas as partes que constituem o canal, bem como as condições de contorno aplicadas à cada uma delas.

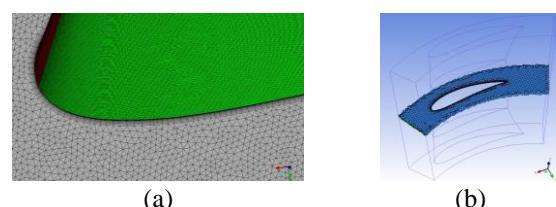


Figura 3.- Domínio do rotor (a) Refinamento da malha e camadas prismáticas (b) Núcleo hexaédrico

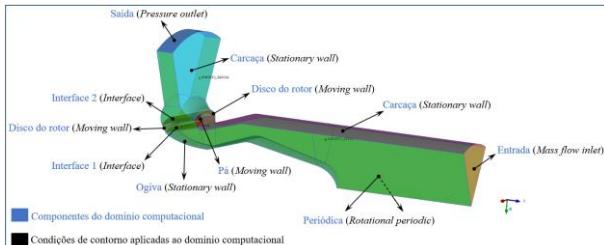


Figura 4.- Domínio computacional e condições de contorno aplicadas

Para as simulações numéricas do escoamento tridimensional da turbina diagonal, foi utilizado o código comercial ANSYS-FLUENT®, onde as médias de Reynolds nas Equações de Navier-Stokes (RANS) são discretizadas utilizando a abordagem do método dos volumes finitos. Foi admitido para o escoamento as condições padrão fornecidas para o ar pelo software, e ainda considerado escoamento do tipo isotérmico, incompressível, em regime permanente e no sentido centrífugo. Quanto ao modelo de turbulência optou-se pelo $k-\epsilon$ Realizável com opção de tratamento de parede ativado e convergência de resíduos de 10^{-4} .

Para a realização de um processo de otimização simples, considerou-se como variável geométrica de projeto somente o comprimento de corda da pás, admitindo que seu valor seja constante ao longo de toda pás.

RESULTADOS

Ao considerar um valor de comprimento de corda da pás 11% maior em relação ao valor original de projeto, foi possível obter uma ganho de 1,79% para a máxima eficiência e atraso no fenômeno de *stall* conforme apresentado na Figura 5. A geometria de rotor ótima que proporcionou tal melhoria é apresentada na Figura 6.

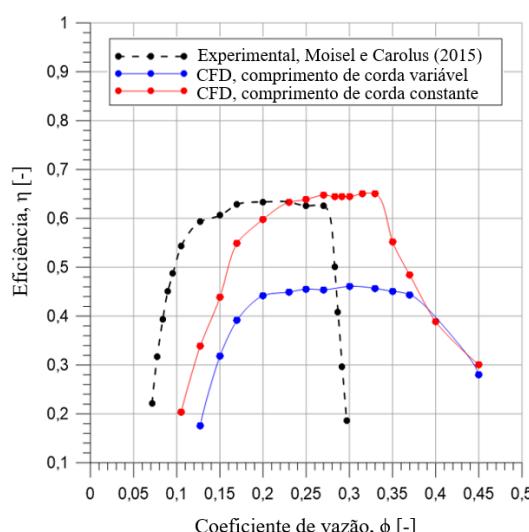


Figura 5.- Eficiência da turbina diagonal com escoamento no sentido centrífugo



Figura 6.- Rotor diagonal otimizado

Cabe ressaltar que os dados de eficiência obtidos experimentalmente por Moisel e Carolus (2015) deu-se pelo ensaio da turbina diagonal no banco de teste bidirecional da Universidade de Siegen. A ilustração esquemática do banco de teste utilizado pelos autores Moisel e Carolus (2015) é apresentada na Figura 7, sendo (a) Câmara (b) Divisor de atenuador (c) Ventilador centrífugo (d) Válvula bidirecional controladora de vazão (e) Caixa acústica (f) Tomadas de pressão estática (g) Tubo de Venturi calibrado (h) Favos de mel (i) Divisor de atenuador (k) Câmara (l) Seção da turbina (m) Trilho linear.

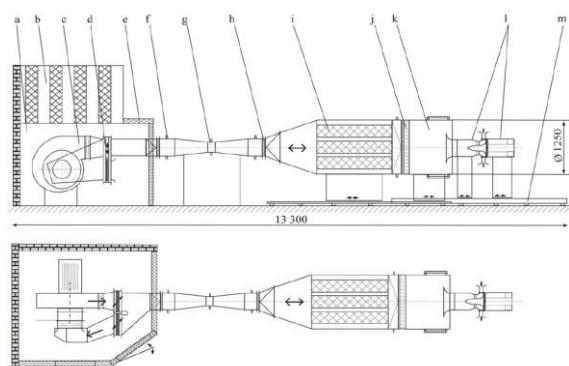


Figura 7.- Banco de testes bidirecional da Universidade de Siegen (Moisel e Carolus, 2014)

CONCLUSÕES

Devido a impossibilidade de reproduzir com exatidão a geometria da turbina diagonal original proposta pelos autores Moisel e Carolus (2015), pode-se considerar como satisfatória a curva de validação numérica obtida (vide curva azul Fig.5) já que essa possui comportamento qualitativo semelhante ao da curva experimental (Vide curva preta Fig.5). Quanto à otimização aplicada, mesmo que simples, admitindo somente uma variável geométrica de projeto, no caso comprimento de corda, foi capaz de proporcionar um discreto ganho de eficiência e atraso considerável do fenômeno de *stall*.

AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer ao apoio financeiro da FAPEMIG (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais) APQ-01865-18 e APQ-01591-18, e do CNPq (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico) 408029/2022-6.

REFERÊNCIAS

MOISEL,C., CAROLUS, T. H. (2015), “Novel Mixed Flow Air-Turbine for bidirectional operation in OWC Wave Energy Converters”. Proceedings of the 11th European Wave and Tidal Energy Conference 6-11 th Sept 2015, Nantes, France.

