

5º CONGRESSO BRASILEIRO DE PESQUISA E DESENVOLVIMENTO EM PETRÓLEO E GÁS



TÍTULO DO TRABALHO:

Simulação do Escoamento em Uma Bomba Centrífuga Utilizando Técnicas de Fluidodinâmica Computacional

AUTORES:

MAITELLI, C. W. S. de P.; BEZERRA, V. M. de F.; da MATA, WILSON

INSTITUIÇÃO:

Laboratório de Automação em Petróleo (LAUT) - Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Campus Universitário, Lagoa Nova, CEP 50072-970 Natal/RN Brasil

Este Trabalho foi preparado para apresentação no 5º Congresso Brasileiro de Pesquisa e Desenvolvimento em Petróleo e Gás- 5º PDPETRO, realizado pela a Associação Brasileira de P&D em Petróleo e Gás-ABPG, no período de 15 a 22 de outubro de 2009, em Fortaleza-CE. Esse Trabalho foi selecionado pelo Comitê Científico do evento para apresentação, seguindo as informações contidas no documento submetido pelo(s) autor(es). O conteúdo do Trabalho, como apresentado, não foi revisado pela ABPG. Os organizadores não irão traduzir ou corrigir os textos recebidos. O material conforme, apresentado, não necessariamente reflete as opiniões da Associação Brasileira de P&D em Petróleo e Gás. O(s) autor(es) tem conhecimento e aprovação de que este Trabalho seja publicado nos Anais do 5ºPDPETRO.

Simulação do Escoamento em Uma Bomba Centrífuga Utilizando Técnicas de Fluidodinâmica Computacional

Abstract

Artificial lift methods are present in the oil industry in order to increase the production rate of flowing oil or gas wells. Electric Submersible Pumping (ESP) is a complex and viable method of artificial lift applicable to a wide range of flow rates. ESP systems are responsible for the highest amount of total fluids produced by any artificial lift method. This paper presents a 3D simulation of the stationary flow in the impeller and stator of a mixed centrifugal pump using Computational Fluid Dynamics (CFD) techniques and a commercial software, ANSYS® CFX® Release 11.0. Three conditions were simulated to obtain the pressure fields in the impeller and stator in a stage of the pump. Comparisons among the simulations of the present work and the curve of Head performance given by pump manufacturer were performed and show satisfactory agreement.

Introdução

As dificuldades encontradas na manutenção e instalação de equipamentos são fatores que oneram excessivamente a produção de petróleo a grandes profundidades e há uma demanda de tecnologias e métodos que possam reduzir falhas nos equipamentos de subsuperfície. A escolha do método de elevação depende de fatores como a geometria e características do reservatório, das propriedades do fluido existente, disponibilidade de equipamentos e geração de energia. O Bombeio Centrífugo Submerso (BCS) tem se mostrado uma das soluções adequadas como método de elevação em terra e em alto mar, em condições adversas de temperatura e para fluidos viscosos, principalmente pela evolução dos equipamentos disponíveis (Thomas, 2001). Apesar das dificuldades na utilização do método quando na presença de grandes quantidades de areia, alta razão gás-líquido e se as temperaturas de fundo são muito altas, o BCS é um dos métodos de elevação artificial mais utilizado em todo o mundo.

De uma forma simplificada, os maiores componentes de subsuperfície de um sistema de BCS são o motor elétrico trifásico, o protetor, a bomba e o cabo que estão no interior do poço, protegidos pelo revestimento. Na superfície, os principais componentes são o quadro de comandos, os transformadores, cabeça de produção e uma fonte de energia (geradores ou rede elétrica). As bombas centrífugas utilizadas em sistemas BCS têm a função básica de adicionar energia ao fluido, para que este seja transportado à superfície. São compostas por múltiplos estágios formados por uma parte móvel (impelidor ou rotor) que impulsiona o fluido e uma parte fixa (difusor ou estator) que orienta o fluxo para a descarga. A forma e o tamanho do impelidor e do difusor determinam a vazão a ser bombeada, e o número de estágios a sua altura de elevação ou *Head*.

O tratamento teórico do escoamento através de máquinas hidráulicas é muito difícil devido a fatores como seções irregulares em trajetos curvos no interior das mesmas. Os canais estão em movimento circular e as relações simples e idealizadas da hidráulica, se aplicadas diretamente, podem ocasionar respostas quantitativas incorretas e padrões de escoamento falsos (Stepanoff, 1957). Ao longo dos anos vários autores têm desenvolvido trabalhos para análise do escoamento monofásico no interior de bombas centrífugas através de modelos computacionais (Pérez et al. 2006; Zhou et al., 2006; Anagnostopoulus, 2006; Asuaje, 2005; Asuaje, 2003, Caridad & Kenyre, 2002; Van Esch, 1997).

No presente trabalho, através da aplicação de técnicas de Fluidodinâmica Computacional (CFD) e um programa comercial baseado no Método dos Volumes Finitos, o ANSYS® CFX® 11.0, serão obtidas simulações computacionais de escoamentos tridimensionais para um fluido monofásico no interior de uma bomba centrífuga utilizada em BCS, obtendo-se para análise os campos de pressão tanto para o impelidor como para o difusor, com o objetivo de verificar o efeito da interação entre os dois componentes da bomba e comparar os resultados obtidos com a curva característica de *Head* cedida pelo fabricante. Três condições foram testadas para o cálculo das pressões e do *Head* total: a primeira condição considerada foi a simulação do impelidor (rotor) com comprimento das pás equivalente ao real, que será denominada C1; a segunda opção foi testada para a condição de impelidor acoplado ao difusor, com o comprimento das pás equivalente ao real, denominada C2 e a terceira opção foi aquela simulada com um acréscimo de 4 mm no raio externo do impelidor (C3).

Metodologia

Geometria

O funcionamento de uma bomba centrífuga é extremamente simples. Basicamente adiciona-se energia a um fluido, realizando trabalho. As bombas podem ser construídas com vários diâmetros e podem ser classificadas como de fluxo axial, radial ou fluxo misto, de acordo com a vazão bombeada. Estão disponíveis para uma grande quantidade de diâmetros e capacidade variando entre 100 a 100.000 bpd. O modelo desenvolvido tem como base uma bomba da série 400 da CENTRILIFT, a FC-2700. As características geométricas da bomba foram determinadas através de inspeção manual com paquímetro eletrônico, e a mesma foi desenhada no AUTOCAD® versão 2006, seguindo as normas de desenho mecânico. Para conferência das medidas foi realizada a usinagem da peça. A Figura 1 mostra as geometrias obtidas para os componentes de um estágio da bomba. O perfil meridional do canal do impelidor e o perfil meridional do canal do difusor foram desenhados no *BladGen* - ANSYS® CFX® 11.0, específico para geometrias de turbomáquinas. A geometria foi simplificada para se adequar às necessidades e limitações do programa, como pode ser visualizado na Figura 2. As características geométricas do conjunto são descritas na Tabela 1.

Tabela 1 - Características geométricas do conjunto impelidor/difusor

CARACTERÍSTICAS	VALOR
Raio de entrada no canal do impelidor, em mm	18.28
Raio de saída no canal do impelidor, em mm	38.39
Ângulo de inclinação na entrada do canal do impelidor	30.89°
Ângulo de inclinação na saída do canal do impelidor	41.72°
Altura na entrada do canal do impelidor, em mm	10.82
Altura na saída do canal do impelidor, em mm	8.66
Altura do impelidor, em mm	60.09
Altura do difusor, em mm	57.92
Altura total do conjunto, em mm	63.50
Diâmetro externo do difusor, em mm	88.3

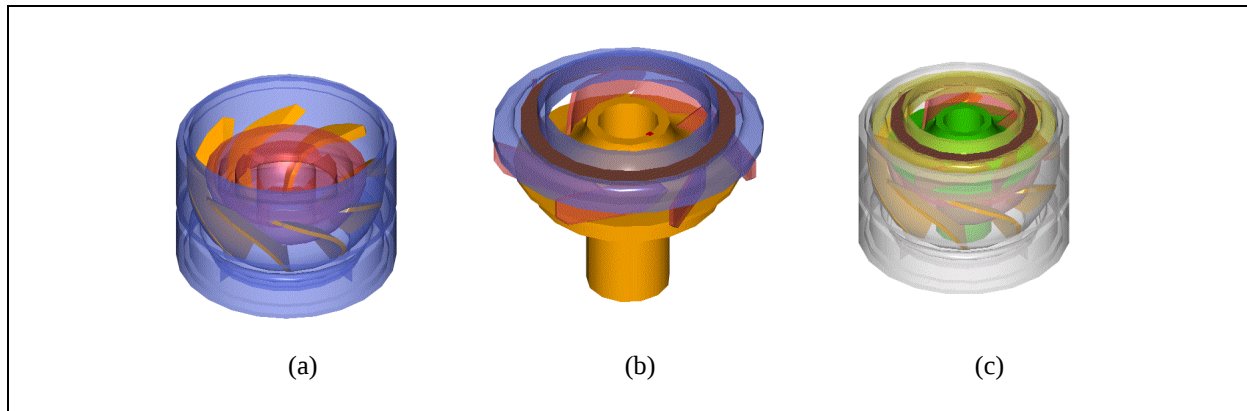


Figura 1 - Imagens 3D/CAD do difusor (a), impelidor (b) e conjunto completo (c) utilizados no modelo

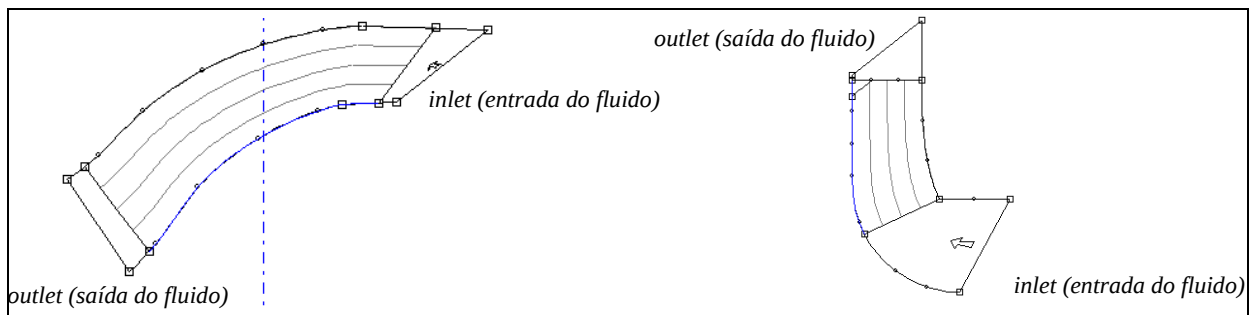


Figura 2 - Perfis meridionais do difusor e impelidor em 2D. Modelo geométrico utilizado pelo *BladeGen* - ANSYS® CFX® 11.0

Modelo matemático

O escoamento no interior da bomba pode ser descrito pelas equações tridimensionais de conservação da Quantidade de Movimento e a Equação da Continuidade ou Conservação da Massa escritas em coordenadas cilíndricas nas direções radial (r), angular, (θ) e axial (z). Sendo ρ a densidade do fluido, t o tempo e $\vec{V}$ o vetor da velocidade absoluta que pode ser escrito na forma diferencial, considerando o teorema da divergência, a equação da continuidade será:

$$\left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) \right] = 0 \quad (1)$$

As expressões para o movimento do fluido ou Quantidade de Movimento podem ser definidas, considerando escoamento incompressível com fluido de densidade e viscosidade constantes, como descrito a seguir:

$$\rho \left[\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \vec{V} \cdot (\nabla \vec{V}) \right] = -\nabla p + \mu_{ef} (\nabla^2 \vec{V}) + \vec{F} \quad (2)$$

onde μ_{ef} é a viscosidade efetiva do fluido. Os termos do lado esquerdo da equação (2) representam a aceleração local e a convectiva. Os termos do lado direito representam respectivamente, o gradiente de pressão, os efeitos viscosos e o termo fonte devido às forças de corpo. Como o escoamento que envolve o problema é extremamente turbulento, foi escolhido um modelo de turbulência de duas

equações, o $\kappa - \varepsilon$, pela sua ampla utilização em softwares comerciais devido à sua estabilidade e robustez. As equações de transporte expressas em termos da energia cinética de turbulência κ e em termos da taxa de dissipação turbulenta ε são:

$$\rho \left[\frac{\partial \vec{k}}{\partial t} + \vec{V} \cdot (\nabla k) \right] = \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) (\nabla^2 k) + P - \rho \varepsilon \quad (3)$$

$$\rho \left[\frac{\partial \vec{\varepsilon}}{\partial t} + \vec{V} \cdot (\nabla \varepsilon) \right] = \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) (\nabla^2 \varepsilon) + C_1 \frac{\varepsilon P}{k} - C_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \quad (4)$$

Nas equações (3) e (4) as constantes C_1, C_2, σ_k e σ_ε são constantes típicas do modelo de turbulência $\kappa - \varepsilon$ escolhido e P é a taxa de produção de κ e ε , sendo que $P = \mu_{ef} \Phi$ onde Φ é a taxa de dissipação viscosa. E ainda, μ_t é a viscosidade turbulenta, μ é a viscosidade absoluta.

As equações anteriormente descritas servem tanto para o impelidor como para o difusor, lembrando que para o termo fonte, as forças rotacionais só existirão para o impelidor na equação de momento e ocorrem devido às forças centrífugas e de *Coriolis*.

Parâmetros das Simulações, Domínio Discretizado e Condições de Contorno

As simulações dos escoamentos tridimensionais foram realizadas pelo programa comercial baseado em técnicas de Fluidodinâmica Computacional, O ANSYS® CFX® versão 11.0. O fluido monofásico escolhido foi água, com densidade de 1000 kg/m³. A velocidade rotacional do impelidor foi considerada 3500 rpm. Para cada condição (C1, C2 e C3), dez (10) vazões foram simuladas.

O critério de convergência foi o de RMS (*Root Mean Square*) apenas para o valor do resíduo mássico de 1.10-4. Todas as simulações foram realizadas em computador com processador Intel(R) Core (TM)2 Quad, CPU @ 3.0GHz e 8.0 Gb de RAM. Devido ao esforço computacional exigido, às características do programa e pela simetria do problema apenas uma passagem do fluido foi modelada tanto para o impelidor como para o difusor como domínio do problema.

As malhas foram geradas pelo ANSYS® CFX® 11.0 e são compostas de elementos prismáticos, tetraédricos e piramidais, formando malhas não-estruturadas, mais aptas a discretizar geometrias irregulares com cantos e saliências (Maliska, 2004). A escolha para o tipo de interface entre o impelidor e o difusor foi o *frozen rotor*, específico do programa para o caso de regime estacionário em modelos compostos de uma estrutura rotativa (rotor) e outra fixa (estator), típicos do problema com turbomáquinas (Ansys CFX Reference Guide, 2006). A pressão de referência para todos os casos foi ajustada em um (1) atm.

Como condições de contorno, foram fixadas na entrada uma pressão uniforme de um (1) atm e na saída foi utilizada a condição de vazão mássica. Esta escolha tem resultado em soluções robustas e adequadas para o problema no âmbito da ferramenta computacional utilizada e a velocidade na saída, bem como a pressão na saída fazem parte da solução requerida (Ansys CFX - Solver Modeling Guide, 2006). Condições de periodicidade devido à simetria do problema e de paredes sólidas, não atravessadas pelo fluido foram utilizadas.

O resumo das condições de contorno e dos parâmetros de simulação é mostrado na tabela 2:

Tabela 2 - Parâmetros das Simulações/Condições de Contorno

PARÂMETROS DAS SIMULAÇÕES	VALORES/CONDIÇÃO CFX		
	IMPELIDOR (C1)	IMPELIDOR+DIFUSOR (C2)	IMPELIDOR+DIFUSOR (C3)
Domínio da simulação	Canal do conjunto impelidor com medidas reais para as pás	Conjunto impelidor+difusor, um canal	Conjunto impelidor+difusor, um canal
Fluido	Água nas condições padrão	Água nas condições padrão	Água nas condições padrão
Malha	Não estruturada - 90615 elementos	Não estruturada - 90615 elementos p/ impelidor e 148177 elementos p/ o difusor	Não estruturada - 155084 elementos p/ impelidor e 152507 elementos p/ o difusor
Pressão total na entrada (<i>inlet</i>)	1 atm	1 atm	1 atm
Vazão mássica na saída (<i>outlet</i>)	Variável (kg/s)	Variável (kg/s)	Variável (kg/s)
Não escorregamento nas paredes	<i>No slip</i>	<i>No slip</i>	<i>No slip</i>
Modelo de turbulência	$K - \varepsilon$	$K - \varepsilon$	$K - \varepsilon$
Regime de escoamento	Estacionário	Estacionário	Estacionário
Velocidade angular do impelidor	3500 rpm	3500 rpm	3500 rpm
Periodicidade	Superfícies simétricas posicionadas na metade do canal entre duas pás	Superfícies simétricas posicionadas na metade do canal entre duas pás	Superfícies simétricas posicionadas na metade do canal entre duas pás
Paredes	Paredes não atravessadas pelo fluido	Paredes não atravessadas pelo fluido	Paredes não atravessadas pelo fluido
Interface impelidor/difusor	-	Frozen rotor	Frozen rotor

Resultados e Discussão

O gráfico a seguir mostra os resultados obtidos ao se comparar as simulações realizadas com os dados da curva de *Head*xVazão disponibilizada pelo fabricante para as três situações (C1, C2 e C3):

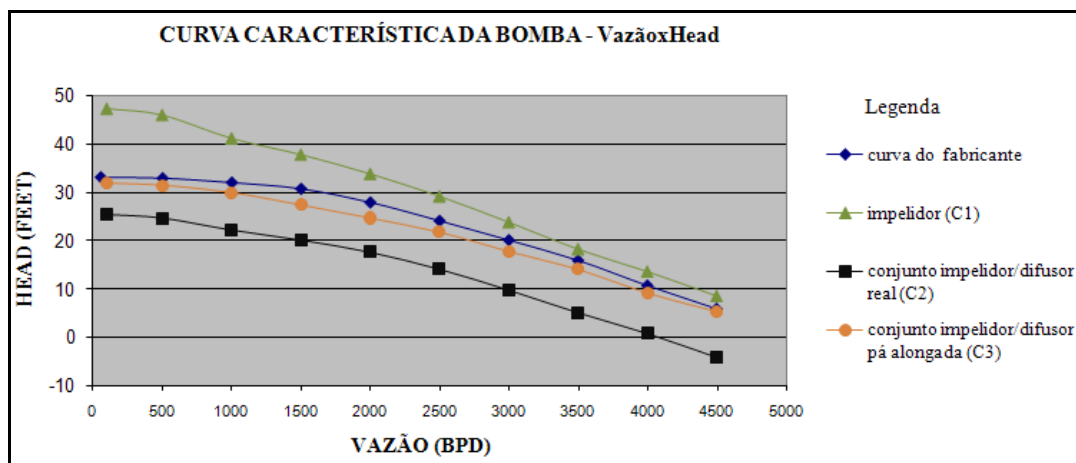


Figura 3 - Gráfico comparativo entre os resultados obtidos nas simulações e a curva do fabricante

As curvas obtidas através do modelo em CFD mostram uma mesma tendência de comportamento para os três casos estudados em relação à curva experimental do fabricante. Para a primeira condição (C1), onde apenas o impelidor é levado em consideração para a análise numérica, percebe-se que para as vazões menores ocorre um aumento excessivo do *Head*. Este fenômeno se deve ao fato da não consideração do estator (difusor) na simulação. A interação entre os dois componentes do estágio da bomba (rotor e estator) deve gerar maiores perdas por fricção, principalmente no caso das vazões mais baixas.

Verifica-se para C2 e C3, as duas condições de difusor acoplado ao impelidor, uma tendência idêntica à curva experimental cedida pelo fabricante. Para a condição C2, apesar do comportamento semelhante ao da curva do fabricante, ocorre uma acentuada perda devido ao acoplamento com o difusor. Tal fato se deve às simplificações geométricas realizadas para permitir o acoplamento entre o difusor e impelidor e por razões físicas e numéricas como problemas de convergência, instabilidades no escoamento e problemas de recirculação. Para superar tais problemas, a condição C3, com o alongamento das pás em quatro (4) mm foi estabelecida, ocasionando resultados coerentes se comparados aos obtidos para a curva de *Head* real.

As figuras a seguir representam os canais de impelidor e difusor para as três (3) condições, para uma vazão próxima à vazão de melhor eficiência ($Q = 2500 \text{ bpd} = 4.60 \text{ kg/s} \cong Q_{bep}$).

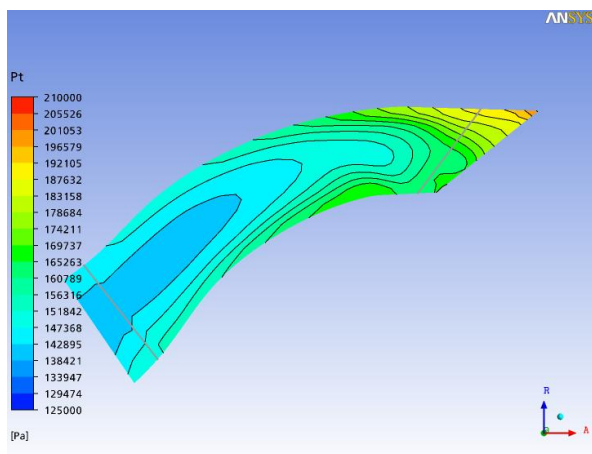


Figura 4 - Pressões no canal do difusor (C2)

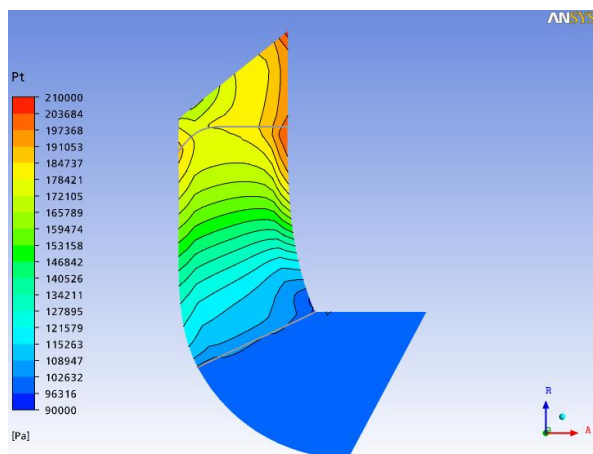


Figura 5 - Pressões no canal do impelidor (C1 e C2)

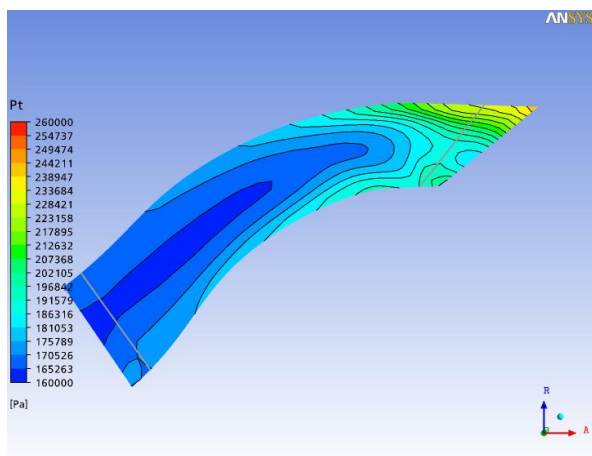


Figura 6 - Pressões no canal do difusor (C3)

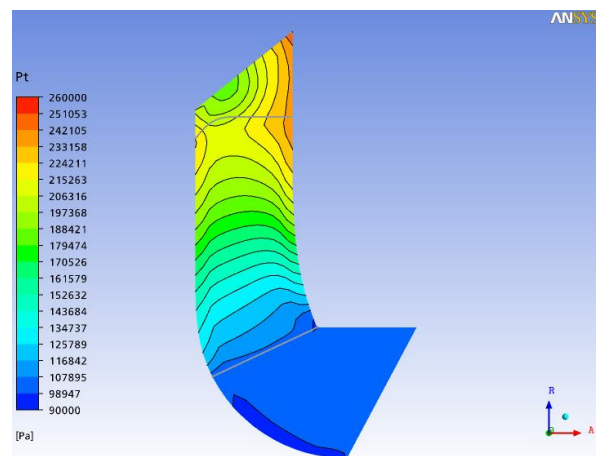


Figura 7 - Pressões no canal do impelidor (C3)

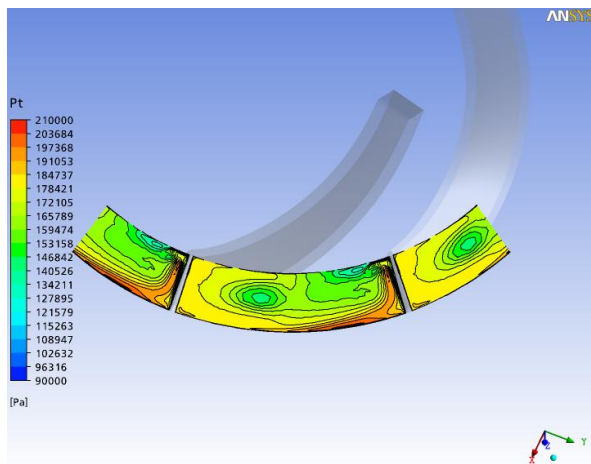


Figura 8 - Pressões na entrada do difusor (C2)

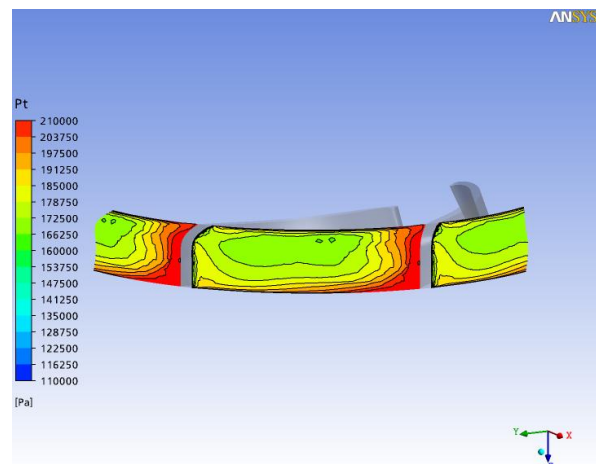


Figura 9 - Pressões na saída do impelidor (C2)

Para as condições C1 e C2 as pressões serão idênticas na saída do canal do impelidor. Para os valores de pressão encontrados na saída do impelidor e na entrada do difusor, nas condições C2 e C3 verifica-se a continuidade dos valores para as pressões na interface entre o difusor e o impelidor, o que comprova a interação entre as duas estruturas: a rotativa (impelidor) e estrutura fixa (o difusor).

Conclusões

Os resultados obtidos com as simulações mostram que o modelo numérico utilizando CFD é adequado para a simulação de uma bomba centrífuga de fluxo misto, apesar das simplificações feitas para o desenvolvimento do modelo geométrico, devido principalmente às restrições impostas pelo programa. As simulações realizadas somente com o impelidor mostram-se coerentes com a bibliografia existente sobre o assunto (Pérez et al. 2006; Caridad & Kenyre) e os valores elevados para o cálculo de *Head* denotam a importância do cálculo das perdas devido ao acoplamento com o difusor, principalmente no caso das vazões mais baixas.

Observando os perfis meridionais do canal do impelidor (Figuras 5 e 7) verifica-se o aumento das pressões em plano sucessivos paralelos, o que comprova a transferência de energia no interior do mesmo, ocasionando na prática, o deslocamento do fluido, produto do movimento rotacional da estrutura. As perdas na saída do impelidor e entrada do difusor (na interface) podem ser observadas nas condições C2 e C3. Para minimizar tais efeitos a condição C3 se apresenta mais adequada para descrever o problema em questão. As condições de contorno de pressão total na entrada e vazão na saída foram adequadas para a convergência do problema. Outro fator a ser comentado é que a utilização de apenas um canal do impelidor e um canal do difusor não afetou de forma negativa as simulações e a utilização do *BladeGen - ANSYS® CFX® 11.0* mostrou ser uma solução adequada na definição da geometria do problema, apesar das simplificações realizadas.

Em próximos trabalhos a utilização de fluidos altamente viscosos nas simulações e a introdução de gás, gerando um escoamento bifásico devem ser estudados para entendimento de problemas envolvendo de perda de eficiência do conjunto BCS e fenômenos como o *gas locking* ou *surging* que podem bloquear a entrada do fluido e danificar os equipamentos do sistema.

Agradecimentos

Este trabalho foi desenvolvido no laboratório de Automação em Petróleo (LAUT/UFRN), com o apoio do Programa de Pós-Graduação em Ciência e Engenharia de Petróleo (PPgCEP/UFRN). Os autores agradecem à equipe envolvida no projeto AUTOPOC/LAUT/UFRN/PETROBRAS e o financiamento da PETROBRAS.

Referências Bibliográficas

ANAGNOSTOPOULUS, J. S. Numerical calculation of the flow in a Centrifugal Pump impeller using cartesian grid. 2nd WSEAS INT. CONFERENCE ON APPLIED AND THEORETICAL MECHANICS, 2006, Veneza, Itália, Proceedings 2nd WSEAS, p. 124-129.

ANSYS CFX Reference Guide, ANSYS CFX Release 11.0. Manual do software, Inc. december, 2006. 934 p.

ANSYS CFX - Solver Modeling Guide, ANSYS CFX Release 11.0. Manual do software, Inc. december, 2006. 566 p.

ASUAJE, M. et al. Numerical modelization of the flow in centrifugal pump: volute influence in velocity and pressure fields, *International Journal of Rotating Machinery*, p. 244-25, 2005

ASUAJE, M. *Methodologie et optimisation dans la conception e l'analyse des performances des turbomachines a fluide incompressible*, (Tese) - L'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers Centre de Paris, Paris, julho 2003.

CARIDAD, J. & KENYRE F. Performance analysis of eletric submersible pumps (ESP) handling two-phase mixtures, Proceedings of ETCE2002, ASME Engineering Technology Conference on Energy, Houston, Texas, 2002.

MALISKA, C. R. *Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional*, 2ª edição, LTC, 2004, Rio de Janeiro.

PÈREZ, J. L., CARRILO L. L., ESPINOZA H. Three-dimensional simulation of the entrance-impeller interaction of a hydraulic disc pump, *Rev. Téc. Ing. Univ. Zulia*, v. 29, n. 1, 2006.

STEPANOFF, A. J. Centrifugal and axial flow pumps, theory, design and application, Malabar, Florida, Krieger Publishing Company, second edition, 1957.

THOMAS, J. E. *Fundamentos da Engenharia de Petróleo*, 2ª edição, Editora Interciência, Rio de Janeiro, RJ, 2001.

VAN ESCH, B. P. M. *Simulation of three-dimensional unsteady flow in hydraulic pumps*, (Tese) - University of Twente, Enschede, Netherlands, 1997.

ZHOU W., ZHAO Z., LEE T.S, WINOTO S.H. Investigation of Flow Through Centrifugal Pump Impellers Using Computational Fluid Dynamics, *International Journal of Rotating Machinery*, 9(1): 49-61, 2003.