

OTIMIZAÇÃO DO DESEMPENHO DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA VIA INTERVENÇÃO ESTRUTURAL INTERNA

Laerte Bessa Martins, laertebessa@hotmail.com¹
Keyll Carlos Ribeiro Martins, kmartins@usp.sc.br¹
Lorenni Evren Matias da Silva, lorennievren@yahoo.com.br¹
João Bosco Coelho, Bosco@ifma.edu.br¹
Ivana Márcia Oliveira Maia, ivana_marcia@hotmail.com¹
Joaquim Teixeira Lopes, teixeira@ifma.edu.br¹

¹Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Maranhão, Av. Getúlio Vargas, nº04 - Monte Castelo.
Cep:65030-005 São Luís/MA

Resumo: *As bombas centrífugas transferem energia mecânica em hidráulica, para isso tem que haver um aumento de pressão na saída da bomba (recalque). Assim, o presente trabalho visa aperfeiçoar a vazão de uma bomba centrífuga mantendo as mesmas condições de acionamento, vazões desejadas pelo sistema, com aplicação de programas de simulação e modelagem computacional, resolvendo o escoamento turbulento da água no interior da bomba e diminuindo de forma considerável os custos com protótipos necessários para alcançar resultados satisfatórios.*

Palavras-chave: *Simulação, modelagem computacional, bombas centrífugas*

1. INTRODUÇÃO

Segundo CLAUDIO MATAIX (1986), máquina hidráulica é aquela que absorve energia de uma classe e transforma em outra classe (um motor elétrico, por exemplo, absorve energia elétrica e restitui em energia mecânica). As máquinas hidráulicas constituem um grupo muito importante chamado máquinas de fluxo (turbomachines) que intercambia energia do fluido de trabalho, mas não varia a massa específica, ou seja, apresenta ρ constante.

Todas as máquinas de fluxo funcionam, teoricamente, segundo os mesmos princípios, o que traz a possibilidade de utilização do mesmo método de cálculo. De fato, esta consideração é plenamente válida apenas quando o fluido de trabalho é um fluido ideal, ou seja, com um líquido perfeito, incompressível, perfeitamente móvel, em cujas moléculas não se verificam forças tangenciais de atrito, isto é, que não possui viscosidade. Não havendo força resistente de atrito interno, as forças exteriores a que o líquido de trabalho é submetido são equilibradas apenas pela força de inércia. Admite-se também que o líquido possua isotropia perfeita, isto é, que suas propriedades características ocorram do mesmo modo, independentemente da direção segundo a qual foram consideradas.

A Bomba Centrífuga tem como base de funcionamento a criação de duas zonas de pressão diferenciadas: uma de baixa pressão (sucção) e outra de alta pressão (recalque). Para que ocorra a formação destas duas zonas distintas de pressão, é necessário existir no interior da bomba a transformação da energia mecânica ao longo do tempo (potência), que é fornecida pelo motor, primeiramente em energia cinética, a qual irá deslocar o fluido, e posteriormente, em maior escala, em energia de pressão, que irá adicionar “carga” ao fluido para que ele vença as alturas de deslocamento.

Para propiciar este funcionamento, existem três partes fundamentais na bomba:

Corpo (carcaça), que envolve o rotor, acondiciona o fluido após coletá-lo do canal de entrada, e direciona o mesmo para a tubulação de recalque; Rotor constitui-se de um disco provido de pás (palhetas) que impulsionam o fluido; Eixo de acionamento, que transmite a força motriz ao qual está acoplado o rotor, causando o movimento rotativo do mesmo. A máquina de fluxo utilizada no desenvolvimento deste trabalho trata-se de uma bomba centrífuga utilizada para bombeamento de água limpa, que apresenta as seguintes características técnicas de acordo com os dados descritos abaixo:

Potência: ½ cv; Diâmetro da Tubulação de Entrada (Sucção): 1 polegada; Diâmetro da Tubulação de Saída (Recalque): ¾ polegada; Pressão Máxima: 22 mca (metros de coluna d’água); Altura de Sucção Máxima: 8 mca; Diâmetro do Rotor: 115 mm; Velocidade de Rotação do Rotor: 3450 rpm.

Na figura 1, tem-se um desenho esquemático do grupo motor-bomba em estudo.

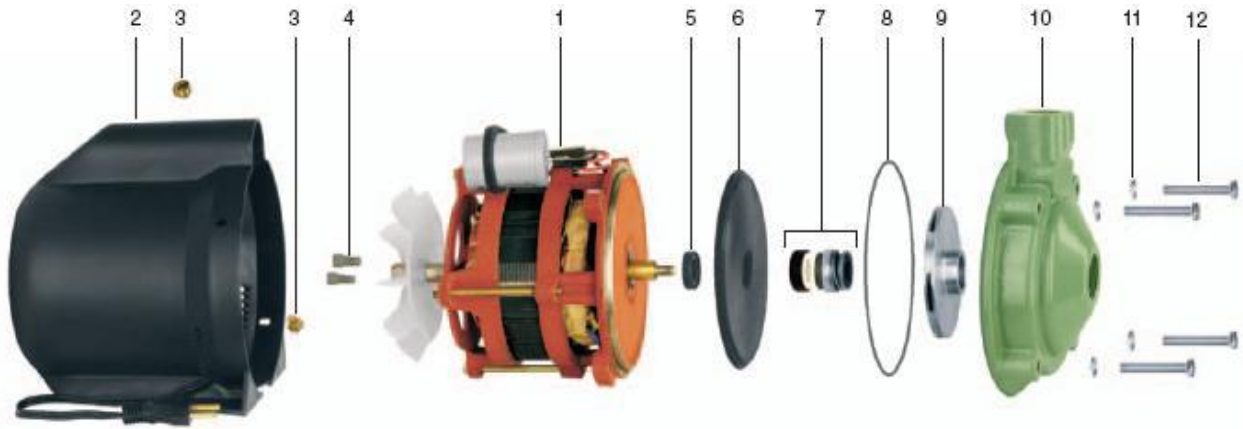


Figura 1 - Componentes da bomba em estudo: motor elétrico 2 pólos, 2- capa com cabo de ligação, 3- parafusos PCPZ M4 x 6, 4- conector, 5- retentor, 6- junta de proteção, 7- selo mecânico, 8- o-ring, 9- rotor, 10- carcaça, 11- arruela de pressão, 12- parafusos ¼ x 2” Fonte: SCHNEIDER, 2009.

A aplicação da equação do momento da quantidade de movimento segundo Fox e McDonald (2001) foi fundamental para simular o domínio girante conforme pressupostos abaixo:

O escoamento é unidimensional (distribuição uniforme de velocidade em qualquer seção); O escoamento será em regime permanente ou permanente em média (escoamento cíclico); Será trabalhado com componente axial, ou seja, a direção considerada é a mesma do eixo de rotação do escoamento. Outro ponto importante para aplicar essa equação em turbomáquinas deve-se ao meio contínuo de escoamento do rotor, assim a equação pode ser aplicada.

$$\sum \left(\vec{r} \times \vec{F} \right) = \int_{sc} \left(\vec{r} \times \vec{V} \right) \cdot \rho \vec{V} \cdot \partial A \quad (1)$$

O lado esquerdo dessa equação representa a soma dos torques externos que atuam sobre o volume de controle e que o membro da direita representa o fluxo líquido e momento da superfície de controle.

A equação vetorial acima é obtida tomando-se um ponto P qualquer do volume de controle onde se encontra a partícula do fluido. Neste ponto a velocidade absoluta da partícula é V, o ponto P' é definido espacialmente pelo vetor posição \vec{r} . A superfície elementar ∂A contém o ponto P'. Sendo assim, a integral total do volume de controle por mostra a passagem dos efeitos total do fluido pelo rotor.

Integrando a equação em um escoamento uniforme entrando e saindo do rotor temos:

$$T = -\dot{m}_1 (r_1 V_{t1}) + \dot{m}_2 (r_2 V_{t2}) \quad (2)$$

Onde T é o torque aplicado ao volume de controle. O sinal negativo é associado com fluxo de massa para dentro do volume de controle e o sinal positivo é associado com fluxo para fora do volume de controle. A taxa de trabalho realizado sobre um rotor de uma turbomáquinas (potência mecânica ou potência de eixo, P) é dada pelo produto escalar da velocidade angular do rotor, ω , pelo torque aplicado T conforme abaixo:

$$P = \omega T_{eixo} = \omega (r_2 V_{t2} - r_1 V_{t1}) \dot{m} \quad (3)$$

Para obter a velocidade na saída do rotor temos que aplicar o método energético, ou seja, obter a equação da energia transferida por uma bomba, por unidade de massa, ao fluido de trabalho que é definido como trabalho específico Y, razão entre a potência na pá, e a vazão mássica. Conhecida como equação fundamental das máquinas de fluxo ou equação de Euler.

$$Y = (u_2 V_{t2} - u_1 V_{t1}) \quad (4)$$

A figura 2 mostra os diagramas de velocidades numa passagem do rotor de uma máquina de fluxo obtida segundo um plano meridiano que passa pelo eixo do rotor e pelo corte segundo um plano perpendicular ao eixo do rotor.

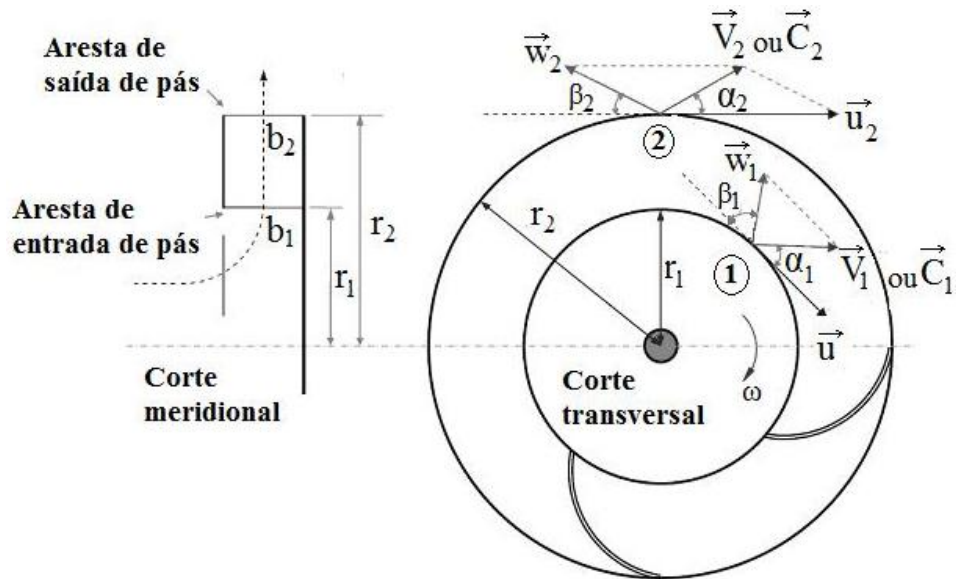


Figura 2 - Escoamento através do rotor de uma máquina de fluxo (bomba). Adaptado de: HENN, 2001.

2. TRIÂNGULO DE VELOCIDADES

A velocidade absoluta da partícula de fluido V será decomposta em duas componentes, uma que é sempre tangente ao filete representativo da trajetória de uma partícula de fluido passando pelo rotor (W) e uma que é sempre à circunferência descrita pelo raio do rotor (u), assim, obtendo o triângulo de velocidade na pressão de saída do rotor conforme figura 3.

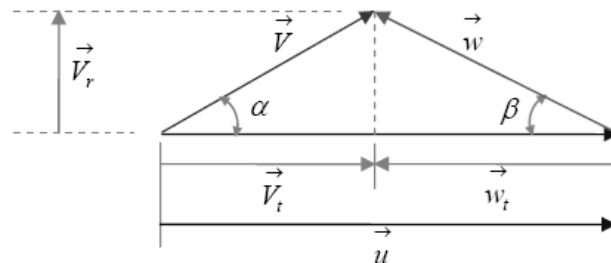


Figura 3 - Triângulo de velocidade no rotor. Fonte: HENN, 2001.

\vec{V}_r = componentes radiais ou também chamadas de meridianas da velocidade relativa e absoluta do fluido;

\vec{V}_t e \vec{w}_t = componentes tangenciais ou também denominadas de periféricas da velocidade absoluta e relativa do fluido. Assim, podemos aplicar as relações trigonométricas para obter a velocidade de saída no rotor de acordo com as considerações abaixo:

$$V_{t1} = 0; \quad (5)$$

$$w_t = Vr \times \cot \beta_2 \quad (6)$$

Conforme triângulo de velocidade a pressão assumirá a configuração conforme figura 3.

$$u_2 = Vt_2 + Wt \quad (7)$$

Substituído as equações (6) e (7) na (4) temos:

$$Y = u_2^2 - u_2 V_r \cot \beta_2 \quad (8)$$

Assim, podemos calcular a velocidade u_2 na saída do rotor corrigida para um ângulo β_2 ;

$$u_2 = \frac{V_r \cot \beta_2}{2} + \left[Y + \left(\frac{V_r \cot \beta_2}{2} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (9)$$

3. SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

Atendendo as condições de operação do domínio em estudo foi desenvolvido um desenho em CAD (computer aided design) da bomba centrífuga conforme especificações do fabricante em 2D. O mesmo foi exportado para software comercial Gambit 2.2.30 para atribuir as especificações das fronteiras, o tipo contínuo (fluido de trabalho) e geração de malha nas faces do domínio girante do tipo triangular oferecido pelo software para desenho em 2D.

O Fluent 6.0 (CFD do inglês Computational Fluid Dynamics) mostrou-se como uma ferramenta essencial para simular o fluxo do fluido dentro da bomba, pois, pode-se identificar rapidamente as áreas de otimização e concentra os exames na pré-validação do melhor desempenho do equipamento. Um ponto fundamental na realização da simulação computacional é a determinação do tipo de regime de trabalho: lamina, transiente e turbulento. De acordo com o fabricante o escoamento do domínio girante é puramente turbulento. O Fluent 6.0 apresentou-se bem versátil quanto a esse regime de trabalho ao disponibilizar o modelo K-épsilon para o fluxo turbulento, ou seja, para altos valores de Reynolds. O K-épsilon é um dos modelos de turbulência mais comum. É um modelo de duas equações, ou seja, que inclui dois equações de transporte adicionais para representar as propriedades escoamentos turbulentos. Isso permite que um modelo de equações que descrevem o efeitos de convecção e difusão de energia turbulenta. Para tanto, foram resolvidas as seguintes equações para o modelo de transporte de fluido K-épsilon:

Para a energia cinética turbulenta, temos:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + P_k + P_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (10)$$

Dissipação de energia é a variável que determina a escala de turbulência. A viscosidade de turbulência é dada pela equação:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (11)$$

Efeito de flutuação:

$$P_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (12)$$

Pr_t é o número de Prandtl turbulento para a energia e G_i é o componente do vetor gravitacional. Para este modelo, o padrão valor de P_b é 0,85. O coeficiente de expansão térmica é definido como:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (13)$$

4. MATERIAIS E MÉTODOS

Para medir a capacidade de elevação da bomba utilizou-se um medidor de pressão (marca, modelo) com faixa de operação até 100 bar. De acordo com especificação do fabricante a exatidão desse equipamento é de $\pm 0,5\%$ de segurança para as medições. A vazão gerada pela bomba foi medida com a passagem do fluido de trabalho através do equipamento na tubulação de recalque, ou seja, tomada de pressão respeitando trechos retos 30 vezes o diâmetro da tubulação de acordo com manual do fabricante. A exatidão do equipamento é de $\pm 0,48\%$ para tubos com diâmetro de 12 a 700 mm.

4.1 Medidas realizadas

Inicialmente, com todos os registros abertos, a bomba é colocada em funcionamento e realizada a calibração do medidor de vazão e do manômetro com os tubos cheios. Faz-se um novo acionamento do sistema esperando alguns

minutos até que o sistema atinja o regime permanente. Com isso parte-se para o fechamento de forma lenta e gradual da válvula de restrição, até que a pressão de saída (recalque) e a lida no medidor de vazão estejam estabilizadas. A pressão no manômetro é dada em bar. Na seqüência, mais alguns instantes são aguardados para nova estabilização do escoamento. Juntamente com o valor da pressão na saída, lê-se a vazão correspondente àquele ponto no medidor de vazão em metros cúbicos por hora. Dessa maneira a experimentação segue até o campo de medição Pressão/Vazão ser totalmente percorrido. Com os dados obtidos até então já é possível traçar-se a curva característica da bomba Pressão x Vazão. Neste gráfico a pressão é transformada para metros de coluna d'água (m.c.a) e a vazão já é dada em metros cúbicos por hora (m³/h).

4.2 Curva característica da turbobomba

A validação da bancada de teste pode ser observada na figura 4, comparando as curvas características do fabricante e a obtida experimentalmente conforme segue no gráfico comparativo abaixo.

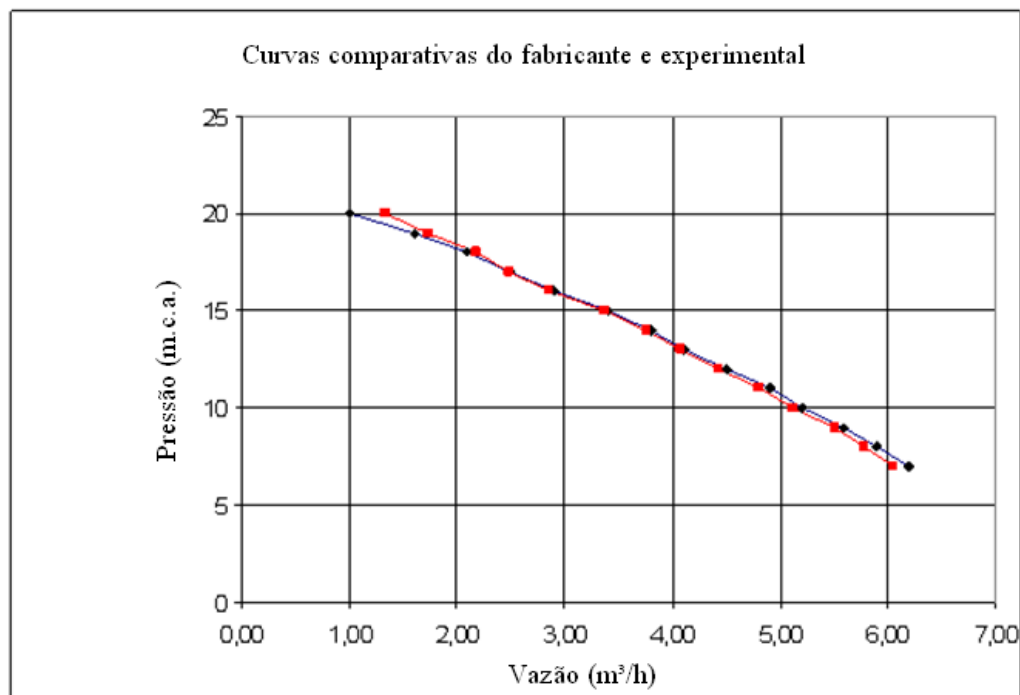


Figura 4 - Gráfico de comparação entre a curva original e a curva experimental: curva experimental em vermelho.

- curva original conforme o fabricante.
- curva experimental.

Conforme mostrado, a curva experimental está quase totalmente sobreposta à curva original. Logo a bancada de medições experimentais pode ser considerada como apta para a realização do presente estudo e, a partir deste momento, apenas a curva experimental é utilizada como referência.

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 Alterações físicas na estrutura da carcaça

Considerando o item anterior, foi realizada uma intervenção na estrutura da carcaça da bomba, ou seja, uma suavização no canto “vivo” da ordem de 76° no ponto de tomada de pressão (recalque) para comprovar os resultados da simulação computacional como pode ser visto no gráfico comparativo da curva característica do fabricante e a obtida experimentalmente após modificações já citadas na figura 5.

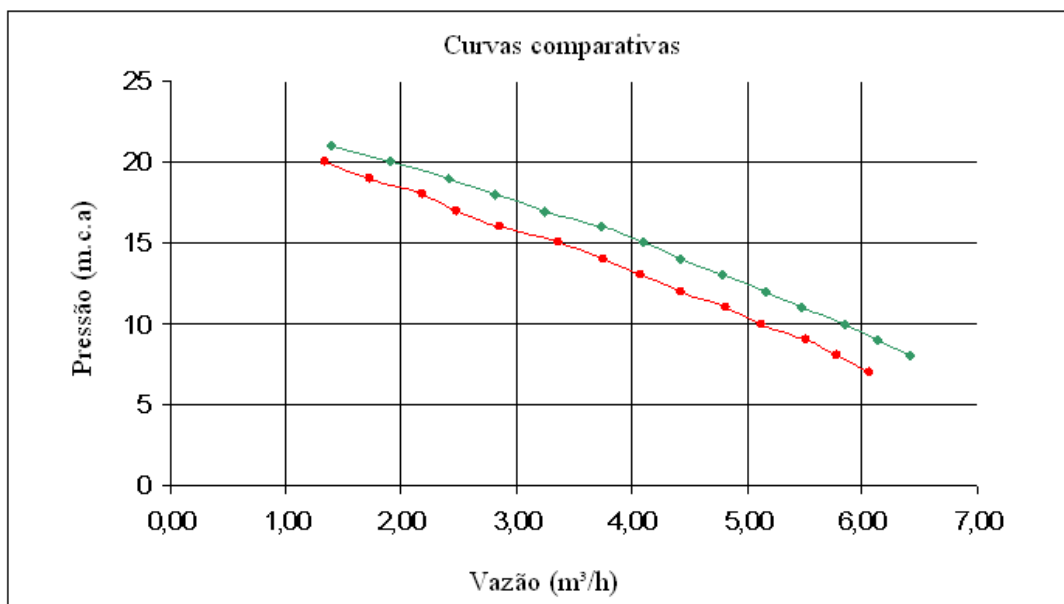


Figura 5 - Comparação das curvas experimentais com o canal de saída modificado.

- - curva experimental.
- - Curva característica com o canal de saída aumentado.

Pela análise dos gráficos anteriores, conclui-se que efetivamente houve melhora no desempenho da bomba, visto que para quaisquer valores de vazão a pressão é sempre superior ou, da mesma forma, para quaisquer valores de pressão a vazão é sempre maior. A intervenção executada na bomba pode ser vista em detalhe nas fotos que seguem na figura 6.



a) b)
 Figura 6 - Carcaça a) antes da intervenção e b) depois da intervenção.

5.2 Análise do escoamento no domínio girante

Com a determinação das variáveis nas equações 13 e 21 podemos chegar a um valor de V_r é igual a 0,95 m / s na saída do rotor (normal ao plano da superfície de saída do rotor) e uma velocidade tangencial sobre o rotor de aproximadamente 15,14 m / s. Portanto, o vetor velocidade resultante do líquido em relação às necessidades de

habitação do rotor de saída pode ser expressa em termos de seus componentes. A simulação computacional mostrou uma zona de baixa pressão no ponto de tomada de pressão (recalque) devido perda de carga seguida de uma forte recirculação no domínio em estudo conforme figura 6. Outro ponto que merece atenção é o canal de saída da bomba e a junção com a tubulação onde existe perturbação no escoamento.

Aproximando a região de tomada de pressão pode-se observa em detalhes a zona de recirculação. Outro ponto que merece atenção é o canal de saída da bomba e a junção com a tubulação onde existe perturbação no escoamento de acordo com a figura 7.

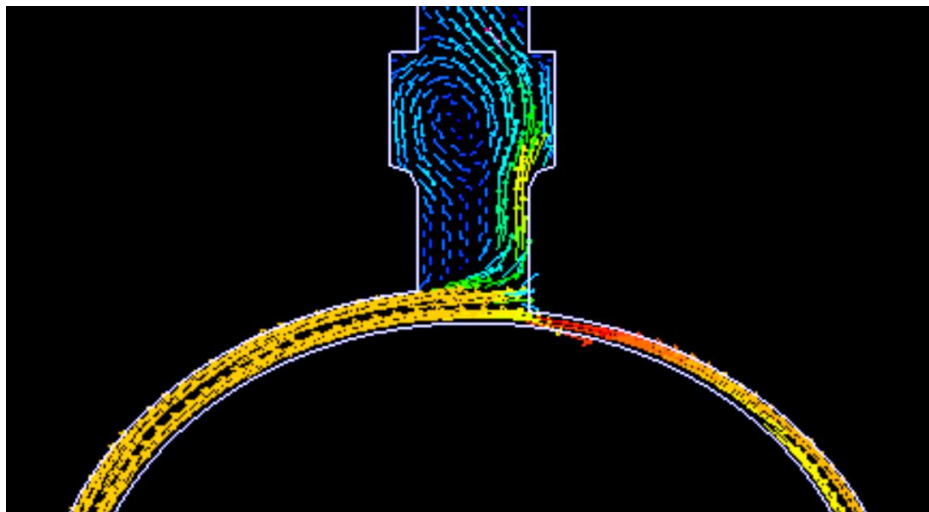


Figura 7 - Aproximação do vetor velocidade no interior da bomba

5.3 Alterações estruturais na geometria

Com base nos ponto de perda de energia na região de recalque podem-se realizar mudanças geométricas no desenho utilizado na simulação computacional a fim de aumentar a eficiência da bomba, ou seja, aumentar a vazão do equipamento conforme condições de trabalho já mencionados. Desta forma foi suavizado o canto “vivo” na tomada de pressão na carcaça da bomba e realizado uma nova simulação como pode ser visto na figura 19 mantendo as mesmas dimensões nos demais limites de contorno.

Com as alterações na geometria do domínio em estudo podemos observar um aumento energético no ponto de tomada de pressão. Esse resultado é primordial para qualificar a melhoria na estrutura da bomba de acordo com as condições de acionamento já citadas nesse trabalho.

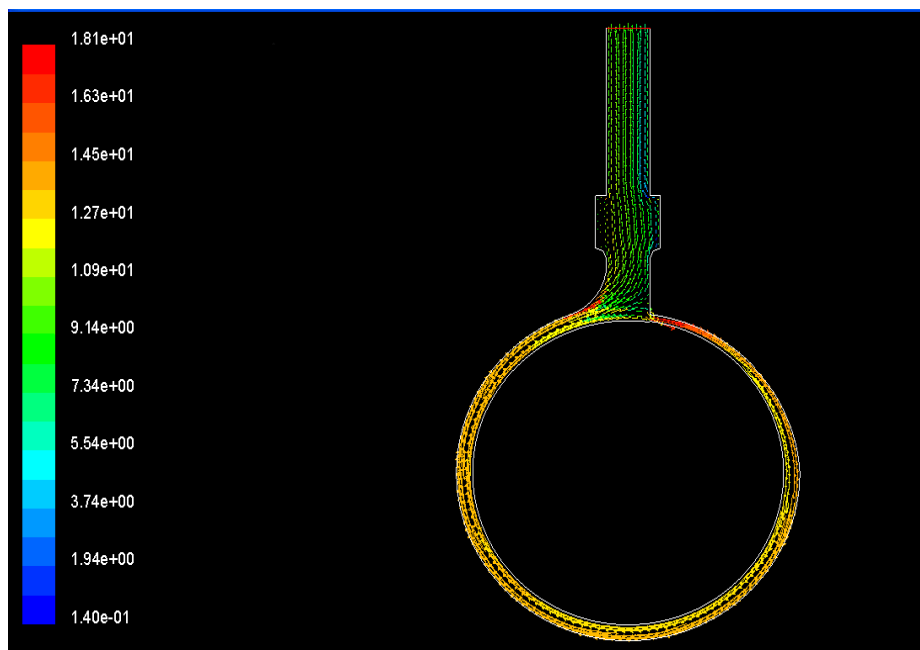


Figura 8 - Escoamento no interior do domínio em estudo

A simulação mostra uma melhora no escoamento do fluido na entrada do recalque ao eliminar o vórtice (rotação em torno de um centro) como mostra a

figura 8, que causava uma redução na taxa de velocidade. Isso pode ser visto pelos vetores velocidades representado nesta visualização.

6. CONCLUSÃO

A análise teórico-experimental do escoamento no interior da bomba centrífuga teve sucesso, de modo que efetivamente obteve-se uma importante melhora no seu desempenho. Tal fato é comprovado comparando-se as curvas características antes e após a intervenção em sua geometria interna. Deve-se salientar ainda que a simulação cumpriu com os pressupostos de diminuir custos com protótipos e obter de forma rápida e objetivos as modificações necessárias para obter melhora no desempenho do equipamento em estudo.

Finalmente é importante observar que este trabalho ainda tem muito a ser explorado. Cita-se como seqüência de estudo um aprofundamento da simulação numérica tentando-se resolver o problema com o uso do domínio rotativo do rotor, além de um maior enfoque nos métodos experimentais para obter-se, por exemplo, curvas de potência e rendimento.

7. REFERÊNCIAS

- Bordalo, S.N., Ferziger, J.H. and Kline, S.J., 1989, "The Development of Zonal Models for Turbulence", Proceedings of the 10th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Vol. 1, Rio de Janeiro, Brazil, pp. 41-44.
- Clark, J.A., 1986, Private Communication, University of Michigan, Ann Harbor.
- Coimbra, A.L., 1978, "Lessons of Continuum Mechanics", Ed. Edgard Blücher, São Paulo, Brazil, 428 p.
- Lee, Y.B., 2003, "Studies on the growth of the frost layer based on heat and mass transfer through porous media", Ph.D. thesis, Seoul National University, Seoul.
- Soviero, P.A.O. and Lavagna, L.G.M., 1997, "A Numerical Model for Thin Airfoils in Unsteady Motion", RBCM- J. of the Brazilian Soc. Mechanical Sciences, Vol. 19, No. 3, pp. 332-340.
- Sparrow, E.M., 1980, "Forced Convection Heat Transfer in a Duct Having Spanwise-Periodic Rectangular Protuberances", Numerical Heat Transfer, Vol. 3, pp. 149-167.
- Mataix, Claudio. Y Fluid Mechanics Hydraulic Machines, 2nd ed. Madrid: Castillo, 1986. FOX, R. W. McDONALD, A. T. Introduction to Fluid Mechanics. 5.ed. Rio de Janeiro: LTC, 2001.
- Schiozer, Dayr. Fluid Mechanics. 2 ed. São Paulo: Ed LTC, p. 3-4. Epaminondas Pio Correia Lima, mechanics Pumps, 2nd edition, Rio de Janeiro: Interciencia, 2003. Edson Ezequiel de Mattos and Reinaldo de Falco, Industrial Pumps - 2nd. ed. - Rio de Janeiro: Interciencia, 1998.
- SCHNEIDER. CATALOG CHARACTERISTIC CURVES. Available at: Accessed: 15 fev. 2009.
- SCHNEIDER. CATALOG DIMENSIONAL. Available at: Accessed: 15 fev. 2009. Delmee, JAY L. Probability and Statistics for Engineering and Sciences. 6d. São Paulo: Pioneer Thomson Learning, 2006. VIANA, A.N.C. Behavior of pumps as hydraulic turbines. 1987. 125 f Dissertation (Master in Mechanical Engineering).

8. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

PERFORMANCE ANALYSIS OF A PUMP STRUCTURAL HANGES VIA CENTRIFUGE ANCLOSURE

CON10-2233

Abstract: Centrifugal pumps convert mechanical energy into hydraulic, therefore it has to be an increased pressure at the pump outlet (pumping). Thus, this paper aims to improve the flow of a centrifugal pump unchanged conditions of activation, flow rates desired by the system, and application of simulation programs and computer modeling, solving the turbulent flow of water inside the pump and decreasing significantly prototyping costs necessary to achieve satisfactory results.

Key-words: Simulation, computer modeling, centrifugal pumps