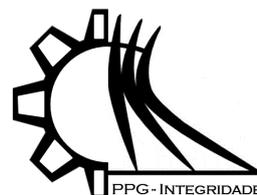




ISSN 2447-6102



Article

## Formulação RANS Aplicada ao Escoamento Monofásico e Bifásico em uma Bomba Centrífuga

Nunes, G. G.S.<sup>1</sup> and Goulart, J.N.V.<sup>2,\*</sup>

<sup>1</sup> Grupo de Mecânica Experimental e Computacional - GMEC; gabi\_godoi10@hotmail.com

<sup>2</sup> Grupo de Mecânica Experimental e Computacional - GMEC; jvaz@unb.br

\* Correspondente jvaz@unb.br; Grupo de Mecânica Experimental e Computacional - GMEC. Universidade de Brasília. PO box 8114, Gama, DF. 72.405-610, Brasil

Received: 20/08/2020; Accepted: 01/09/2020; Published: 02/09/2020

**Resumo.** Neste trabalho a formulação RANS é aplicada à simulação do escoamento turbulento no interior de bomba centrífuga, para ambos os escoamentos, mono e bi-fásico. O principal objetivo é determinar as curvas de potência e eficiência da máquina para diferentes velocidades angulares, para ambos tipos de escoamento monofásico e bifásico. O caso é moldado pelo software *Ansys CFX*, adotando o modelo de turbulência *k- $\omega$  SST* e o modelo Rayleigh-Plesset para crescimento de bolhas de cavitação. Na primeira etapa foram avaliadas as curvas de altura manométrica e rendimento para três diferentes rotações, 1250, 1500 e 2000 RPM, impondo fluxo mássico na entrada do domínio computacional. Para a simulação bifásica foram prescritos na entrada do domínio mistura de água/vapor a 25°C, para analisar numericamente o comportamento das curvas de NPSH da máquina para diferentes rotações, através da imposição de fluxo mássico na entrada e pressão prescrita na saída. Como principais resultados a quantidade de vapor de água, no interior da máquina, aumentou com o aumento da rotação. O valor de NPSH requerido simulado foi comparado com as soluções disponíveis na literatura, através do fator de Thoma,  $\sigma$ . Apesar de um certo espalhamento dos dados o fator de Thoma mostrou-se na forma  $\sigma = C nq^{4/3}$ , sendo C uma constante e  $nq$  a rotação específica da máquina.

**Palavras chave:** Simulação numérica. Curvas características. Escoamento multifásico. Bomba centrífuga. Cavitação. NPSH.

## Reynolds Average Navier-Stokes Formulation Applied to Single and Two-phase Flows in a Centrifugal Pump

**Abstract.** In this work numerical simulation of single and bi-phase flows are carried out in a centrifugal pump. The main goal is to simulate both head and the efficiency curves for different angular velocities face single and two phase flows. To achieve such goals commercial *Ansys CFX* platform was employed. The physical model was discretized into finite volumes and the turbulence model employed was *k- $\omega$  SST* along with Rayleigh-Plesset to model the bubble increasing for cavitation modelling. At the first stage both head and the efficiency curves were simulated under single phase flow for three different angular velocities, 1250, 1500 and 2000 RPM. In sequence bi-phase flow was prescribed at the pump inlet to analyse the same head and efficiency curves under the light of the vapour/liquid mixture. During the simulation only liquid and/or vapour water, at 25°C were employed. As the main results the vapour-water was seen to increase as the leading to a head decrease in comparison with the single phase flow, does not matter which the angular velocity prescribed. The required NPSH was then computed and compared with the based on the open literature formula, through the Thoma factor,  $\sigma$ . Despite of the certain scattering of the data the Thoma factor was found to be fitted by exponential curve as  $\sigma = C nq^{4/3}$ , being C the constant and  $nq$  the specific pump rotation.

**Key words:** Numerical simulation. Head Curves. Multiphase flow. Centrifugal pump. Cavitation. NPSH.



## 1. Introdução

Um sistema mecânico capaz de transferir energia de trabalho de eixo para um fluido sob forma de energia de pressão e cinética, e também capaz de receber energia potencial, cinética e de pressão de um fluido para transformar em energia mecânica em forma de trabalho de eixo é denominada máquina de fluido. Suas aplicações estão presentes nos mais diversos setores como equipamento de sistemas elevatórios (Henn, 2006). As máquinas de fluido são responsáveis pela extração de petróleo, pelo bombeamento de água para refrigerar reatores nucleares, pela irrigação no setor agrícola, no simples abastecimento de prédios e residenciais, dentre outras. São consideradas máquinas de fluxo também ventiladores, turbinas eólicas, bombas centrífugas, sistemas de pistão entre outros.

Fatores como erro de projeto com uso de ângulos de pá inferiores ao ideal, operação em rotações diferentes à ideal e variação na temperatura do fluido de trabalho comprometem o rendimento da máquina, podendo acarretar até no surgimento do fenômeno de cavitação no escoamento. Em bombas centrífugas o fenômeno ocorre com a redução da pressão absoluta na entrada do rotor para valores abaixo da pressão de vapor, podendo ser devido à erro de projeto de máquina ou por fatores externo como temperatura do fluido (Ding, 2018). A queda no valor de pressão absoluta ocasiona o surgimento e crescimento de bolhas de vapor regiões próximas às paredes ou às impurezas presentes no líquido (Macintyre, 1997). Pelo escoamento, as bolhas surgem na região de entrada e são levadas à região de saída, onde a pressão é mais alta, na qual o gás volta a se condensar. A alteração no estado as bolhas, geram uma perturbação no fluido, a qual atinge as paredes do rotor com velocidades comparadas à velocidade do som na água (Henn, 2006). A repetitividade deste impacto desgasta o rotor provocando erosões que, à longo prazo, podem perfurar o impelidor, além de comprometer a estrutura com excessivas vibrações, erosões, ruídos, sobrecarga do motor e diminuição da capacidade de elevação do fluido (Jeanty et. al., 2009).

Tendo em vista os possíveis danos causados pela cavitação a qual se remete à operação da bomba centrífuga fora dos pontos ideais de projeto, é de grande importância quantificar o fenômeno, afim de prever as condições do escoamento que alteram seu perfeito funcionamento. Utiliza-se então o fator de Thoma ( $\sigma$ ), denominado também coeficiente de cavitação, quantifica a resistência do escoamento à formação de cavitação. Dessa forma, quanto maior o coeficiente de cavitação, menor será a chance de surgência do fenômeno de cavitação.

O coeficiente de cavitação ( $\sigma$ ) é obtido por:

$$\sigma = \frac{P_{entrada} - P_{vapor}}{\frac{1}{2} \rho U^2} \quad (1)$$

Porém afim de caracterizar o coeficiente por parâmetros do escoamento, o mesmo pode ser calculado pela Eq. (2).

$$\sigma = c * nq^{\frac{4}{3}} \quad (2)$$

Onde  $c$  é uma constante definida pelo tipo de bomba utilizada,  $nq$  é a velocidade específica do escoamento, sendo função de propriedades como velocidade de rotação da máquina ( $n$ ), vazão ( $Q$ ) e altura manométrica ( $H_{manométrico}$ ).

$$nq = \frac{n\sqrt{Q}}{H_{manométrico}^{\frac{3}{4}}} \quad (3)$$

Paralelamente ao coeficiente de cavitação, têm-se o Net Positive Suction Head (NPSH). O NPSH requerido quantifica a energia necessária ao fluido para que o mesmo seja elevado, sob um escoamento sem incidência do fenômeno de cavitação. Enquanto a energia potencial fornecida pelo sistema, pode ser caracterizado pelo NPSH disponível. O NPSH requerido é calculado pela variação do termo de pressão junto ao termo de velocidade cinética (Eq. 4)

$$NPSH_{requerido} = \frac{P_{entrada} - P_{vapor}}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} \quad (4)$$

onde  $P_{entrada}$  é a pressão da entrada do rotor, a qual é variada,  $P_{vapor}$  é um valor constante da pressão de vapor do fluido água e  $V$  é a velocidade absoluta do fluido.

O termo de pressão pode ser contraído, obtendo-se a Eq. (5):

$$NPSH_{requerido} = \Delta H + \frac{V^2}{2g} \quad (5)$$

Onde  $\Delta H$  é relacionado ao coeficiente de cavitação pela Eq. (6)

$$\Delta H = \sigma^* H_{manométrico} \quad (6)$$

Segundo (Abdulaziz e Kotb, 2015), a pressão interna ao rotor quando reduzida gradualmente propicia o surgimento de cavitação do fluido (cavitação incipiente). No ponto em que o NPSH disponível se iguala ao NPSH requerido, a pressão no interior do escoamento está abaixo da pressão de saturação, implicando na queda de 3% no fator de altura de elevação. Dessa forma, até que a cavitação seja percebida pela variação no rendimento da máquina, a cavitação já está estabelecida (Schiavello e Visser, 2009). Quando o fluido atinge a pressão de vapor, o rendimento é reduzido abruptamente pelo estágio de cavitação plena. Graficamente a perda em 3% de altura manométrica é caracterizada por uma queda súbita da curva em relação ao valor de NPSH, quando em vazão e velocidade de rotação constantes.

## 2. Equações Governantes e Condições de Contorno

### 2.1. Equações Governantes

Para um escoamento incompressível e estacionário as equações de balanço de massa e quantidade de movimento são:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (7)$$

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i u_j} \right) \quad (8)$$

O termo  $-\rho \overline{u_i u_j}$  é tensor de Reynolds e é modelado através da ideia de Boussinesq, relacionando a tensão turbulenta a taxa de deformação  $S_{ij}$  e a viscosidade turbulenta,  $\nu_t$ .

Assim, a Eq. 8, torna-se:

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (9)$$

A difusividade adicional causada pelo problema de fechamento da turbulência é modelada, nesse trabalho, pelo modelo  $k-\omega$  SST, descrito por Menter, 1994.

A cavitação refere-se ao processo de formação de vapor de água em regiões de baixa pressão. A cavitação pode ocorrer em uma grande variedade de aplicações, tal como no extradorso de perfis aerodinâmicos, em hélices de barcos ou lanchas, em bombas hidráulicas ou turbinas. No caso de bombas hidráulicas, a região de sucção é mais preocupante, visto que se trabalha com baixas pressões. Assim, uma equação que possa descrever o crescimento de bolhas de vapor em uma região bifásica deve ser considerada para a simulação de cavitação em máquinas de fluxo. A equação de Rayleigh-Plesset governa a taxa de geração de vapor, através de equações que governam o crescimento da bolha de vapor em um dado meio, Eq. 10.

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left( \frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho R_B} = \frac{P_v - P_{(x,y,z,t)}}{\rho} \quad (10)$$

Na Eq. 10  $R_B$  é o raio da bolha de vapor,  $t$ , é o tempo,  $\rho$  é a massa específica do fluido em seu estado líquido e  $P(x, y, z, t)$  é o campo de pressão simulado no interior da máquina. Como constantes da equação estão os valores da pressão de vapor,  $P_v$ , que depende da temperatura do escoamento. Nesse caso a pressão de vapor é de 3,20 kPa para  $T = 25^\circ\text{C}$ . Outra constante é o coeficiente de tensão superficial entre o líquido e o vapor,  $\sigma$ . Essa foi mantida constante, valendo 0,0717.

O tratamento numérico dado a Eq. (10) no pacote ANSYS CFX desconsidera os termos de segunda ordem da equação, bem como o coeficiente de tensão superficial líquido/vapor.

## 2.2. Condições de contorno para as Análises mono e bifásicas

Para análise monofásica, é adotada como fluido de trabalho água à  $25^\circ\text{C}$ , com massa específica ( $\rho$ ) e viscosidade dinâmica ( $\mu$ ) sendo respectivamente  $1000\text{kg/m}^3$  e  $0,001\text{Pa}\cdot\text{s}$ . A pressão de saída é prescrita constante igual à 500 kPa. A vazão volumétrica, por sua vez, é variada de  $0,107\text{ m}^3/\text{s}$  a  $0,025\text{ m}^3/\text{s}$ . Para simulação de cavitação em problema bifásico, é adotado como fluido de trabalho água e vapor de água, ambos à  $25^\circ\text{C}$ , com título de 100% e 0%, respectivamente. A vazão volumétrica na região de entrada é mantida fixa e igual à vazão referente ao ponto de melhor rendimento da máquina em cada rotação (Lima, 2015). Enquanto a pressão de saída é reduzida gradativamente de 500 kPa a 100 kPa, gradativamente a fim de se obter a redução no valor de altura manométrica em 3%, em relação ao seu valor não cavitado. Segundo Abdulaziz e Kotb (2015), a queda em 3% do valor da altura manométrica implica na formação, desprendimento e colapso de bolhas de vapor causados pela cavitação no interior da máquina, tendo em vista que a erosão causada pela cavitação ocorre pelo choque de onda de energia formada pelo colapso das bolhas nas pás do rotor (Henn, 2006).

## 3. Modelagem Física do Problema

O domínio computacional adotado foi de um quinto de rotor centrífugo de 5 pás e diâmetros internos ( $D_i$ ) e externo ( $D_e$ ) de 70 mm e 140 mm, respectivamente. As larguras de pá são uniformes iguais à 23 mm, e os ângulos de entrada e saída de pá são, respectivamente,  $\beta_i$  e  $\beta_e$  igual a  $20,5^\circ$  e  $41,5^\circ$ . Afim de garantir a equivalência à simulação total do rotor é aplicada condição de periodicidade rotacional nas faces ABCD (Fig. 1). As regiões de entrada e saída são dadas respectivamente por E e F (Fig. 1).

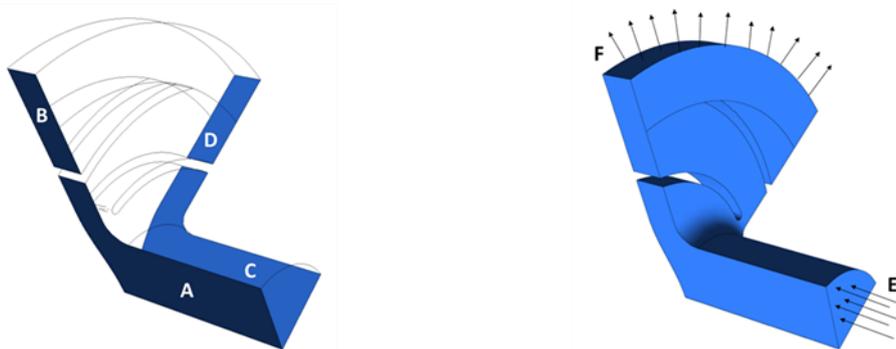


Figura 1. Domínio computacional

Como condição de contorno geral ao caso, foram aplicadas condição de não deslizamento às pás e intensidade de turbulência no fluido na região de entrada igual à 5%.

## 4. Resultados

### 4.1. Simulação das curvas de Altura manométrica e rendimento para o escoamento monofásico

Na Fig. 2 (a até c) são mostradas as curvas de altura manométrica ( $H_{man}$ ) e rendimento ( $\eta$ ) para três valores de rotação das máquinas,  $\omega = 1250, 1500$  e  $2000$  rpm.

A vazão volumétrica,  $Q$ , depende da área do rotor, bem como da componente  $V_n$  normal à superfície de entrada, assim:

$$Q = V_n A \quad (11)$$

A altura manométrica é expressa pela razão entre a variação de pressão na entrada e saída do impelidor e o produto entre a massa específica do fluido de trabalho,  $\rho$  e a gravidade  $g$ .

$$H_{man} = \frac{P_s - P_e}{\rho g} \quad (12)$$

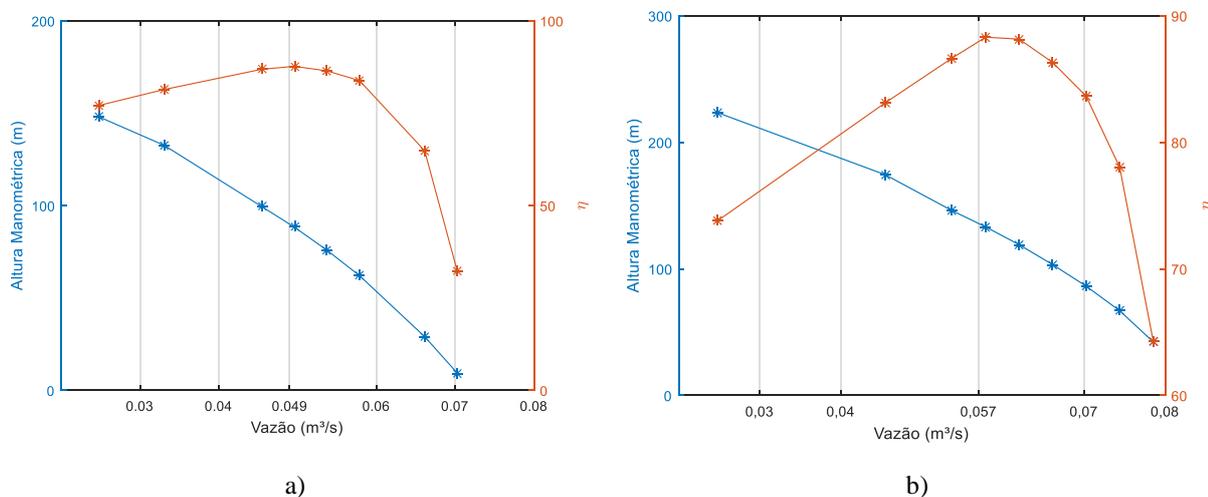
Onde  $P_e$  é a pressão de entrada e  $P_s$  é a pressão prescrita na saída de  $500$  kPa, para todos os casos simulados nessa etapa.

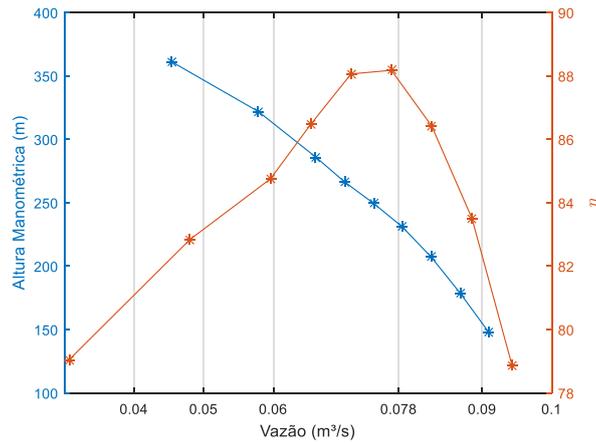
Junto à curva de altura manométrica, é mostrada a curva de rendimento da máquina,  $\eta$ , também em função da vazão para cada rotação. O rendimento é calculado como sendo a razão entre a potência líquida dada ao fluido,  $Q(P_s - P_e)$  e a potência consumida pela máquina,  $\omega * T$ .

$$\eta = \frac{Q * \Delta P}{\omega * T} \quad (13)$$

Onde  $Q$  é a vazão de operação dada em  $m^3/s$ ,  $\Delta P$  é a variação de pressão na entrada e saída do rotor ( $P_s - P_e$ ),  $\omega$  é a velocidade de rotação em rad/s e  $T$  é o torque da máquina dado em Nm.

Todas as curvas mostram que a medida que a vazão aumenta, a energia cinética cresce, levando a queda da energia de pressão. Assim, as curvas decrescentes de pressão com o aumento da vazão são observadas em todas as simulações. Essas curvas são típicas de máquinas centrífugas. Esses dados são qualitativamente comparados com os trabalhos de Coelho (2016), Lima (2015), Ding et al. (2011), Dario et. al. (2018), Macintyre (1997), Henn (2006), exibindo boa concordância. Ao avaliar-se as curvas de rendimento,  $\eta$ , essas também são tipicamente encontradas em bombas centrífugas com concavidade para baixo, exibindo um valor único de rendimento máximo. Na linha de rendimento máximo encontra-se o ponto de projeto da máquina,  $Q_p$  e  $H_p$ . As vazões de projeto respectivamente para as rotações de  $1250, 1500$  e  $2000$  rpm são iguais à  $0,049 m^3/s, 0,057 m^3/s$  e  $0,078 m^3/s$ , crescendo de forma linear com o aumento da velocidade de rotação do rotor.





(c)

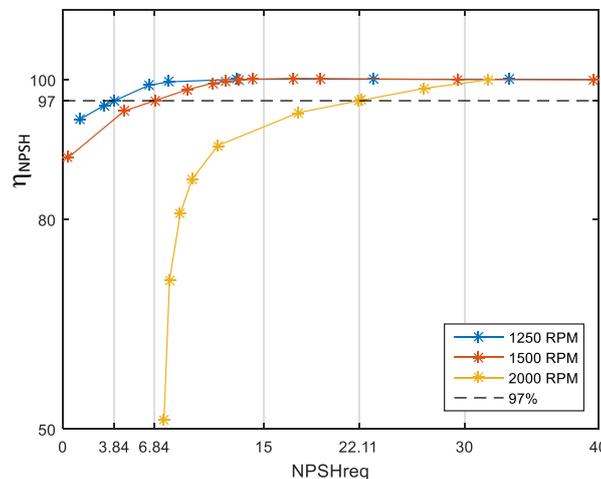
**Figura 2** – Curvas de altura manométrica e rendimento como função da vazão volumétrica. a) 1250 rpm. b) 1500 rpm. c) 2000 rpm

4.2. Simulação das curvas de NPSH: análise bifásica

Segundo Coelho, 2006, a análise de cavitação deve ser feita no ponto ótimo de operação da máquina, ou seja no seu ponto de vazão e altura manométrica de melhor rendimento,  $Q_p$  e  $H_p$ . Assim, para as simulações envolvendo cavitação foi mantida a vazão de projeto da máquina em  $Q_p$  enquanto a pressão relativa é reduzida gradualmente na saída. Por consequência as pressões de entrada e saída diminuem, propiciando um decaimento da altura manométrica da máquina fomentada pela surgência da cavitação. Uma nova relação de altura manométrica é então calculada, relacionando a altura manométrica bifásica  $H_{man-Bi}$  e a altura manométrica ótima,  $H_p$ . É importante notar que enquanto a pressão na saída não baixar a níveis suficientemente baixo para que haja a surgência de cavitação a relação entre as duas alturas manométricas,  $H_{man-Bi}/H_p$  será a unidade. Dessa forma pode-se definir uma nova escala de rendimento,

$$\eta_{NPSH} = \frac{H_{man-Bi}}{H_p} * 100 \tag{14}$$

Na Fig. 3 é mostrado o valor do  $\eta_{NPSH}$  como função do NPSH requerido ( $NPSH_{req}$ ) da máquina, calculado pela Eq. (4). Assim, o  $NPSH_{req}$  da máquina em suas diferentes rotações será, segundo (Bakir et. al., 2004), (Schiavello e Visser, 2009) e (Freaddy et. al., 2009), identificado no ponto em que  $\eta_{NPSH} \leq 97\%$ .



**Figura 3** – Rendimento como função do  $NPSH_{req}$  para diferentes rotações

É observada que para todas as curvas, mesmo sobre diferentes rotações, foi mantido o comportamento característico das curvas de cavitação. Para rotação de 2000 rpm, este percentual é atingido em  $NPSH_{req} = 22,11$  m. Enquanto para rotações mais baixas, esse valor encontra-se em 6,84 e 3,84 metros, para as velocidades rotacional de 1500 e 1250 rpm respectivamente. O aumento do  $NPSH_{req}$  em função do aumento da rotação indica a necessidade de uma maior energia disponível na entrada da máquina para que essa não cavite. Dessa forma um maior valor de  $NPSH_{req}$  implica em um escoamento com maior susceptibilidade à cavitação, tendo em vista que para inibição do fenômeno é necessário que o NPSH disponível ( $NPSH_{disp}$ ) seja superior ao  $NPSH_{req}$ .

#### 4.3. O Fator de Thoma - $\sigma$

O fator de Thoma, definido pela Eq. (2). Quando rearranjado junto à Eq. (6), obtêm-se a seguinte relação:

$$\sigma = \frac{\Delta H}{H_p} = C nq^{4/3} \quad (15)$$

onde C é uma constante, e é definido por Macintyre (1997) como função do tipo de bomba utilizada, sugerindo a seguinte distribuição para bombas centrífugas, helicoidais e axiais (Tab. 1).

**Tabela 1** – Constante, C, para diferentes tipos de bombas

C	
0,0011	Bombas centrífugas radiais, lentas e normais
0,0013	Bombas helicoidais e helico-axiais
0,0015	Bombas axiais

Assim, pela Eq. 15 rearranjada, pode ser então calculada pela razão entre o fator de Thoma e o número de rotações específicas,  $nq$ . Como não há solução experimental do trabalho realizado os autores calcularam essa constante para validação do estudo. A Tabela 2 mostra os valores para as diferentes rotações.

**Tabela 2** – Cláculo da Constante C para cada uma das rotações

$\omega$ - RPM	Constante - C
1250	0,0011
1500	0,0017
2000	0,0035

Os coeficientes encontrados, apesar de apresentarem dispersão, estão dentro do preconizado pela literatura. Onde para velocidade de 1250 RPM, o resultado obtido é o mesmo definido por Macintyre, 1997 para bombas centrífugas radiais, lentas e normais.

## 5. Conclusões

O presente trabalho teve por objetivo simular as curvas características de um quinto de rotor de bomba centrífuga, bem como o valor de  $NPSH_{requerido}$  em cada situação. As simulações foram feitas para três diferentes velocidades de rotação. A turbulência foi modelada através do modelo  $k-\omega$ -SST, considerando um problema estacionário e incompressível, tendo água à 25°C como fluido de trabalho. Na segunda etapa foram construídas curvas de cavitação para cada rotação. Nessa etapa do trabalho foi considerado um problema bifásico tendo água/vapor de água como fluido de trabalho. Todos os casos foram simulados em uma plataforma comercial de volumes finitos utilizando o pacote ANSYS – CFX V13.

Os resultados monofásicos evidenciam a paridade dos valores de vazão e altura manométrica com o aumento da velocidade de rotação do escoamento. A variação positiva dos pontos de projeto é de acordo com o abordado por Dario et. al. (2018), Coelho (2016), Lima (2015) e Ding et al. (2011).

Quando em escoamento bifásico, o aumento da rotação implica no aumento da energia requerida ( $NPSH_{req}$ ) para a não ocorrência da cavitação. Assim, caso não haja grande energia disponível ( $NPSH_{disp}$ ) na entrada da máquina, o surgimento do fenômeno de cavitação é facilitado. A cavitação altera o funcionamento da máquina hidráulica reduzindo sua eficiência e causando erosões nas pás e danos estruturais, acarretando em novas perdas de pressão e estabelecendo a cavitação plena da bomba.

O aumento do  $NPSH_{req}$  em função do aumento da velocidade específica é proporcional à relação entre o coeficiente de cavitação e o coeficiente de altura manométrica. Dessa forma, encontra-se em concordância com os resultados obtidos por Rakibuzzaman et. al. (2016), Schiavello, Visser (2009), Binama (2016) e Bakir (2004).

A simulação computacional em software Ansys CFX é utilizada amplamente na literatura para previsão e compreensão do fenômeno da cavitação e os dados obtidos se mostraram satisfatórios para análise da influência da rotação na facilitação à cavitação.

### Agradecimentos

O primeiro autor agradece ao Grupo de Mecânica Experimental e Computacional (GMEC) pela oportunidade de participação e desenvolvimento de pesquisa. O segundo autor agradece a FAPDF e ao CnPQ, processos nº 193.001.158/2015 (FAPDF), 0193.001356/2016 (FAPDF) and 408869/2016-0(CNPq).

### 6. Referencias

1. Abdulaziz, A. M., & Kotb, A. (2015). Detection of pump cavitation by vibration signature. *Australian Journal Of Mechanical Engineering*, 103-110.
2. Bakir, F. e. (2004). Numerical and Experimental Investigations of the Cavitating Behavior of an Inducer. *International Journal Of Rotating Machinery*, 15-25.
3. Binama, M. (2016). Cavitation Effects in Centrifugal Pumps. *Journal Of Engineering Research And Applications*, 52-63.
4. Coelho, W. R. (2016). ANÁLISE DO FENÔMENO DE CAVITAÇÃO EM BOMBA CENTRÍFUGA. *Universidade Estadual Paulista Pós Graduação em Engenharia Mecânica*, 234.
5. Dário Valentini, G. P. (2018). Experimental characterization of unsteady forces triggered by cavitation on a centrifugal pump. *International Journal of Turbomachinery Propulsion and Power*, 17.
6. Ding, H. e. (2011). Demonstration and Validation of a 3D CFD Simulation Tool Predicting Pump Performance and Cavitation for Industrial Applications. *Journal Of Fluids Engineering*, 101-114.
7. Henn, É. A. (2006). *Máquinas de Fluido*. Santa Maria: UFSM.
8. Jeanty Freaddy et al. (2009). Numerical simulation of a cavitation phenomena in a centrifugal pump. *Fluids Engineering Division Summer Meeting*, 1-8.
9. Lima, C. A. (2015). ANÁLISE DA CAVITAÇÃO EM BOMBAS CENTRÍFUGAS E SEUS IMPACTOS SOBRE A EFICIÊNCIA HIDROENERGÉTICA. *Dissertação (Mestrado) - Curso de Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Recursos Hídricos e Ambiental, Universidade Federal do Paraná*, 133.
10. Macintyre, A. J. (1997). *Bombas e Instalações de Bombeamento*. Rio de Janeiro: LTC.
11. Menter, F. (1994). Two-equation eddy-viscosity turbulence models of engineering applications. *Nasa Ames Research Center*, 8.
12. Rakibuzzaman, M., KIM, K., & SUH, S.-H. (2016). Numerical Analysis of Cavitation Phenomena with Variable Speed Centrifugal Pump. *Journal of Power Technologies*, 306-311.
13. Schiavello, B., & Visser, F. C. (2009). Pump Cavitation - Various NPSHR Criteria, NPSHA Margins, and Impeller Life Expectancy. *Twenty-Fifth International Pump Users Symposium*.