

FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL APLICADA AO ESTUDO DE MEDIDORES DE VAZÃO

NATÁLIA MAIRA BRAGA OLIVEIRA¹, LUIZ GUSTAVO MARTINS VIEIRA², JOÃO JORGE RIBEIRO DAMASCENO²

RESUMO: O conhecimento do fluxo mássico de um sistema (equipamentos e/ou tubulações) é essencial em engenharia, posto que influencia diretamente na eficiência e na produtividade de um determinado processo físico ou químico. Os medidores de vazão do tipo *Placa de Orifício* e *Tubo Venturi* são amplamente utilizados devido aos baixos custos de aquisição, à simplicidade de construção/instalação e à facilidade de operação. Este trabalho consiste em fazer o uso de *Técnicas de Fluidodinâmica Computacional* (CFD) para a predição e entendimento de fenômenos inerentes ao escoamento de um fluido através de *Placas de Orifício* e *Tubos Venturi*, a fim de sanar a grande dependência experimental relativa à calibração ou operação destes medidores de vazão. Além disso, determinar através de simulação, o coeficiente de descarga " C_D ", analisar a influência de algumas variáveis no estudo destes medidores e levantar os principais perfis fluidodinâmicos, tais como vetor velocidade, pressão dinâmica, pressão estática, zonas de recirculação, dentre outros. Foi possível constatar que o ângulo de seção convergente dos *Tubos Venturi*, desde que varie entre 20° e 30° , e o ângulo divergente, na faixa entre 5° e 15° , não interferem no valor do fator de correção (C_D), nem no valor de queda de pressão. Para as *Placas de Orifício* obtivemos valores de C_D entre 0,20 e 0,62, mostrando a não idealidade do escoamento nas condições operacionais utilizadas.

Palavras chave: Fluidodinâmica Computacional, Medidores de Vazão, *Placa de Orifício*, *Tubo Venturi*.

ABSTRACT: The knowledge of the system's (equipment and/or pipes) mass flow is essential in engineering, since it directly influences the efficiency and productivity of a particular chemical or physical process. The *Orifice Plate* and *Venturi Tube* flow meters are widely used due to the low acquisition costs, the simplicity of construction / installation and operational facility. This study consists on using Computational Fluid Dynamics (CFD) for prediction and understanding of phenomena related to the flow of fluid through *Orifice Plates* and *Venturi Tubes* in order to reduce the great dependence on the experimental calibration or operation of these flow meters. Also, determinate through simulation, the coefficient of discharge " C_D ", analyze some variable's influence in the study of these meters and raise the main fluid dynamic's profiles, such as velocity vector, dynamic pressure, static pressure, the recirculation zones, among others. It was found that the angle of the convergent section of the *Venturi Tubes*, since it varies between 20° and 30° , and the divergent angle in the range between 5° and 15° , did not affect the value of the correction factor (C_D) and pressure drop. The C_D values obtained for *Orifice Plates* were between 0.20 and 0.62, showing the no ideality of the flow in operating conditions used.

Key words: Computational Fluid Dynamics, Flow Meters, *Orifice Plate*, *Venturi Tube*.

¹ Aluna de Iniciação Científica, UFU, FEQUI, Av. João Naves de Ávila, 2121, Bloco K, Uberlândia - MG, CEP: 38.408-100.

² Orientadores, UFU, FEQUI, Av. João Naves de Ávila, 2121, Bloco K, Uberlândia - MG, CEP: 38.408-144, e-mail: luizgustavo.ufu@gmail.com, damasceno@feq.ufu.br

1. INTRODUÇÃO

Fluxos mássicos são definidos como a quantidade de matéria fluida (gás, líquido ou mistura) que escoar através de uma seção reta por unidade de tempo e área. O conhecimento do fluxo mássico de uma sistema (equipamentos e/ou tubulações) é essencial em engenharia, posto que influencia diretamente a eficiência e a produtividade de um determinado processo físico ou químico. Vale mencionar que o fluxo mássico de um fluido pode ser também representado em projetos e processos sob a forma de vazão mássica (massa por unidade de tempo) ou vazão volumétrica (volume por unidade de tempo). Nesta última hipótese, os efeitos da temperatura e pressão do ambiente por onde o fluido escoar devem ser considerados sobre a variação da densidade (Frattolillo & Massarotti, 2002).

Entre as formas mais importantes e frequentes de medida de vazão volumétrica são aquelas que fazem uso dos efeitos de variação de velocidade e pressão do fluido provocados por reduções na área útil disponível ao escoamento. Com base neste princípio de funcionamento, os medidores de vazão mais utilizados são as *Placas de Orifício*, os *Tubos Venturi* e os *Bocais*. Neste contexto, os menores custos dos dispositivos mencionados, a simplicidade de construção/instalação e a facilidade de operação continuam a incentivar a ampla utilização deles para medida de vazões nos mais variados processos físicos ou químicos da Engenharia Química.

Os clássicos medidores de vazão (*Placa de Orifício*, *Tubos Venturi* e *Bocais*) não possuem partes móveis, constituindo-se de uma estrutura rígida que é instalada na tubulação na qual se deseja medir a real vazão volumétrica do fluido que por ela escoar. A *Placa de Orifício* consiste de uma fina placa, dotada de um orifício central, interposta perpendicularmente ao fluxo de escoamento do fluido mediante a utilização de flanges. Por sua vez, o *Tubo Venturi* impõe também uma restrição ao escoamento, mas entre a tubulação e a “garganta” deste dispositivo (seção mínima), tanto à montante quanto à jusante, há uma redução e uma expansão, respectivamente, gradativas e suaves, diferentemente do modo abrupto como acontece nas *Placas de Orifício*. Porém, em ambas as modalidades há indistintamente tomadas para medida de pressão estática, localizada antes e depois da restrição mínima.

Assumindo que o escoamento no medidor por obstrução de área é unidimensional e não-viscoso, pode-se aplicar a *Equação de Bernoulli* (Eq. 1) nas seções em que se localizam as tomadas de pressão estática do escoamento. A *Equação de Bernoulli* é usada em Dinâmica dos Fluidos para descrever o comportamento de um fluido incompressível que se move ao

longo de um tubo em escoamento permanente e sem atrito. Tal equação (Eq. 1) prevê que um aumento na velocidade do fluido ocorre simultaneamente com uma diminuição na pressão ou uma diminuição na energia potencial do fluido.

$$\frac{P}{\rho} + \frac{v^2}{2} + zg = \text{constante} \quad (1)$$

Combinando a *Equação de Bernoulli* com a *Equação da Continuidade* e conhecendo-se apenas a queda de pressão em cada dispositivo, a vazão volumétrica poderia ser avaliada para o escoamento idealizado incompressível (Bennet & Myers, 1978; Brunetti, 2006; Perry & Grenn, 1999).

A equação obtida fornece um valor de vazão proporcional à diferença de pressão (ΔP - queda de pressão), a qual resulta da aceleração do escoamento entre as seções de medida. Entretanto, o valor real da diferença de pressão, isto é, o valor medido, contempla também efeitos viscosos e efeitos inerciais adicionais. Assim, o valor de ΔP medido, o qual representa a queda de pressão entre a montante e a jusante do medidor, é inferior àquele resultante da aceleração do escoamento devido à redução de área provocada pela presença do medidor de vazão na hipótese de fluido ideal. Para tanto, é comum na literatura a incorporação de um fator de correção, “ C_D ” (*Coefficiente de Descarga*), para considerar a não idealidade do sistema, ou seja, as perdas por atrito. Deste modo, obtém-se a equação básica de projeto (Eq. 2), aplicada quando tem-se fluidos incompressíveis.

$$Q = C_D \cdot A_0 \cdot \sqrt{\frac{2(-\Delta P)}{\rho(1 - \beta^2)}} \quad (2)$$

Cabe comentar que o fator “ C_D ” depende do tipo de medidor volumétrico, das relações geométricas do dispositivo medidor, da localização das tomadas de pressão e do regime de escoamento do fluido. Os valores de “ C_D ” são levantados experimentalmente em função das variáveis retro mencionadas, demonstrando a demanda contínua de recursos humanos, técnicos e de tempo para as medidas requeridas (Bird, Stewart, Lightfoot, 2004).

Neste panorama, uma alternativa defendida neste trabalho é a determinação numérica (simulação) da constante “ C_D ” através de uma nova metodologia que se baseia nas técnicas de simulação em fluidodinâmica computacional (CFD), a fim de sanar a grande dependência experimental relativa à calibração ou operação destes medidores de vazão. Além disso, por meio das simulações fluidodinâmicas, é possível “visualizar” particularidades de escoamento

do fluido e extrair uma série de informações valiosas sobre o desempenho de cada um dos dispositivos.

Tem-se que, quase sempre, o escoamento no interior dos medidores de vazão é turbulento e dá-se em todas as direções possíveis (radial, axial e angular). Teoricamente, esse fenômeno poderia ser descrito pelas equações da *Continuidade*, do *Movimento* e da *Energia*. Do ponto de vista matemático, a resolução exata dessas equações é altamente complexa (Averous & Fuentes, 1997). Entretanto, com o auxílio de métodos numéricos e recursos computacionais é possível superar essa dificuldade matemática.

Pelas técnicas de CFD, as causas fundamentais dos fenômenos de turbulência são resolvidas e simuladas à luz das clássicas *Equações de Transporte* (equação da *Continuidade*, do *Movimento* e da *Energia*) conjugadas com os *Modelos de Turbulência*, interligados e resolúveis mediante *Recursos Computacionais* e sofisticados *Métodos Numéricos* (Launder & Spalding, 1972; Patankar & Spalding, 1972; Malhotra, Branion, Hauptmann, 1994; Cullivan, Williams, Cross, 2003).

Neste trabalho, simulações numéricas são realizadas através do código comercial *Fluent 6.3.26* com o intuito de determinar as particularidades do escoamento no interior dos principais medidores de vazão, *Placas de Orifício* e *Tubos Venturi*.

Por fim, vale à pena mencionar que o código computacional *Fluent* é uma ferramenta robusta e pode ser aplicada para escoamentos em diferentes faixas de escoamento de *Reynolds*, em regime permanente ou transiente, sendo que o princípio de funcionamento do *Fluent* está baseado nos métodos de volumes finitos (Fluent, 2007). Através dele o domínio do escoamento é discretizado em um número finito de células ou volumes de controles (Barth & Jespersen, 1989). Neles, as equações de conservação de massa, *momentum* e energia são discretizadas num rol de equações algébricas para que numa etapa posterior possam ser adequadamente resolvidas. Neste passo, as não idealidades do escoamento são contempladas pelos modelos de turbulência que devem possuir termos responsáveis pela previsão das dissipações turbulentas e da interação do fluido com a geometria e imperfeições do sistema.

2. MATERIAL E MÉTODOS

2.1. Software Comercial

A metodologia proposta para este trabalho foi implementada através do *software* comercial *Fluent*[®], cuja licença fora adquirida pela Faculdade de Engenharia Química da UFU. Como pré-processador, foi utilizado o *software Gambit*[®] do mesmo fabricante

(ANSYS). Graças à conjugação de ambos, as técnicas de CFD puderam ser adequadamente aplicadas às *Placas de Orifício* e aos *Tubos Venturi*.

2.2. Procedimento Adotado para a Execução das Simulações

2.2.1. Construção da Malha Computacional

Para que seja possível a simulação via *Fluent*, torna-se necessária a construção de malhas computacionais aplicadas ao sistema de interesse, já que as técnicas de CFD requerem a aplicação das *Equações de Transporte* em pequenos volumes de controle (Vieira, 2006).

No ambiente *Gambit*, a construção bidimensional das malhas para os dutos em estudo foi orientada pela escolha de um referencial no plano xy , de modo que, apenas uma das partes que compõem a simetria foi construída. Isto porque as *Placas de Orifício*, assim como os *Tubos Venturi*, possuem um eixo de simetria, ou seja, o escoamento em uma parte é praticamente idêntico àquele verificado na outra parte. Logo, foi possível reduzir consideravelmente o número de células computacionais nas simulações realizadas.

No presente trabalho, as malhas para simulação das *Placas de Orifício* são dotadas de células retangulares em sua maioria, mas contêm também algumas células triangulares, já as malhas para simulação dos *Tubos Venturi* são exclusivamente retangulares. Devido às diferentes dimensões de dutos e medidores de vazão aqui estudados, estima-se que as simulações foram conduzidas com malhas contendo entre 78.900 e 133.900 células computacionais.

Maiores detalhes sobre as malhas construídas, simetria e células computacionais podem ser vistos nas Figuras 1 e 2:

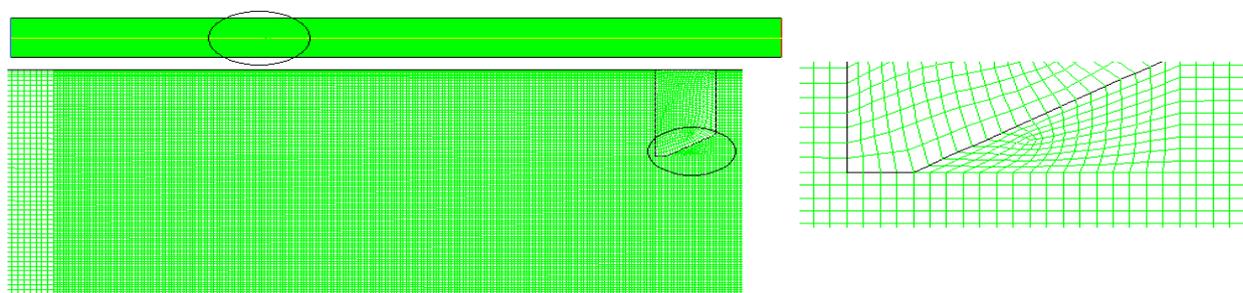


Figura 1: Malha computacional de uma tubulação com *Placa de Orifício*, sendo $\beta = 0,40$, construída via *Gambit*.

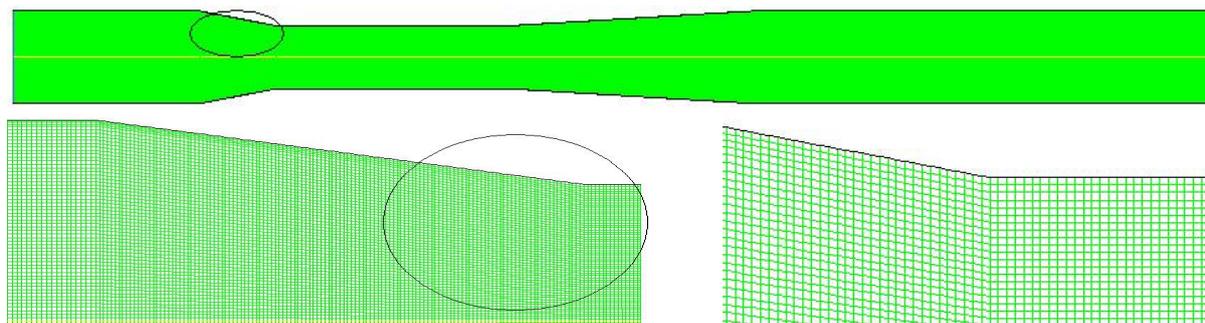


Figura 2: Malha computacional de uma tubulação contendo um *Tubo Venturi*, com $\beta = 0,4627$; $L_g = 0,250$; $\lambda = 22^\circ$; $\theta = 7^\circ$ e $Re = 8,025 \cdot 10^5$, construída através do *Gambit*.

Para as *Placas de Orifício*, as malhas construídas apresentam o mesmo padrão, variando apenas o comprimento da *Placa*, ou seja, o diâmetro da seção obstruída. O comprimento de tubulação à montante da *Placa* é de 50 cm e à jusante da *Placa* é de 100 cm, já o diâmetro da tubulação (D_1) é de 10 cm. A *Placa* tem uma espessura fixa de 1 cm e seu comprimento varia de modo a obter os valores de $\beta [(D_0/D_1)^2]$ desejados. Assim, o diâmetro do orifício da placa (D_0) variou de 3,1623 cm a 7,7460 cm.

Para os *Tubos Venturi*, os sistemas apresentam diversos comprimentos de seção convergente e divergente, a fim de garantir a variação dos ângulos de inclinação que definem estas seções (λ e θ). Nestas malhas tem-se também uma variação do diâmetro da garganta (D_0) de modo a garantir a variação desejada nos valores de β , já que o diâmetro da tubulação (D_1) é fixo e igual a 10 cm. O comprimento da garganta (L_g) também é variável e apresenta valores entre 5 e 30 cm, enquanto o comprimento da tubulação à montante do medidor é de 20 cm, e à jusante é de 20 ou 50 cm, sendo que o comprimento da tubulação não interfere na queda de pressão estática (variável de interesse), considerando que o escoamento está em regime permanente. Por fim, ressalta-se que malhas 2D foram utilizadas neste trabalho porque requerem um menor esforço computacional e conduzem, para geometrias simples, a resultados similares às simulações tridimensionais (Meier et al., 2000).

2.2.2. Condições de Contorno adotadas nas Simulações Fluidodinâmicas

Após transferir a malha do *Gambit* para o *Fluent*, é necessário, antes de começar a simulação propriamente dita, definir as condições de contorno apropriadas que possibilitem a solução/simulação do problema de escoamento.

Na entrada do duto, definida como *velocity inlet*, é fornecido ao *software* o valor da componente axial da velocidade do fluido, a qual por sua vez, assume valor tal que garanta

um determinado *Número de Reynolds* de interesse, considerando para isto as propriedades do fluido: viscosidade (μ) e densidade (ρ), e o diâmetro interno da tubulação (D_1).

O *Fluent* recebe a informação de uma coordenada onde a pressão do sistema está bem caracterizada (*pressure gauge*). Nesta hipótese o centro da saída foi o escolhido, cuja pressão nele equivaleu à pressão atmosférica local de Uberlândia (95245 Pa).

As simulações numéricas foram conduzidas em regime permanente de escoamento e única fase fluida (água). Referente aos modelos de turbulência foi utilizado o modelo RSM (*Reynolds Stress Model*). No que se refere aos esquemas de interpolação da pressão foi aplicado o esquema PRESTO! enquanto para o acoplamento do binômio pressão-velocidade foi utilizado o algoritmo SIMPLE combinado com um esquema de interpolação (para as demais variáveis fluidodinâmicas) do tipo UPWIND de segunda ordem. Em termos de convergência foi utilizado um critério de convergência de 1.10^{-4} . Foram utilizados, ainda, fatores de relaxação de no máximo 30% a fim de que as derivadas pudessem ser corretamente avaliadas para facilitar a estabilidade das iterações numéricas.

2.3. Dimensões e Variáveis Geométricas

No estudo do medidor tipo *Placa de Orifício*, três variáveis foram analisadas visando ao início das simulações fluidodinâmicas: β , Re e a localização das tomadas de pressão. O estudo destas variáveis objetivou:

- a) construir *Curvas de Operação* (vazão real e queda de pressão) e *Curvas de Coeficiente de Descarga* (C_D) em função do *Número de Reynolds*.
- b) para determinados níveis de *Número de Reynolds*, obter as *Curvas de C_D* em função de diferentes valores de β .
- c) numa geometria (β) e *Números de Reynolds* fixos, construir as *Curvas de C_D* em função da localização das tomadas de pressão à montante e à jusante da *Placa*.
- d) fazer o levantamento dos principais perfis fluidodinâmicos, tais como vetor velocidade, pressão estática, pressão dinâmica, zonas de recirculação, expansão e contração do fluido etc.

No estudo do medidor tipo *Tubo Venturi*, foram feitas combinações das cinco variáveis: β ($0,0625 \leq \beta \leq 0,5625$), Re ($10^4 \leq Re \leq 10^6$), comprimento da garganta ($0,050 \leq L_g \leq 0,300\text{cm}$), ângulo convergente ($20^\circ \leq \lambda \leq 30^\circ$) e ângulo divergente ($5^\circ \leq \theta \leq 15^\circ$), segundo as técnicas estatísticas de “planejamento ortogonal” sob a modalidade composto central (PCC), contabilizando 29 simulações. As variáveis de interesse serão combinadas em 3 níveis, devidamente distribuídos nos intervalos acima, de tal forma que o menor valor será denominado de “-1”, o valor intermediário de “0” e o maior valor de “+1”. Os extremos

inferiores de cada intervalo serão denominados de “ $-\alpha$ ” e “ $+\alpha$ ”, respectivamente, a fim de manter o critério de ortogonalidade do sistema durante a estimativa de parâmetros. Tal estudo objetivou a determinação de quais variáveis são relevantes quando se utiliza medidores deste tipo, ou seja, quais variáveis interferem de maneira significativa no *Coefficiente de Descarga*, além disso este trabalho objetivou obter perfis fluidodinâmicos dos escoamentos.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A água foi o fluido de operação utilizado, sendo este incompressível. À temperatura ambiente, ela apresenta viscosidade (μ) igual a 0,001003 kg/(m.s) e densidade (ρ) de 998,2 kg/m³ (segundo a base de dados do *Fluent*).

Após a realização das simulações, o valor da queda de pressão ($-\Delta P$) é obtido a partir da subtração da pressão estática à jusante da pressão estática à montante. Os valores de pressão estática são reportados pelo *Fluent* na forma gráfica, sendo possível visualizar o valor da pressão estática ao longo das fronteiras do equipamento. Além disso, o simulador fornece gráficos de perfis, sendo os mais interessantes neste estudo, o perfil de velocidade ao longo da tubulação e os perfis de pressão dinâmica e estática.

A partir dos valores das grandezas reportadas, após a simulação, pelo *Fluent* (vazão, queda de pressão), pode-se calcular o coeficiente C_D , conforme mostra Eq. (2).

Cabe ressaltar que a localização das tomadas de pressão estática, no caso de tubulações contendo *Placas de Orifício*, variou a fim de avaliar a relevância da localização destas tomadas, tanto à montante quanto à jusante da *Placa*. Já no estudo de medidores do tipo *Tubo Venturi*, a localização das tomadas de pressão foi fixada, uma vez que usualmente ela não varia, assim a tomada à montante é fixa no início da seção convergente e a tomada à jusante é exatamente na metade do comprimento da garganta.

3.1. Validação das Simulações

Foi executada uma etapa de validação da metodologia proposta mediante uma *Placa de Orifício* instalada no Laboratório de Sistemas Particulados da Faculdade de Engenharia Química da UFU (LSP-FEQUI/UFU). Para tanto, a metodologia aqui proposta foi aplicada para o levantamento da *Curva de Operação* desta *Placa de Orifício*, bem como medidas experimentais de vazão e queda de pressão foram também realizadas no LSP/FEQUI. Nas mesmas condições experimentais do laboratório, simulações em CFD foram realizadas para ratificá-las, cuja representação gráfica está na Figura 3.

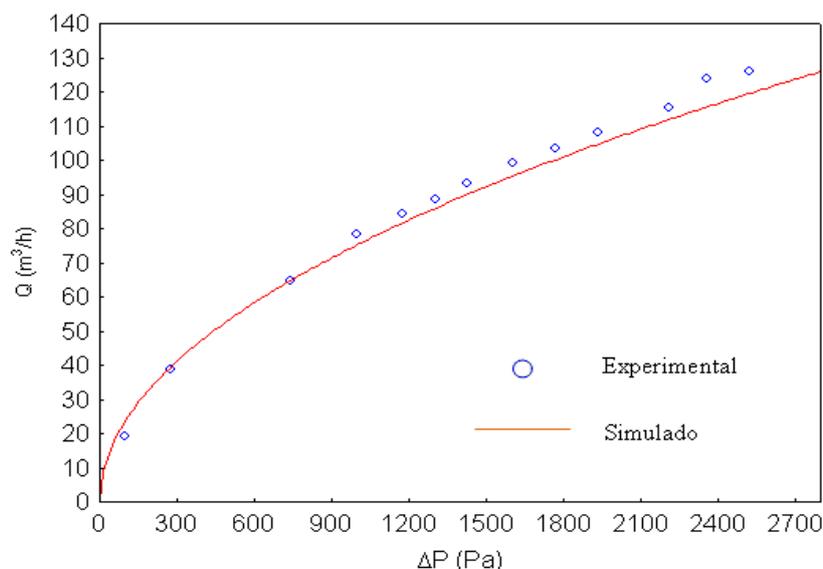


Figura 3: Curva Característica de uma Placa de Orifício do LSP-FEQUI/UFU levantada por simulação e experimentalmente.

Este teste de validação mostrou que a técnica adequou-se satisfatoriamente aos dados experimentais. Conseqüentemente, apesar de não estar explícito, certamente o *Coefficiente de Descarga* para este caso também será satisfatório.

3.2. Para as Placas de Orifício

A partir da velocidade inicial fornecida como condição de contorno, simulações foram feitas via *Fluent* em vários Regimes de Escoamento, bem como em diferentes condições geométricas. Os resultados obtidos são apresentados na Tabela 1. Nas Figuras 4 e 5 Os perfis fluidodinâmicos obtidos são exemplificados para o caso em que $\beta = 0,40$ e $Re = 5.10^5$.

Tabela 1: Valores obtidos via CFD de acordo com Re e β , para Placa de Orifício.

| Re | Q' (kg/s) | $-\Delta P$ (Pa) | C_D |
|----------------------------------|-----------|------------------|-------|
| $\beta = 0,10$ | | | |
| 4.10^3 | 0,3151 | 439 | 0,427 |
| 1.10^4 | 0,7878 | 1396 | 0,598 |
| 5.10^4 | 3,9388 | 33476 | 0,611 |
| 1.10^5 | 7,8775 | 134443 | 0,609 |
| 5.10^5 | 39,3884 | 3333114 | 0,612 |
| 1.10^6 | 78,7755 | 13297500 | 0,613 |
| $\beta = 0,20$ | | | |
| 5.10^3 | 0,3939 | 322 | 0,307 |
| 1.10^4 | 0,7878 | 530 | 0,478 |
| 5.10^4 | 3,9388 | 8525 | 0,596 |
| 1.10^5 | 7,8776 | 33651 | 0,600 |
| 5.10^5 | 39,3877 | 820791 | 0,606 |
| 1.10^6 | 78,7753 | 3269504 | 0,608 |
| $\beta = 0,30$ | | | |

| | | | |
|----------------------------------|---------|---------|-------|
| 1.10^4 | 0,7878 | 393 | 0,361 |
| 5.10^4 | 3,9388 | 3778 | 0,581 |
| 1.10^5 | 7,8776 | 14863 | 0,586 |
| 5.10^5 | 39,3877 | 350043 | 0,603 |
| 1.10^6 | 78,7751 | 1388137 | 0,606 |
| $\beta = 0,40$ | | | |
| 1.10^4 | 0,7878 | 310 | 0,292 |
| 5.10^4 | 3,9388 | 1738 | 0,617 |
| 1.10^5 | 7,8776 | 8233 | 0,566 |
| 5.10^5 | 39,3877 | 185123 | 0,598 |
| 1.10^6 | 78,7758 | 730222 | 0,602 |
| $\beta = 0,50$ | | | |
| 1.10^4 | 0,7878 | 249 | 0,247 |
| 5.10^4 | 3,9388 | 1051 | 0,599 |
| 1.10^5 | 7,8775 | 4308 | 0,592 |
| 5.10^5 | 39,3879 | 108720 | 0,590 |
| 1.10^6 | 78,7758 | 425823 | 0,596 |
| $\beta = 0,60$ | | | |
| 1.10^4 | 0,7878 | 205 | 0,209 |
| 5.10^4 | 3,9388 | 640 | 0,591 |
| 1.10^5 | 7,8775 | 2659 | 0,581 |
| 5.10^5 | 39,3877 | 67398 | 0,577 |
| 1.10^6 | 78,7755 | 261784 | 0,585 |

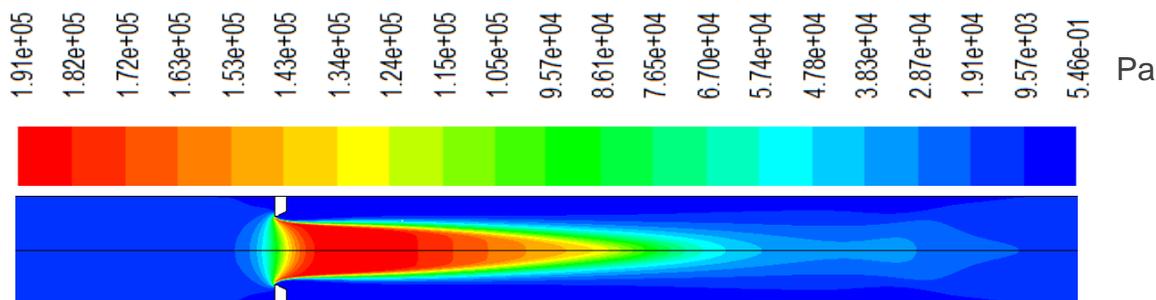


Figura 4: Perfil de pressão dinâmica ao longo de uma tubulação contendo uma *Placa de Orificio* com $\beta = 0,40$ e $Re = 5.10^5$.

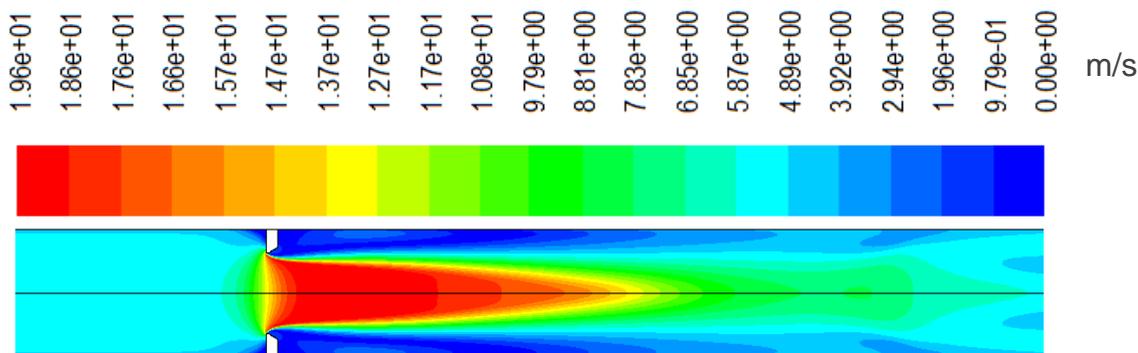


Figura 5: Perfil de velocidade ao longo de uma tubulação contendo uma *Placa de Orificio* com $\beta = 0,40$ e $Re = 5.10^5$.

Percebe-se claramente na Figura 5 a formação de zonas mortas e o perfil de escoamento do fluido através do equipamento. É possível notar também que os perfis apresentados nas Figuras 4 e 5 são de grande importância uma vez que é difícil ou até mesmo impossível de prevê-los com tamanha precisão em trabalhos cuja natureza é exclusivamente experimental.

Outra ferramenta importante fornecida pelo *Fluent* consiste no cálculo de certa variável ao longo de uma determinada fronteira. Como exemplo, a Figura 6 apresenta o perfil de pressão estática ao longo da parede da tubulação em que está abrigada a *Placa de Orifício*.

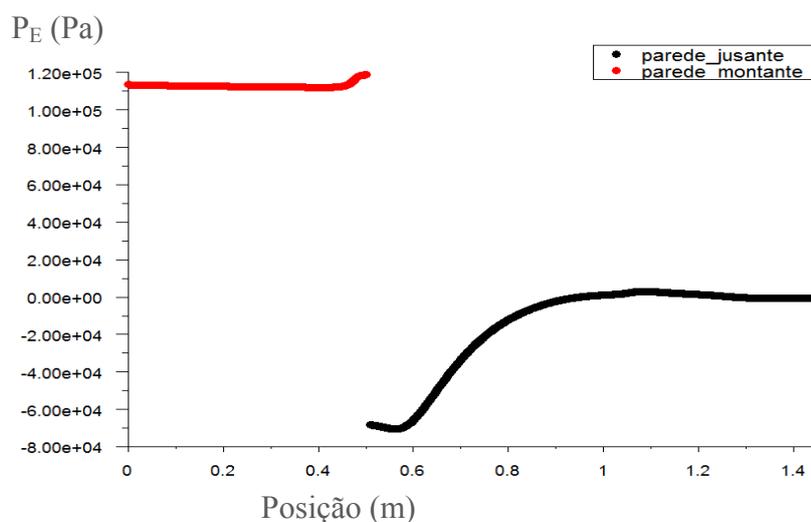


Figura 6: Pressão estática ao longo da parede (montante e jusante) da tubulação contendo uma *Placa de Orifício* com $\beta = 0,40$ e $Re = 5.10^5$.

Pela figura acima é possível ver claramente a queda de pressão causada pelo medidor de vazão. Por meio dela que se têm os valores de pressão estática utilizados nos cálculos de C_D , haja vista que a vazão volumétrica, as dimensões geométricas e as propriedades do fluido são conhecidas.

A fim de que os dados contidos na Tabela 1 possam ser melhor interpretados e inclusive utilizados por outros engenheiros, são apresentados ainda gráficos em que uma variável é posta em função de outra(s). Na Figura 7 reportam-se as *Curvas de Operação* nas quais estão relacionadas a vazão real do sistema pela queda de pressão sentida na *Placa de Orifício* em diferentes condições de β . Por sua vez, as *Curvas de Coeficiente de Descarga* (C_D) em função do *Número de Reynolds* para diferentes valores de β são apresentadas na Figura 8.

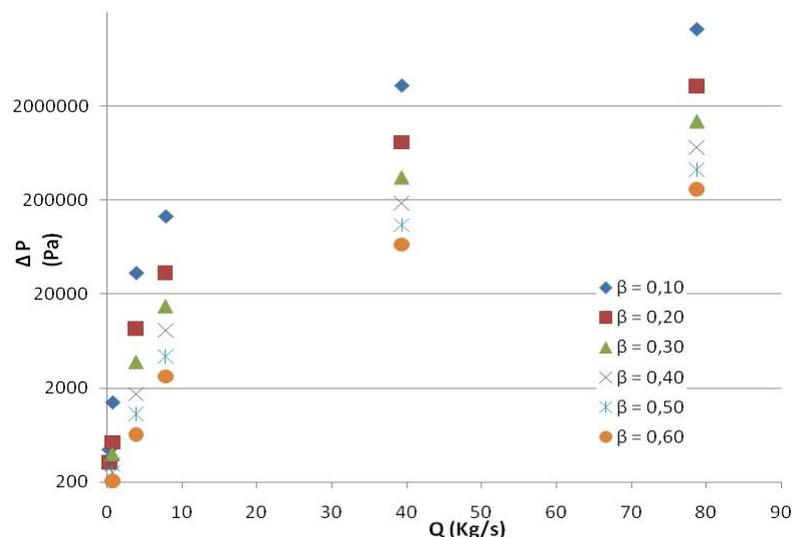


Figura 7: Curvas de Operação da Placa de Orifício para distintos valores de β .

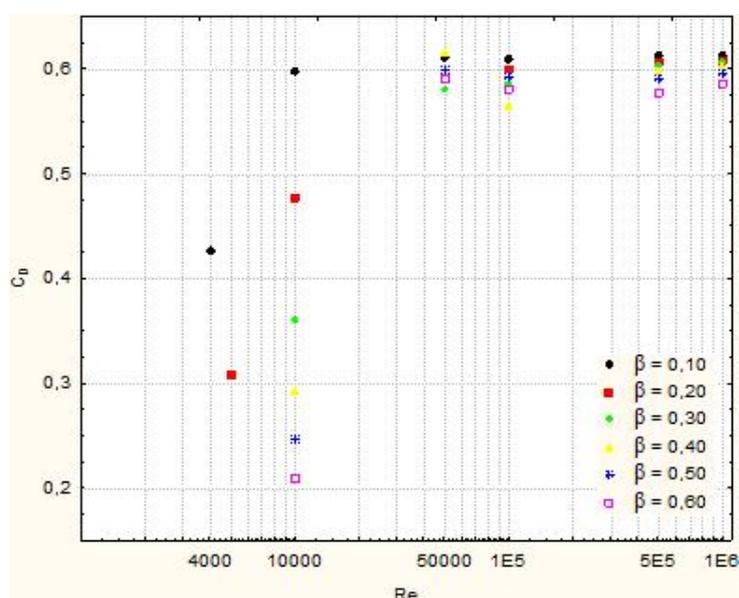


Figura 8: Curvas de Coeficiente de Descarga (C_D) em função de Re para distintos β .

De acordo com a Figura 7, verifica-se que à medida que o orifício da *Placa de Orifício* é reduzido (menores β), maiores são as restrições impostas ao escoamento do fluido, cujos reflexos são as maiores quedas de pressão no sistema.

De acordo com a Figura 8, verifica-se que nas condições operacionais utilizadas neste trabalho, o escoamento jamais poderia ser considerado ideal, haja vista o distanciamento de C_D de seu valor unitário. De acordo com as situações simuladas, o *Coeficiente de Descarga* (C_D) manteve-se entre 0,20 e 0,62, mostrando a não idealidade do escoamento nas condições operacionais utilizadas, as quais são fisicamente consistentes com os escoamentos industriais. Salvo a região em que o Re é menor que 1.10^4 , observa-se que os *Coeficientes de Descarga* permanecem praticamente constantes.

Já a *Curva de Coeficiente de Descarga* (C_D) em função da localização das tomadas de pressão à montante (fixando a tomada à jusante em $x = 0,51$) é apresentada na Figura 9. Enquanto que a Figura 10 traz o comportamento do *Coeficiente de Descarga da Placa* para tomada de pressão à montante fixa (em $x = 0,50$) e à jusante variável.

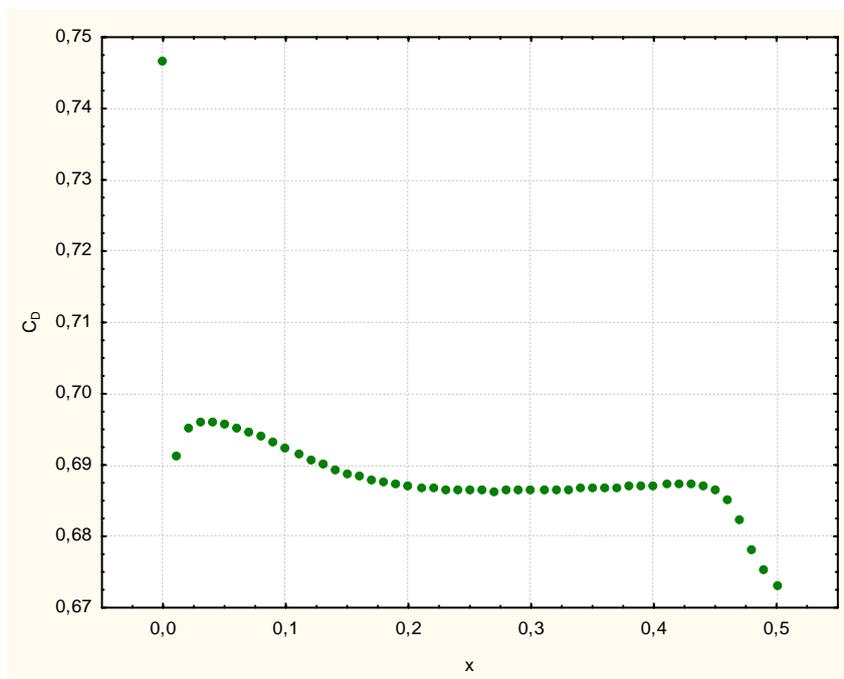


Figura 9: *Curva de Coeficiente de Descarga* (C_D) em função da localização das tomadas de pressão à montante (fixando a tomada à jusante em $x = 0,51$).

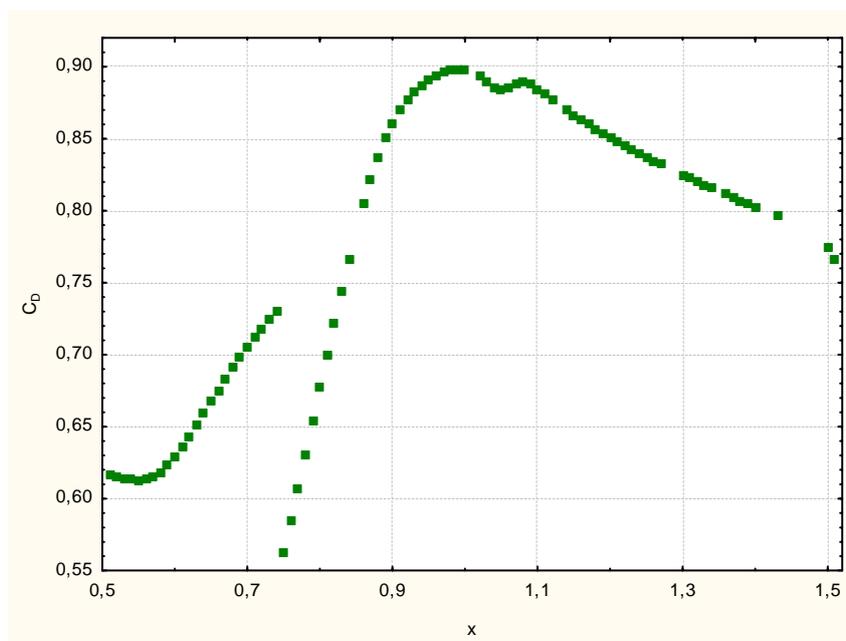


Figura 10: *Curva de Coeficiente de Descarga* (C_D) em função da localização das tomadas de pressão à jusante (fixando a tomada à montante em $x = 0,50$).

De acordo com a Figura 9, verifica-se que a localização das tomadas de pressão à montante pode ligeiramente influenciar no valor do *Coefficiente de Descarga* (lembrando que o orifício da *Placa* está localizado entre $x = 0,50$ e $x = 0,51$). É possível constatar que a uma distância entre 5 a 25 cm do início do orifício, o *Coefficiente de Descarga* praticamente é constante ($C_D = 0,685$), sofrendo uma variação de no máximo 0,015 à medida que se localiza nos 5 cm anteriores ao início do orifício.

Diferente do que ocorre com a variação da tomada à montante, em que o *Coefficiente de Descarga* praticamente permanece constante, pode-se, pela análise da Figura 10, observar que a localização da tomada de pressão à jusante influencia substancialmente no valor de C_D (variações de 0,55 a 0,90).

3.3. Para os Tubos Venturi

Assim como foi feito no estudo da *Placa de Orifício*, a velocidade inicial foi fornecida como condição de contorno e simulações foram realizadas pelo *Fluent* em vários *Regimes de Escoamento*, assim como em diferentes condições geométricas. Os resultados obtidos são apresentados na Tabela 2.

Tabela 2: Valores obtidos via simulação de acordo com β , L_g , λ , θ e Re , para equipamentos com medidor de vazão do tipo *Tubo Venturi*.

| β | L_g (m) | λ | θ | Re | Q' (kg/s) | $-\Delta P$ (Pa) | C_D |
|---------|-----------|-----------|----------|--------------------|-------------|------------------|--------|
| 0,1623 | 0,100 | 22° | 7° | $8,025 \cdot 10^5$ | 63,2174 | 1251668 | 0,9783 |
| 0,1623 | 0,100 | 22° | 13° | $2,075 \cdot 10^5$ | 16,3459 | 84703 | 0,9724 |
| 0,1623 | 0,100 | 28° | 7° | $2,075 \cdot 10^5$ | 16,3459 | 84833 | 0,9716 |
| 0,1623 | 0,100 | 28° | 13° | $8,025 \cdot 10^5$ | 63,2168 | 1253589 | 0,9776 |
| 0,1623 | 0,250 | 22° | 7° | $2,075 \cdot 10^5$ | 16,3459 | 87342 | 0,9576 |
| 0,1623 | 0,250 | 22° | 13° | $8,025 \cdot 10^5$ | 63,2174 | 1283276 | 0,9662 |
| 0,1623 | 0,250 | 28° | 7° | $8,025 \cdot 10^5$ | 63,2187 | 1284964 | 0,9655 |
| 0,1623 | 0,250 | 28° | 13° | $2,075 \cdot 10^5$ | 16,3460 | 87533 | 0,9565 |
| 0,4627 | 0,100 | 22° | 7° | $2,075 \cdot 10^5$ | 16,3459 | 9001 | 0,9413 |
| 0,4627 | 0,100 | 22° | 13° | $8,025 \cdot 10^5$ | 63,2173 | 132012 | 0,9506 |
| 0,4627 | 0,100 | 28° | 7° | $8,025 \cdot 10^5$ | 63,2173 | 133659 | 0,9447 |
| 0,4627 | 0,100 | 28° | 13° | $2,075 \cdot 10^5$ | 16,3459 | 9148 | 0,9337 |
| 0,4627 | 0,250 | 22° | 7° | $8,025 \cdot 10^5$ | 63,2173 | 134734 | 0,9409 |
| 0,4627 | 0,250 | 22° | 13° | $2,075 \cdot 10^5$ | 16,3459 | 9258 | 0,9281 |
| 0,4627 | 0,250 | 28° | 7° | $2,075 \cdot 10^5$ | 16,3459 | 9410 | 0,9206 |
| 0,4627 | 0,250 | 28° | 13° | $8,025 \cdot 10^5$ | 63,2173 | 136388 | 0,9352 |
| 0,0625 | 0,175 | 25° | 10° | $5,050 \cdot 10^5$ | 39,7815 | 3506790 | 0,9667 |
| 0,5625 | 0,175 | 25° | 10° | $5,050 \cdot 10^5$ | 39,7816 | 33276 | 0,9134 |
| 0,3125 | 0,050 | 25° | 10° | $5,050 \cdot 10^5$ | 39,7816 | 126825 | 0,9677 |
| 0,3125 | 0,300 | 25° | 10° | $5,050 \cdot 10^5$ | 39,7815 | 131216 | 0,9513 |
| 0,3125 | 0,175 | 20° | 10° | $5,050 \cdot 10^5$ | 39,7816 | 128305 | 0,9621 |
| 0,3125 | 0,175 | 30° | 10° | $5,050 \cdot 10^5$ | 39,7816 | 129495 | 0,9576 |

| | | | | | | | |
|--------|-------|-----|-----|--------------------|---------|--------|--------|
| 0,3125 | 0,175 | 25° | 5° | $5,050 \cdot 10^5$ | 39,7817 | 128868 | 0,9600 |
| 0,3125 | 0,175 | 25° | 15° | $5,050 \cdot 10^5$ | 39,7816 | 128843 | 0,9601 |
| 0,3125 | 0,175 | 25° | 10° | $1,000 \cdot 10^4$ | 0,7877 | 65 | 0,8464 |
| 0,3125 | 0,175 | 25° | 10° | $1,000 \cdot 10^6$ | 78,7755 | 500547 | 0,9645 |
| 0,3125 | 0,175 | 25° | 10° | $5,050 \cdot 10^5$ | 39,7816 | 128864 | 0,9600 |

Para tubulações que abrigam medidores do tipo *Tubo Venturi*, os perfis de velocidade e pressão estática obtidos são apresentados nas Figuras 11 e 12, a seguir. Já na Figura 13, são reportados os valores de pressão estática ao longo da parede da tubulação em que se encontra o medidor *Venturi*, sendo que, para fins de exemplificação, usa-se a seguinte configuração: $\beta = 0,3125$; $L_g = 0,175$; $\lambda = 25^\circ$; $\theta = 10^\circ$ e $Re = 5,05 \cdot 10^5$.

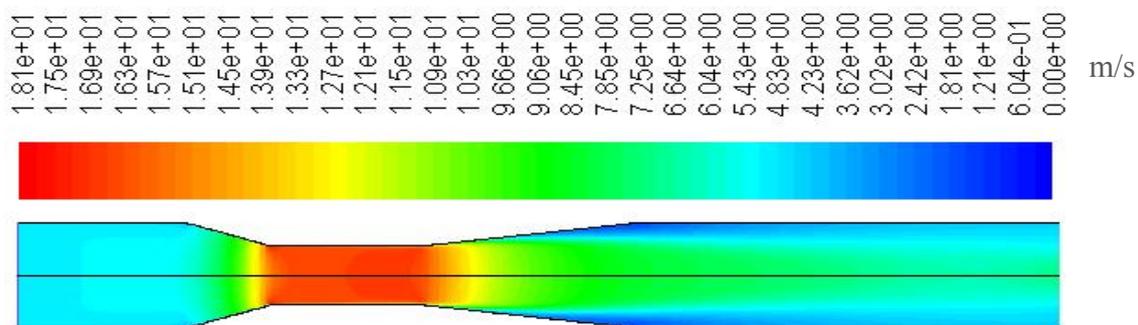


Figura 11: Perfil de velocidade ao longo de uma tubulação contendo um *Tubo Venturi* com $\beta = 0,3125$; $L_g = 0,175$; $\lambda = 25^\circ$; $\theta = 10^\circ$ e $Re = 5,05 \cdot 10^5$.

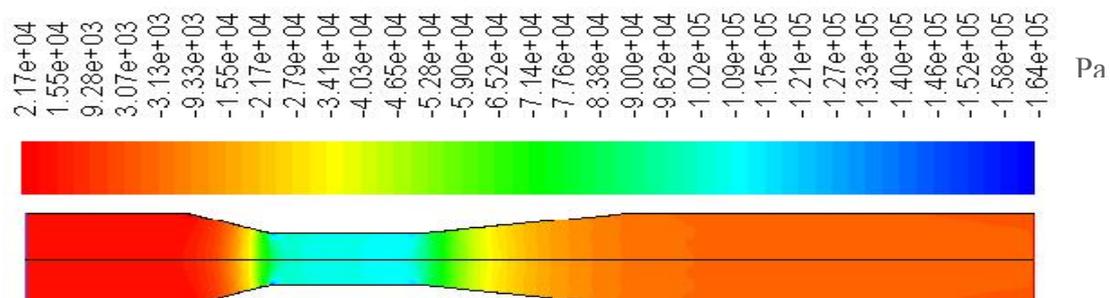


Figura 12: Perfil de pressão estática ao longo de uma tubulação contendo um *Tubo Venturi* com $\beta = 0,3125$; $L_g = 0,175$; $\lambda = 25^\circ$; $\theta = 10^\circ$ e $Re = 5,05 \cdot 10^5$.

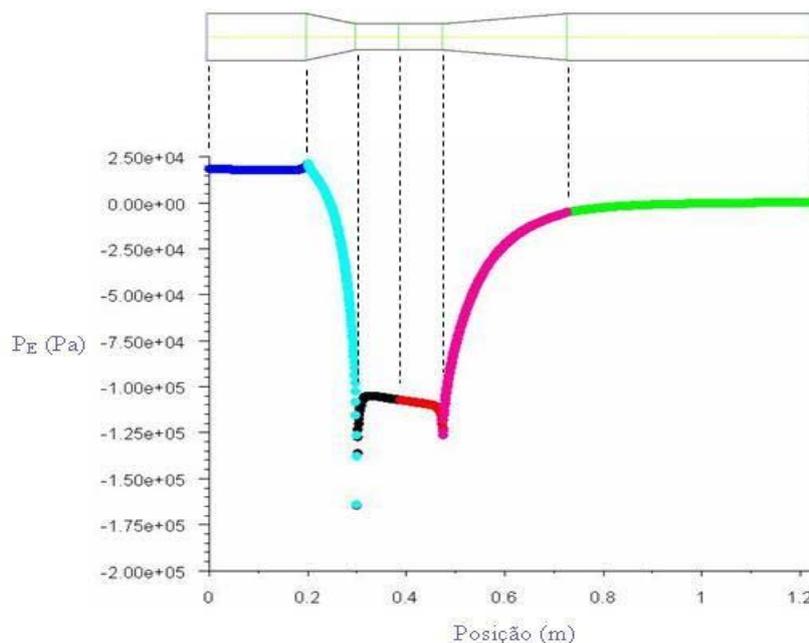


Figura 13: Pressão estática ao longo da parede da tubulação contendo um *Tubo Venturi* com $\beta = 0,3125$; $L_g = 0,175$; $\lambda = 25^\circ$; $\theta = 10^\circ$ e $Re = 5,05 \cdot 10^5$.

Pelas Figuras 11 e 12 observa-se o perfil de escoamento do fluido através do equipamento, enquanto que pela Figura 13, é possível notar claramente a queda de pressão causada pelo medidor de vazão. Além disso, pelas Figuras acima, é possível constatar a conversão de energia que ocorre ao longo da tubulação. Na seção convergente, antes da garganta, ocorre a conversão de energia de pressão em energia cinética, isto porque a restrição de área provoca a aceleração do fluido e o conseqüente aumento de energia cinética. Já na seção divergente, após a garganta, ocorre a desaceleração do fluido devido ao aumento da área disponível ao escoamento, fazendo com que a energia cinética do mesmo se converta em energia de pressão. Entretanto, observa-se que na tubulação à jusante a pressão estática é menor que na região montante, tal fato ocorre devido à não idealidade do sistema, ou seja, às perdas de energia causadas pelo atrito.

Através da Figura 13 é possível obter os valores de pressão estática utilizados para o cálculo do *Coefficiente de Descarga* “ C_D ”, sendo que as tomadas de pressão se localizam no início da seção convergente (pressão montante) e no meio da garganta (pressão jusante). No exemplo mostrado na Figura 13, a pressão montante é tomada na posição 20 cm e a tomada de pressão jusante é na posição 38,7 cm. Com os valores da queda de pressão, vazão volumétrica, dimensões geométricas e as propriedades do fluido obtém-se o valor de “ C_D ”.

A partir dos dados apresentados na Tabela 2, foi feito o tratamento estatístico, e tal estudo permitiu a obtenção de algumas superfícies de resposta, as quais demonstram a

dependência de C_D e ΔP com as variáveis analisadas. Na Figura 14 pode ser observado como a queda de pressão varia com a restrição de área (β) e com o regime de escoamento (Re), sendo a superfície dada pela Eq. (3).

$$-\Delta P = 23723 - 493287.\beta + 281425.Re - 264319.\beta.Re + 487653.\beta^2 \quad (3)$$

Já a Figura 15 apresenta a influência de β e Re sobre o *Coefficiente de Descarga* (C_D). Sendo que tal superfície é uma representação da Eq. (4).

$$C_D = 0,961421 - 0,015752.\beta + 0,012709.Re - 0,014420.Re^2 \quad (4)$$

E na Figura 16 tem-se a representação da variação de C_D com o comprimento da garganta (L_g) e o regime de escoamento (Re), como mostra a Eq. (5).

$$C_D = 0,961421 - 0,005891.L_g + 0,012709.Re - 0,014420.Re^2 \quad (5)$$

As Equações 3, 4 e 5 apresentadas, mostram a dependência da queda de pressão e do *Coefficiente de Descarga* com as variáveis significativas. No caso, foram significativas apenas as variáveis L_g , β e Re , considerando um nível de significância menor que 10 %.

Nota-se que, de acordo com o nível de significância adotado, o ângulo das seções convergente e divergente não influenciaram nos valores de *Coefficiente de Descarga* e de queda de pressão. Conclui-se então, que estas variáveis não são relevantes de uma maneira geral ou talvez apenas na faixa de valores em que foram avaliadas. Cabe ressaltar que a faixa de valores analisada é restrita e pode ter ocasionado esta independência.

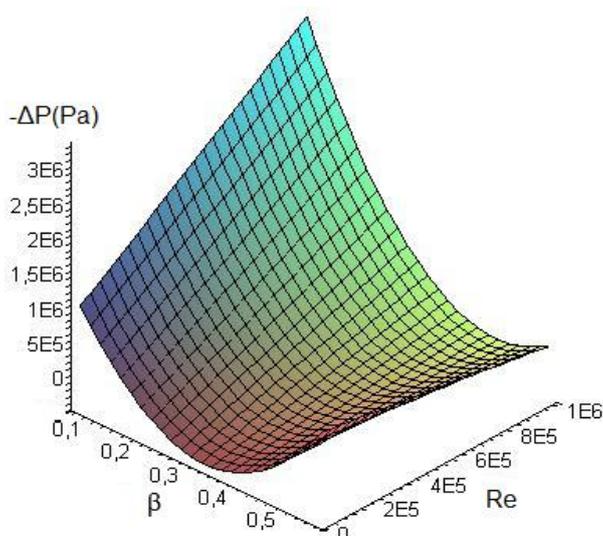


Figura 14: Queda de pressão ($-\Delta P$) em função de β e Re , para medidores de vazão do tipo *Tubo Venturi*.

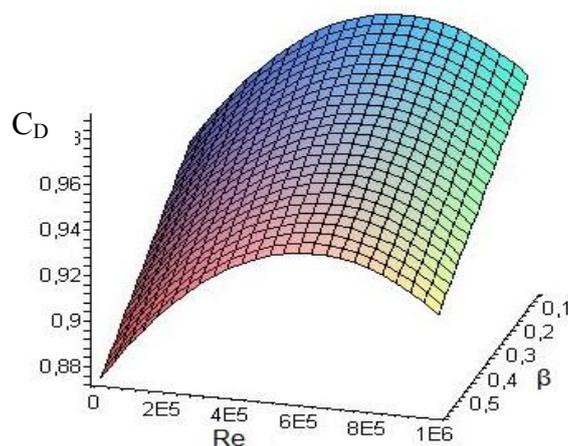


Figura 15: Coeficiente de Descarga (C_D) em função de β e Re , para medidores de vazão do tipo *Tubo Venturi*.

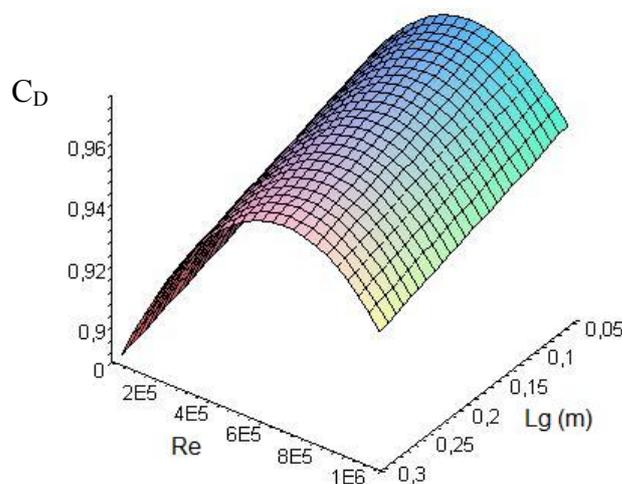


Figura 16: Coeficiente de Descarga (C_D) em função do comprimento da garganta (L_g) e Re , para medidores de vazão do tipo *Tubo Venturi*.

4. CONCLUSÃO

De acordo com os resultados obtidos e apresentados anteriormente, verificou-se que a utilização de simuladores computacionais para calibrar medidores de vazão, identificar características e prever perfis de escoamento é uma técnica confiável e de alta viabilidade. Considerando a economia de recursos humanos, físicos e tempo que a simulação computacional possibilita, além da sua adequação em representar situações de engenharia, é possível apresentá-la como solução para diversos problemas práticos.

A partir das simulações realizadas para o escoamento do fluido incompressível (água) através de tubulação contendo medidores de vazão do tipo *Placa de Orifício* e *Tubo Venturi*,

considerando as condições operacionais e configurações geométricas utilizadas neste estudo, foi possível obter as seguintes conclusões:

- Através das simulações realizadas em CFD foi possível visualizar zonas mortas e obter perfis que caracterizam o escoamento do fluido pelo equipamento. Estes perfis reportados pelo *software* são de grande importância, uma vez que prevê-los experimentalmente com tamanha precisão é difícil ou até mesmo impossível.

- A validação de dados experimentais levantados na própria Faculdade de Engenharia Química mostrou que a técnica de simulação computacional utilizando o *software Fluent* adequou-se satisfatoriamente aos dados experimentais.

- Através das *Curvas de Operação* construídas a partir dos dados simulados para tubulações contendo *Placas de Orifício*, verifica-se que quanto menor o valor de β , ou seja, menor o diâmetro da seção obstruída pela *Placa*, maiores são as restrições impostas ao escoamento e, conseqüentemente, maiores são as quedas de pressão observadas. Isso condiz com a realidade experimental, portanto os dados obtidos seguem o esperado.

- Observando os valores dos *Coefficientes de Descarga* (C_D) obtidos verifica-se que tais valores estão bem distantes do valor unitário no caso das *Placas de Orifício*, portanto os escoamentos são não ideais. Conclui-se que apenas a *Equação de Bernoulli* e a *Equação da Continuidade* não são capazes de prever o escoamento, sendo necessária a calibração dos medidores de vazão, o que é mais viável utilizando as técnicas de CFD.

- Comparando os valores dos *Coefficientes de Descarga* obtidos para *Placas de Orifício* e *Tubos Venturi*, nota-se claramente a diferença de escala dos mesmos. Isto ocorre porque no medidor tipo *Venturi* a restrição imposta ao escoamento se dá de maneira menos abrupta que na *Placa de Orifício*, sendo assim há menor perda de energia e o valor do fator de correção se aproxima da unidade, ou seja, do escoamento ideal.

- A partir do tratamento estatístico dos dados obtidos para o medidor tipo *Tubo Venturi*, foi possível constatar que o ângulo de seção convergente, desde que varie entre 20° e 30° , e o ângulo divergente, na faixa entre 5° e 15° , não interferem no valor do fator de correção (C_D), nem no valor de queda de pressão. Além disso, foi possível obter equações que permitem a calibração deste tipo de medidor, as quais relacionam as variáveis dependentes, C_D e ΔP , com as variáveis independentes, L_g , β e Re .

5. AGRADECIMENTOS

Agradecimentos à Faculdade de Engenharia Química da Universidade Federal de Uberlândia pelas condições oferecidas para a realização deste trabalho e ao programa

PBIIIC/FAPEMIG/UFU pela concessão da bolsa servindo de apoio financeiro para concepção e execução do projeto.

NOTAÇÃO

A_0 – área da seção de menor diâmetro do sistema [L^2];

C_D – adimensional referente à parcela de energia perdida pelo atrito [-];

D_0 – diâmetro da seção obstruída do sistema [L];

D_1 – diâmetro interno da tubulação [L];

g – aceleração gravitacional [L/T^2];

L_g – comprimento da garganta do medidor de vazão do tipo *Venturi* [L];

P_E ou P – pressão estática [$M/(L.T^2)$];

Q – vazão volumétrica [L^3/T];

Q' - vazão mássica [M/T];

Re – adimensional referente ao *Número de Reynolds* [-];

v – velocidade de escoamento do fluido [L/T];

z – quota de altura [L];

β – razão entre o quadrado do diâmetro da restrição e da tubulação [-];

λ – ângulo de seção convergente do medidor de vazão do tipo *Venturi* [-];

μ – viscosidade do fluido [$M/(L.T)$];

ρ – densidade do fluido [M/L^3];

θ – ângulo de seção divergente do medidor de vazão do tipo *Venturi* [-];

ΔP – queda de pressão [$M/(L.T^2)$].

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AVEROUS, J.; FUENTES, R. *Advances in the Numerical Simulation of Hydrocyclone Classification*. Canadian Metallurgical Quarterly, 1997. v. 36, n. 5, p. 309-314.

- BARTH, T. J.; JESPERSEN, D. *The design and application of upwind schemes on unstructured meshes*. Technical Report AIAA-89-0366, AIAA 27th Aerospace Sciences Meeting, Reno, Nevada, 1989.
- BENNET, C. O.; MYERS, J. E. *Fenômeno de Transporte: Quantidade de Movimento, Calor e Massa*, 3ª ed. São Paulo: McGraw Hill, 1978. 812 p.
- BRUNETTI, F. *Mecânica dos fluidos*. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2006. 410 p.
- BIRD, R. B; STEWART, W. E.; LIGHTFOOT, E. N. *Transport Phenomena*. Rio de Janeiro: LTC, 2004. 838 p.
- CULLIVAN, J. C.; WILLIAMS, R. A.; CROSS, C. R. *Understanding the Hydrocyclone Separator Through Computational Fluid Dynamics*. Trans IChemE, 2003. v. 81, p. 455-466.
- FLUENT INC. *Fluent 6.3.26 User's Guide*. Lebanon, NH 03766, February 2007.
- FRATTOLILLO, A.; MASSAROTTI, N. *Flow conditioners efficiency a comparison based on numerical approach*. Flow Measurement and Instrumentation, 2002. v. 13, p. 1-11.
- LAUNDER, B. E.; SPALDING, D. B. *Lectures in Mathematical Models of Turbulence*. London: Academic Press, England, 1972.
- MALHOTRA, A.; BRANION, R. M. R.; HAUPTMANN, E. G. Modelling the Flow in a Hydrocyclone. Canadian J. Chem. Eng., 1994. v. 72, p. 953-960.
- MEIER, H.F.; ROPELETO, K.; IESS, J.J.; FORSTER, H; MORI, M. *Predição do escoamento Gás-Sólido em Ciclones da Indústria de Cimento por Técnicas de CFD*, XXVIII ENEMP, São João Del Rey, p. 97-104, 2000.
- PATANKAR, S. V.; SPALDING, D. B. *Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-Dimensional Parabolic Flows*. Int. J. Heat Mass Transfer, 1972. v. 15, p. 1789.
- PERRY, R. H.; GRENN, D. W. *Perry's Handbook Chemical Engineering*. McGraw-Hill Companies, 1999.
- VIEIRA, L. G. M. *Otimização dos Processos de Separação em Hidrociclones Filtrantes*. Uberlândia. Tese (Doutorado em Engenharia Química), Universidade Federal de Uberlândia, 2006. 298 f.