



SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE UM ESCOAMENTO TURBULENTO DE UM FLUIDO INCOMPRESSÍVEL EM UM VENTURI

Luiz Eduardo Melo Lima¹

Naitha Mallmann Caetano²

Resumo

O Venturi é um dispositivo bastante utilizado nas mais diversas aplicações industriais: alimentícias; automotivas; agrícolas; petrolíferas; entre outras. O Venturi apresenta seção transversal circular ou poligonal, dependendo da sua aplicação, e é constituído de três partes sequenciais: uma seção convergente, uma garganta e uma seção divergente. Suas aplicações industriais variam desde pequenos ajustes no mecanismo até adaptações de engenharia mais complexas. O desenvolvimento de um modelo computacional de escoamento em um Venturi constitui-se uma ferramenta adicional para a análise e determinação das variáveis envolvidas no escoamento ocorrendo nos dispositivos que aplicam o princípio de Venturi. Neste trabalho é apresentado um estudo numérico das características turbulentas de escoamentos de fluidos incompressíveis em dispositivos do tipo Venturi, através da utilização de diferentes modelos de turbulência. O processo de decomposição de Reynolds, geralmente aplicado a escoamentos incompressíveis, foi utilizado como ferramenta matemática na formulação do escoamento turbulento. Este processo de decomposição fornece as equações de Navier-Stokes com médias de Reynolds (RANS). Para o fechamento das equações RANS torna-se necessário a modelagem dos termos desconhecidos (tensões de Reynolds) que surgem das não linearidades das equações instantâneas no escoamento médio. No presente estudo, as tensões de Reynolds foram modeladas utilizando diferentes versões do modelo k-epsilon. Para realização deste trabalho foi utilizado o *software* comercial Ansys/Fluent para Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), que utiliza um método de volumes finitos na discretização das equações governantes. A previsão do campo de

¹ Universidade Tecnológica Federal do Paraná

² Universidade Tecnológica Federal do Paraná



velocidades e das distribuições de pressão e de tensões turbulentas é importante para uma melhor compreensão dos fenômenos ocorrendo neste tipo de dispositivo, permitindo assim a realização de aprimoramentos de algumas de suas aplicações, bem como no desenvolvimento de novas aplicações.

Palavras-chave: Venturi; turbulência; equações RANS.

Abstract

The Venturi is a device widely used in various industrial applications: food, automotive, agricultural, oil, among others. The Venturi has circular cross section or polygonal, depending on your application, and consists of three sequential parts: a convergent section, a throat and a divergent section. The Venturi applications in these industries vary from minor adjustments in the mechanism to more complex engineering adaptations. The development of a computational model for flow in a Venturi constitutes an additional tool for the analysis and determination of variables involved in the flow in the devices which apply the Venturi principle. This paper presents a numerical study of the turbulent characteristics of the flow for incompressible fluids in Venturi-type devices, through the use of different turbulence models. The Reynolds decomposition process usually applied to incompressible flow was used as a mathematical tool in the formulation of the turbulent flow. This decomposition provides the Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) equations. For the closing of the mean equations it is necessary to model the unknown terms (Reynolds stresses) that arise from nonlinearities in the instantaneous mean flow equations. In the present study, the Reynolds stresses were modeled using different versions of the k-epsilon model. For this study, it was used Ansys/Fluent commercial software for Computational Fluid Dynamics (CFD), which uses a finite volume method in the discretization of the governing equations. The prevision of the velocity field and the pressure and the turbulent stresses distributions is important for a better understanding of the phenomena occurring in this device type, thereby bringing improvements to some of its applications, and the development of new applications.

Keywords: Venturi; turbulence; RANS equations.

1 Introdução



O Venturi é um dispositivo que foi inicialmente utilizado para resolver problemas simples e melhorar o conhecimento sobre hidráulica. Mas, anos após o seu desenvolvimento, passou a ser utilizado em aplicações industriais, principalmente, para medição de vazão. Atualmente, o princípio de Venturi é utilizado para vários fins tecnológicos em diversas aplicações industriais, destacam-se os purificadores de ar, injetores gás-sólido e bombas de elevação a jato. As aplicações industriais do Venturi variam desde pequenos ajustes no mecanismo para adaptações de engenharia mais complexas.

O Venturi possui seção circular ou poligonal, dependendo de sua aplicação e é composto por três partes sequenciais: a seção convergente, a garganta e a seção divergente. Estas características geométricas permite a recuperação da pressão ao longo do Venturi da seção de entrada para a seção saída. Devido à redução gradativa da área não estão presentes determinados fenômenos, tais como a vena contracta (FOX; PRITCHARD; MCDONALD, 2010), portanto, o fluxo é regular durante todo o curso do Venturi quando a vazão é relativamente baixa. Para as vazões mais elevadas, pontos de separação podem ocorrer ao longo do Venturi, que provocam a ocorrência de turbilhões, ou contrafluxos, de modo que a pressão não é recuperada completamente (MCDONALD; FOX, 1966).

Equipamentos com base no princípio de Venturi são capazes de realizar a transformação da energia de pressão em energia de velocidade, sendo usado extensivamente pela indústria para melhorar a qualidade do ar e também para alterar a sua umidade, recebendo o nome de “aeração de Venturi” (BAYLAR et al., 2009). Os purificadores de ar são geralmente utilizados na indústria alimentícia, com o objectivo de remover as impurezas e regular a temperatura. Isto é feito através de um fluido que é injetado na região da garganta e, subsequentemente, disperso na forma de gotículas no meio ambiente em que se deseja purificar (PUENTES et al.,



2012). Para injetores gás-sólido, o mesmo princípio dos purificadores de ar é usado. O ar que circula no Venturi leva partículas sólidas que são inseridos na região da garganta transportando-as para o local desejado (DOMINGUES, 2006).

Na tecnologia de elevação por bombas a jato, o projeto do Venturi exige um maior nível de engenharia. O princípio de Venturi aplicado neste tipo de equipamento é utilizado na elevação e escoamento de fluidos submersos, como a água ou o óleo. A operação de uma bomba a jato para elevação de fluidos é relativamente simples. Um fluido motor é injetado na entrada do dispositivo do tipo Venturi, o que faz com que o fluido que o rodeia seja succionado para dentro de uma câmara, onde ocorre a mistura. Os dois fluidos são misturados e, em seguida, transportados para a superfície através do duto utilizando o impulso resultante provocado pelo fluido do motor (OLIVEIRA et al., 1996).

Ghassemi e Fasih (2011) estudaram um Venturi cavitando considerando três diferentes diâmetros de garganta para investigar o efeito das dimensões do Venturi na vazão mássica. Eles realizaram três diferentes conjuntos de experimentos para investigar a atuação do Venturi. Nestes experimentos, as vazões mássicas foram examinadas sob diferentes condições de pressão a montante e a jusante, variando somente a pressão a jusante. Foi verificado que o tamanho do Venturi não tem efeito sobre a vazão mássica, que por sua vez é mantida constante. Além disto, eles mostraram que através da aplicação de um coeficiente de descarga e usando a pressão apenas a montante, o Venturi pode ser usado como um medidor de vazão com um elevado grau de precisão em uma ampla faixa de vazões mássicas.

Blocken et al. (2011) utilizaram a Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) para obter uma previsão no desempenho aerodinâmico de um telhado em forma de Venturi (denominado telhado Ventec). As simulações foram realizadas utilizando as equações de Navier-Stokes com média de Reynolds (RANS) 3D e o modelo de



turbulência $k - \varepsilon$ da teoria de grupo de renormalização (RNG). Uma análise detalhada foi conduzida sobre a influência do chamado efeito de Venturi e o efeito de bloqueio de vento sobre o desempenho aerodinâmico do telhado Ventec. Os resultados indicam que, devido ao efeito de bloqueio de vento, a maior razão de contração não fornece o melhor desempenho aerodinâmico e a maior pressão negativa, que é um resultado contraintuitivo.

Neste trabalho é apresentado um estudo numérico das características turbulentas do escoamento de fluidos incompressíveis em dispositivos do tipo de Venturi, através da utilização de diferentes modelos de turbulência. O objetivo deste estudo é a obtenção de um modelo computacional do escoamento em um Venturi que permita a análise deste dispositivo em diversas aplicações. Para este estudo, será utilizado o *software* comercial Ansys/Fluent para Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), que utiliza um método de volumes finitos na discretização das equações governantes. Para validação deste modelo computacional, os resultados obtidos serão comparados contra dados experimentais de pressão no Venturi.

2 Equações Governantes e Modelo Numérico

O presente estudo numérico do escoamento de fluidos incompressíveis em um dispositivo tipo Venturi foi realizado usando o *software* comercial para Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) Ansys/Fluent versão 14.5. O modelo computacional desenvolvido baseia-se na solução das equações de Navier-Stokes com médias de Reynolds (RANS) para escoamentos incompressíveis, utilizando um método de volumes finitos de malha estruturada não uniforme. Os termos de tensões turbulentas (ou de Reynolds) foram determinados utilizando um modelo de turbulência de duas equações do tipo $k - \varepsilon$.



2.1 Equações de Navier-Stokes com Médias de Reynolds (RANS)

As equações RANS são obtidas por processos de médias temporais aplicadas às equações instantâneas de Navier-Stokes, de modo que a velocidade instantânea é decomposta em um valor médio e uma flutuação. Para um fluido newtoniano incompressível, estas equações podem ser definidas por:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_j \bar{u}_i) = \bar{f}_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[-\frac{\bar{p}}{\rho} \delta_{ij} + \nu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \overline{u'_i u'_j} \right] \quad (2)$$

Sendo u a velocidade, x a coordenada espacial, t o tempo, f a força de campo, p a pressão, ρ é a massa específica, δ_{ij} o operador delta de Kronecker e $\nu = (\mu/\rho)$ a viscosidade cinemática. O lado esquerdo da Equação (2) representa a variação temporal da quantidade de movimento, devido ao regime transiente e a convecção no escoamento médio. Esta variação é equilibrada pela força de campo média, a média do gradiente de pressão, as tensões viscosas e as tensões viscosas aparentes $(-\overline{u'_i u'_j})$, devido às flutuações no campo de velocidades, geralmente conhecidas como tensões turbulentas ou de Reynolds.

2.2 Modelos de Turbulência

Existem diversos modelos de turbulência que são utilizados atualmente. Estes modelos incluem: os algébricos, os de uma equação, os de duas equações e os de tensões de Reynolds. Dentre os principais modelos de duas equações, para solução do tensor específico de Reynolds nas equações RANS, existem dois que se



destacam: o modelo $k - \varepsilon$ e o modelo $k - \omega$. As equações do modelo de turbulência devem ser resolvidas simultaneamente com as equações RANS (ÇENGEL; CIMBALA, 2007). O modelo utilizado para as simulações do escoamento em um Venturi foi o $k - \varepsilon$ padrão e suas principais variantes, pois é o modelo mais usado atualmente em simuladores CFD e não requer condição de contorno não homogênea, como no caso dos modelos que usam a taxa de dissipação específica de energia cinética turbulenta, ω (MIRANDA et al., 2013).

No modelo $k - \varepsilon$ padrão, a energia cinética turbulenta, k , é derivada de sua equação exata, enquanto que a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta, ε , é obtida através da intuição física sobre os fenômenos. O modelo $k - \varepsilon$ RNG é derivado usando técnicas estatísticas da teoria de grupo de renormalização (RNG, do inglês Re-Normalization Group) e tem um termo extra na taxa de dissipação que melhora a precisão dos resultados para fluidos submetidos a uma tensão mais rapidamente. O modelo $k - \varepsilon$ realizável difere do modelo padrão por conter uma formulação alternativa para o modelo de turbulência e apresentar uma equação de movimento modificada para a taxa de dissipação, derivada da equação exata para o movimento na área principal onde ocorre mudança de vorticidade. As equações de transporte para o modelo $k - \varepsilon$ padrão na sua forma completa são apresentadas na sequência (LAUNDER; SPALDING, 1974). A energia cinética turbulenta, k , e a taxa de dissipação, ε , são definidas de acordo com as equações de transporte (3) e (4):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + P_k + P_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon}(P_k + C_{3\varepsilon}P_b) - C_{2\varepsilon}\rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (4)$$

Sendo P_k e P_b a produção de energia cinética turbulenta devido aos gradientes de velocidade média e devido à força de empuxo, respectivamente, Y_M a contribuição



das flutuações de compressibilidade devido à turbulência, $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$ as constantes de fechamento do modelo, σ_k e σ_ε os números de Prandtl para k e ε , respectivamente, e S_k e S_ε são termos fontes definidos pelo usuário. A viscosidade turbulenta, μ_t , é definida através da Equação (5):

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

O termo de produção da energia cinética, P_k , é dado pela Equação (6):

$$P_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \left(\frac{\partial u'_j}{\partial x'_i} \right) \equiv \mu_t S^2 \quad (6)$$

Onde S representa o módulo do valor médio do tensor de tensões de Reynolds, considerando a hipótese de Boussinesq:

$$S \equiv \sqrt{2\mu_t \overline{S_{ij} S_{ij}}} \quad (7)$$

A produção de energia cinética devido aos efeitos de empuxo, P_b , é definida pela Equação (8):

$$P_b = \beta g_i \left(\frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \right) \quad (8)$$

Sendo \bar{T} a temperatura média e g_i a componente do vetor de aceleração gravitacional na direção i . Para os modelos de turbulência $k - \varepsilon$ (padrão ou realizável), o valor padrão do número de Prandtl turbulento, Pr_t , é 0,85. O coeficiente de expansão térmica, β , é definido pela Equação (9):

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial \bar{T}} \right) \quad (9)$$

Os valores padrões para as constantes de fechamento do modelo de turbulência $k - \varepsilon$ são dadas de acordo com a Tabela 1.

Tabela 1 – Constantes de fechamento do modelo de turbulência $k - \varepsilon$.

$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	$C_{3\varepsilon}$	C_μ	σ_k	σ_ε
1,44	1,92	-0,33	1,44	1,0	1,3



Fonte: Autoria própria.

2.3 Método Numérico

O método numérico utilizado na solução do sistema de equações formado utiliza um esquema de Euler implícito, de primeira ordem para integração no tempo. As derivadas espaciais são discretizadas com um esquema de volumes finitos em malha estruturada não uniforme. Segundo Tannehill et al. (1997), o método de volumes finitos é uma aproximação numérica alternativa que permite resolver as equações governantes (diferenciais) na forma integral, além disto, tem uma vantagem sobre o método de diferenças finitas quando o domínio físico é altamente irregular e complicado. Igualmente, visto que as equações integrais são resolvidas diretamente no domínio físico, nenhuma transformação de coordenadas é requerida. Outra vantagem no método de volumes finitos é que massa, quantidade de movimento e energia são automaticamente conservadas, desde que as equações governantes, na forma integral, sejam resolvidas.

3 Aparato e Dados Experimentais

O aparato experimental utilizado neste trabalho foi produzido pela Edibon – Equipamentos de Ensino Técnico, cujo propósito é o estudo e medição da perda de carga em tubos e acessórios hidráulicos (EDIBON, 2012), vide Figura 1.



Figura 1 – Bancada experimental para estudo de perda de carga da Edibon.
Fonte: Edibon (2012).

Os componentes deste aparato utilizados nos experimentos estão ilustrados de forma esquemática na Figura 2. Uma bomba centrífuga de 370 W fornece a água para o circuito experimental. Após passagem pelo circuito experimental, a água é conduzida para um tanque de coleta de 165 l. A água armazenada no tanque de coleta é usada para alimentar a bomba centrífuga em um circuito fechado. Os testes foram conduzidos à pressão atmosférica de cerca de 1,021 mbar e temperatura ambiente de 18°C. A vazão volumétrica de água é medida por um rotâmetro, calibrado com uma incerteza de medição de ± 100 l/h e que opera dentro da faixa de 600 l/h a 6000 l/h. O Venturi é feito de acrílico e as suas dimensões são apresentadas na Figura 2.

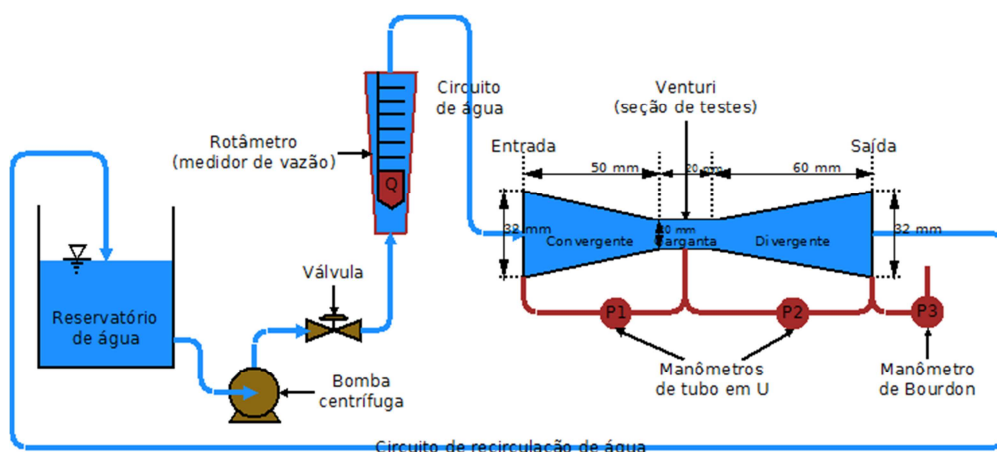


Figura 2 – Representação esquemática do aparato experimental utilizado.
Fonte: Autoria própria.

As tomadas de pressão estão localizadas em três posições axiais ao longo do Venturi: entrada, saída e garganta, vide Figura 2. Dois manômetros de tubo em U são usados para medir as diferenças de pressão entre a entrada e a garganta e entre a garganta e a saída. Um manômetro de Bourdon é utilizado para medir a pressão na saída em relação à atmosférica. A incerteza da medidas de pressão foi estimada em cerca de ± 20 mbar. A leitura da pressão atmosférica é proveniente do serviço meteorológico fornecido pelo Instituto Tecnológico Simepar (SIMEPAR, 2014, disponível em <http://www.simepar.br/site/>).

3.1 Dados Experimentais

A grade de testes experimentais, apresentada na Tabela 2, consiste de um conjunto com 14 valores de vazão volumétrica de água Q . A faixa de vazões medidas pelo rotâmetro compreende a região de ocorrência de escoamento turbulento ($Re > 4000$). P_1 , P_2 e P_3 correspondem às pressões manométricas (man.)



medidas na entrada, na garganta e na saída do Venturi, respectivamente, e, posteriormente, utilizadas para determinar as pressões absolutas (abs.).

Tabela 2 – Grade de testes com os dados experimentais obtidos.

Teste [#]	Q [l/h]	Re []	P_1 (man.) [mmH ₂ O]	P_2 (man.) [mmH ₂ O]	P_3 (man.) [bar]	P_1 (abs.) [Pa]	P_2 (abs.) [Pa]	P_3 (abs.) [Pa]
1	600	6552	10	5	0,02	108149	108051	108100
2	800	8737	19	9	0,02	108198	108012	108100
3	1000	10921	27	16	0,04	110208	109943	110100
4	1200	13105	38	24	0,06	112237	111865	112100
5	1400	15289	52	36	0,10	116257	115747	116100
6	1600	17473	68	47	0,14	120306	119639	120100
7	1800	19657	49	56	0,18	124031	123551	124100
8	2000	21842	108	74	0,22	128433	127374	128100
9	2200	24026	131	88	0,26	132522	131237	132100
10	2400	26210	154	104	0,32	138590	137080	138100
11	2600	28394	172	125	0,38	144561	142874	144100
12	2800	30578	211	145	0,44	150747	148678	150100
13	3000	32762	247	167	0,50	156885	154462	156100
14	3200	34947	275	189	0,58	164943	162247	164100

Fonte: Autoria própria.

4 Resultados numéricos e Análise

O domínio computacional utilizado nas simulações corresponde à região interna da geometria do Venturi definida na Figura 2, utilizando-se uma condição de contorno de simetria em torno do eixo de revolução z . As condições de contorno utilizadas como parâmetros de entrada nas simulações são: a velocidade na entrada, $V_1 = 4Q/(\pi D_1^2)$, e a pressão absoluta na saída, P_3 , vide Tabela 2. A malha computacional utilizada foi refinada na parede onde os gradientes são mais significativos e o resto do campo de escoamento foi refinado o suficiente para proporcionar uma boa convergência dos resultados, vide Figura 3. Todas as



simulações foram realizadas em regime permanente. Para o acoplamento pressão-velocidade foi utilizado o método Simple (PATANKAR; SPALDING, 1972).

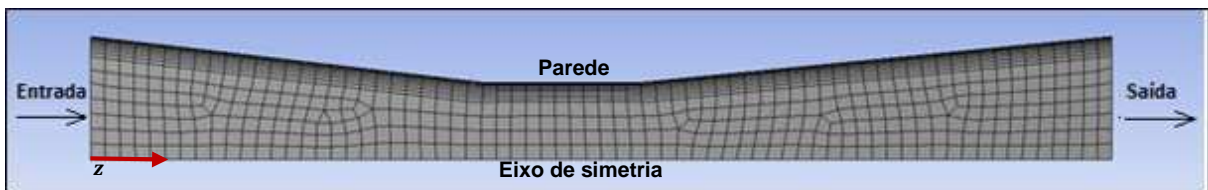


Figura 3 – Malha computacional utilizada.

Fonte: Autoria própria.

A Figura 4 apresenta uma análise comparativa dos resultados numéricos (num.) contra os resultados experimentais (exp.), para os valores de pressão absoluta na entrada, P_1 , e na garganta, P_2 , como função da vazão volumétrica Q . Estes resultados numéricos foram obtidos utilizando o modelo $k - \varepsilon$ padrão.

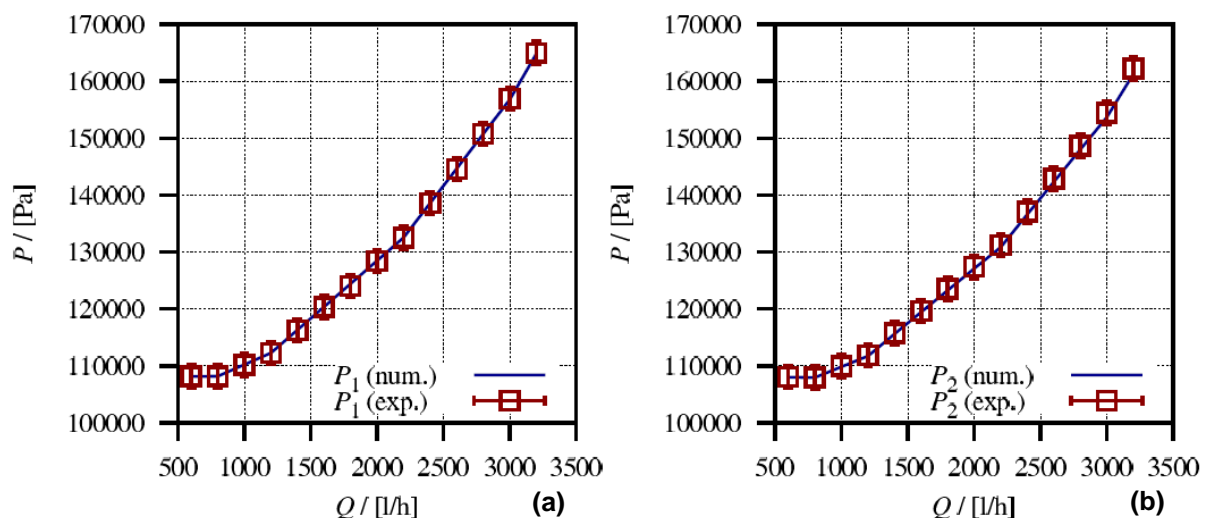


Figura 4 – Análise comparativa entre resultados numéricos (num.) e experimentais (exp.) para valores de pressão absoluta na entrada (a), P_1 , e na garganta (b), P_2 , como função da vazão volumétrica Q .

Fonte: Autoria própria.



É possível observar na Figura 4 que os resultados apresentam uma boa convergência entre os valores numéricos e experimentais. As três variantes do modelo $k - \varepsilon$ (padrão, RNG e realizável) utilizadas apresentaram em média 1% de desvio em relação aos dados experimentais. Isto se deve ao fato do Venturi possuir uma geometria simples e, portanto, estas variantes do modelo de turbulência, associadas às condições de contorno especificadas, apresentaram um bom desempenho. Desta forma, os demais resultados na sequência serão apresentados somente para o modelo $k - \varepsilon$ padrão.

A Figura 5 apresenta as distribuições da pressão absoluta, P , e dos vetores de velocidade, \vec{V} , ao longo do Venturi, para a vazão volumétrica de 3200 l/h. Estes resultados mostram uma redução de pressão na garganta (como consequência do aumento de velocidade) e uma recuperação quase que total da pressão na saída do Venturi, devido às perdas de energia existentes.

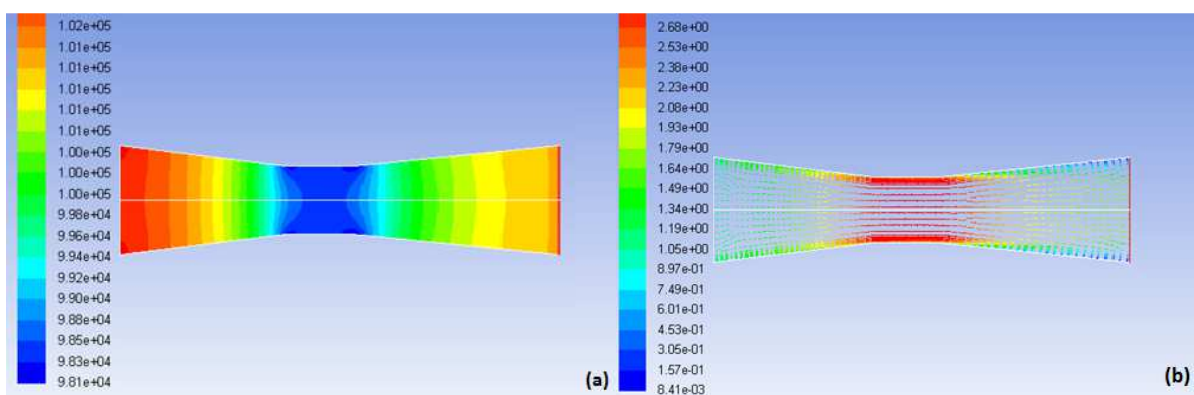


Figura 5 – Distribuições da pressão absoluta (a), P , e dos vetores de velocidade (b), \vec{V} , ao longo do Venturi, para a vazão volumétrica de 3200 l/h. As escalas de pressão e velocidade estão em Pa e m/s, respectivamente.

Fonte: Autoria própria.



Próximo à saída do Venturi é possível observar a existência de um contrafluxo, vide Figura 6. Este fenômeno ocorre devido às variações no campo de velocidades causada pela condição de não deslizamento na parede e pelo aumento gradativo da área de seção transversal na região à jusante da garganta, que por sua vez é responsável pela formação de pontos de separação no escoamento. Para valores de Reynolds mais baixos ($Re < 13000$) estes contrafluxos são desprezíveis, deixando o fluxo regular ao longo do Venturi.

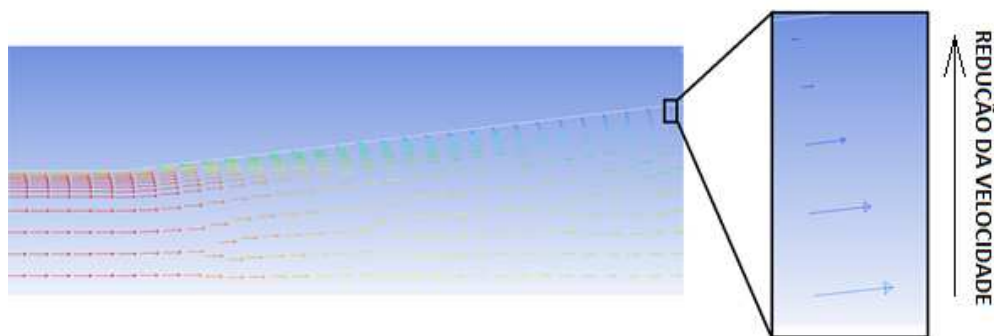


Figura 6 – Detalhe da ocorrência de contrafluxo na distribuição de vetores de velocidades.
Fonte: Autoria própria.

A Figura 7 apresenta as distribuições da energia cinética turbulenta, k , e da sua taxa de dissipação, ε , ao longo do Venturi, para uma vazão volumétrica de 3200 l/h. Estes resultados indicam um aumento na energia cinética turbulenta após a garganta. Este aumento na energia cinética turbulenta, k , está relacionado com a formação de vórtices na seção divergente após a garganta, devido à ocorrência dos contrafluxos. A distribuição da taxa de dissipação da energia cinética turbulenta, ε , se dá de maneira análoga à distribuição da energia cinética turbulenta. A partir da região da garganta que a energia cinética é distribuída às adjacências da área turbulenta do escoamento, chegando a seu ápice no final da seção divergente.

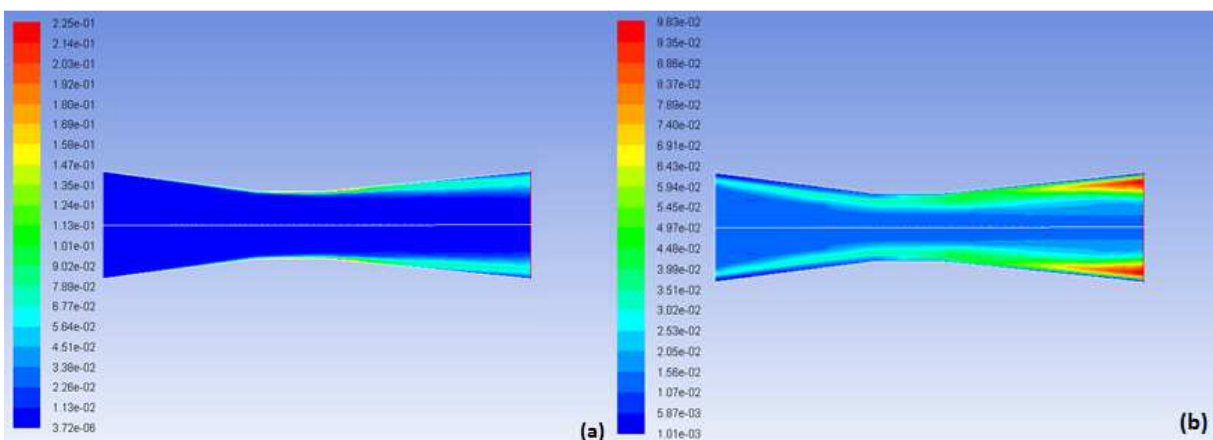


Figura 7 – Distribuições da energia cinética turbulenta (a) e da taxa de dissipação da energia cinética turbulenta (b) ao longo do Venturi, para a vazão volumétrica de 3200 l/h. As escalas da energia cinética turbulenta e da sua taxa de dissipação estão em m^2/s^2 e m^2/s^3 , respectivamente.

Fonte: Autoria própria.

5 Conclusões

No presente trabalho foi realizada uma análise numérica do escoamento ao longo de um Venturi, com a finalidade de observar a ocorrência de alguns fenômenos conhecidos na literatura, permitindo um melhor entendimento das condições nas quais ocorrem estes fenômenos, bem como, obter uma visualização das distribuições de propriedades ao longo do Venturi.

Os resultados foram obtidos utilizando três variantes do modelo de turbulência $k - \epsilon$: standard, RNG e de realizável. Estas três variantes do modelo de turbulência apresentaram bons resultados para a topologia do Venturi, uma vez que sua geometria é simples. Os resultados numéricos tiveram uma boa convergência com os dados experimentais de pressão absoluta, com cerca de 1% de desvio relativo para as três variantes do modelo $k - \epsilon$ utilizadas.



Foi observado nos resultados das simulações que a seção divergente no Venturi apresenta maiores valores de energia cinética turbulenta e da sua taxa de dissipação. Esta característica tem grande importância em injetores, pois proporciona uma maior mistura dos fluidos. Para o transporte de partículas, como no caso de transporte de grãos entre silos, esta característica turbulenta também se apresenta como uma vantagem da utilização do Venturi, visto que a manutenção dos equipamentos que utilizam o princípio de Venturi é relativamente baixa.

Este estudo permitiu uma melhor compreensão do comportamento do escoamento turbulento em um dispositivo do tipo Venturi. O modelo computacional utilizado neste trabalho pode ser empregado para análise de fenômenos mais complexos ocorrendo num Venturi, como por exemplo: injeção gás-sólido, cavitação e escoamento multifásico. Além de um cuidado na definição das condições de contorno em todos os casos de simulação de escoamentos turbulentos, torna-se necessário uma análise crítica sobre quais modelos de turbulência se aplicam melhor a cada caso, pois os modelos de turbulência têm limitações conhecidas a depender da complexidade dos fenômenos e da geometria a ser analisada.

Referências

BAYLAR, Ahmet et al. Numerical modeling of Venturi flows for determining air injection rates using Fluent v6.2. **Mathematical and Computational Applications**, Manisa, v. 14, n. 2, p. 97-108, 2009.

BLOCKEN, Bert et al. Computational analysis of the performance of a Venturi-shaped roof for natural ventilation: Venturi-effect versus wind-blocking effect. **Computers & Fluids**, v. 48, n. 1, p. 202-213, 2011. ISSN 0045-7930. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.compfluid.2011.04.012>.



ÇENGEL, Yunus A.; CIMBALA, John M. **Mecânica dos fluidos: fundamentos e aplicações**. São Paulo: McGraw-Hill, Bookman, AMGH, 2007. xxvi, 816 p. ISBN 9788586804588.

DOMINGUES, Rogério Bolchi. **Injeção de Partículas de FCC usando Injetores Gás-Sólido tipo Venturi**. 2006. 127 f. Dissertação (Mestrado) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2006.

EDIBON. **Practical Exercises Manual of the AFT Unit**. Edibon Technical Teaching Equipment, Madrid, Spain, 1st ed., 2012. Manual of the experimental unit for study and measurement of head loss in pipes and accessories.

FOX, Robert W.; PRITCHARD, Philip J.; MCDONALD, Alan T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 7^a ed. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos, 2010.

GHASSEMI, Hojat; FASIH, Hamidreza F. Application of small size cavitating Venturi as flow controller and flow meter. **Flow Measurement and Instrumentation**, v. 22, n. 5, p. 406-412, 2011. ISSN 0955-5986. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.flowmeasinst.2011.05.001>.

LAUNDER, B. E.; SPALDING, D. B. The numerical computation of turbulent flows. **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, UK, v. 3, n. 2, p. 269-289, mar. 1974.

MCDONALD, A. T.; FOX, R. W. An experimental investigation of incompressible flow in conical diffusers. **International Journal of Mechanical Sciences**, v. 8, n. 2, p. 125-139, 1966. ISSN 0020-7403. doi: [http://dx.doi.org/10.1016/0020-7403\(66\)90071-3](http://dx.doi.org/10.1016/0020-7403(66)90071-3).

MIRANDA, W. R.; NASCIMENTO JR., E. D.; REZENDE, A. L. T. **Simulação Numérica de uma Bolha de Separação em Bordo Arredondando Utilizando Equações Médias de Reynolds**. In: XI Simpósio Brasileiro de Automação Inteligente. Fortaleza, out. 2013.

OLIVEIRA, E. F. et al. Análise hidráulica de hidro-ejetores. **Scientia Agricola**, Piracicaba, v 53, p. 241–248, 1996. ISSN 0103-9016.



PATANKAR, S. V.; SPALDING, D. B. A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 15, n. 10, p. 1787–1806, 1972.

PUNTES, N. A. G. et al. Droplet dispersion angle measurements on a Pease-Antony Venturi scrubber. **Brazilian Journal of Chemical Engineering**, São Carlos, v. 29, p. 99-106. 2012. ISSN 0104-6632.

SIMEPAR, **Tecnologia e informações ambientais – Ponta Grossa/PR**. Disponível em: <<http://www.simepar.br/site/internas/conteudo/meteorologia/tempo.shtml?id=4119905>>. Acesso em: 5 de maio de 2014.

TANNEHILL, J. C.; ANDERSON, D. A.; PLETCHER, R. H. **Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer**. 2nd ed. Washington, DC: Taylor & Francis, 1997.