

SIMULAÇÃO DO ESCOAMENTO NO TUBO DE VENTURI EM MOTORES DE VEÍCULOS DO TIPO FÓRMULA ATRAVÉS DE CFD

James Gomes Pereira, james1397@ufpi.edu.br¹

José Vinícius Dias Mascarenhas, djozeviniciusdiasmascarenhas@gmail.com¹

Antonio Bruno de Vasconcelos Leitão, antoniobruno@ufpi.edu.br¹

Kléber Lima Cezar, kleber@ufpi.edu.br¹

Simone dos Santos Hoefel, simone.santos@ufpi.edu.br¹

¹Universidade Federal do Piauí, Campus Universitário Ministro Petrônio Portella, Centro de Tecnologia, Curso de Engenharia Mecânica, Teresina, PI, CEP 64.049-550.

Resumo: Em um cenário no qual o mercado automotivo torna-se cada vez mais competitivo e os recursos naturais mais escassos é extremamente importante o desenvolvimento de sistemas mais eficientes e que promovam um melhor desempenho dos motores de combustão interna. O presente trabalho tem como principal objetivo buscar melhores desempenhos dos motores de combustão interna na competição Fórmula SAE (Society of Automotive Engineers) por meio da análise do comportamento de alguns parâmetros do escoamento do ar ao longo de um tubo de Venturi. No entanto, é importante salientar que, em virtude das inúmeras aplicações do tubo de Venturi, essa análise em particular no escoamento pode servir como referência para outros projetos posteriores. A competição Fórmula SAE impôs uma regra quanto à entrada de ar nos motores utilizados na competição. O objetivo dessa regra é limitar a potência dessas máquinas térmicas por motivos de segurança, mas também representa um desafio para as equipes que devem projetar um sistema de admissão que reduza ao máximo a perda de carga associada a uma correspondente redução de seção transversal no tubo de Venturi. O estudo foi desenvolvido por meio de simulação computacional em diferentes configurações geométricas através do software do pacote Ansys/Fluent versão estudantil 2022 R1, que permite a solução de problemas envolvendo fluidodinâmica por meio do método de volumes finitos e utilizando as equações de Navier-Stokes com médias de Reynolds (RANS). A modelagem da turbulência foi realizada através do modelo de duas equações $k - \epsilon$. Os campos de pressão e velocidade encontrados nas simulações mostram que a configuração geométrica com os ângulos convergente e divergente de 12° e 3° , respectivamente, atingiu a menor queda de pressão e, conseqüentemente, a menor perda de carga dentre os modelos analisados. Dessa forma, este estudo permitiu uma melhor compreensão de como os parâmetros geométricos afetam o escoamento interno, os efeitos dissipativos do fenômeno de turbulência e a sua contribuição para a perda de carga em escoamentos de fluidos.

Palavras-chave: Tubo de Venturi, Turbulência, Fórmula SAE.

1. INTRODUÇÃO

Os motores de combustão interna são máquinas térmicas cuja finalidade é converter a energia térmica proveniente da combustão da mistura ar-combustível em energia mecânica. As principais características de desempenho dessas máquinas estão diretamente ligadas à quantidade de massa de ar que é direcionada para os cilindros do motor de combustão interna. O sistema de admissão é responsável pelo controle de todo o fluxo de ar que é direcionado para os cilindros de tal forma que essas características de desempenho, tais como torque e potência, são fortemente impactados pela capacidade do sistema de admissão em alimentar as câmaras de combustão de forma eficiente e uniforme.

O projeto Fórmula SAE é uma competição organizada pela Sociedade de Engenheiros Automotivos que reúne estudantes de engenharia de vários países com o objetivo de projetar e construir veículos do tipo Fórmula (Waghmare et al., 2016). A competição impõe uma regra específica em relação à entrada de ar nos motores utilizados, na qual é especificado através do regulamento que as equipes devem, obrigatoriamente, utilizar um dispositivo com uma restrição de 20 mm entre o corpo de borboleta e o sistema de admissão. Todo o fluxo de ar enviado para os cilindros deve passar por esse dispositivo, cujo objetivo principal é limitar a potência máxima dos motores por motivos de segurança (Norizan et al., 2017). No entanto, a regra impõe um desafio aos estudantes, o projeto de um sistema de admissão de tal forma que reduza ao máximo a perda de carga associada a essa restrição. Dentre os dispositivos que possuem redução de seção transversal, o tubo de Venturi é o que possui a menor perda de carga associada, quando comparado, por exemplo, a uma placa de orifício. A equipe *Bull Racing Fórmula SAE* da Universidade Federal do Piauí analisou diferentes configurações geométricas do tubo de Venturi possuindo o menor diâmetro da seção transversal, conforme

valor especificado pela regra da competição, com o objetivo de escolher aquele modelo que proporcionasse a máxima vazão mássica e a mínima queda de pressão.

O tubo de Venturi, ou medidor Venturi, pode ser definido como uma configuração tubular de diâmetro variável constituído da junção entre um bocal (parte convergente) e um difusor (parte divergente) unidos por uma restrição, na qual possui a menor área de seção transversal do tubo. Em consequência da variação dessa área da seção transversal, o escoamento de um determinado fluido ao longo desse tipo de dispositivo, pode apresentar fenômenos simples, como a conversão de energia cinética em outra forma de energia associada ao trabalho potencial das forças de pressão que atuam no escoamento. Isso pode ser facilmente explicado por meio da equação da continuidade e da equação de Bernoulli, mas também pode apresentar fenômenos extremamente complexos que contribuem para a perda de carga. Portanto, é importante ressaltar que, embora a perda de carga nesse tipo de dispositivo seja relativamente baixa, em virtude de alguns efeitos observados na camada limite e também devido ao gradiente adverso de pressão, a parte divergente do tubo de Venturi apresenta pontos de separação do escoamento e desordem no mesmo (Junior; Noleto, 2006). Consequentemente, o movimento desordenado das partículas fluidas pode resultar em vórtices e o escoamento pode ser caracterizado como um escoamento turbulento.

O presente trabalho analisa diferentes configurações geométricas dos tubos de Venturi através de simulações computacionais utilizando CFD (*Computational Fluid Dynamics*) por meio do uso de software contido no pacote Ansys/Fluent versão estudantil 2022 R1. O principal objetivo das simulações foi observar os parâmetros do escoamento do ar na parte divergente do tubo de Venturi. Em virtude dos efeitos causados pelo gradiente adverso de pressão e pelos efeitos viscosos na camada limite na região próxima às paredes do tubo, essa parte divergente torna-se a região mais crítica em relação à perda de carga. Ao observar os efeitos das mudanças na geometria dessa parte do Venturi, as características geométricas da seção convergente foram mantidas constantes. Foi possível também utilizar a metodologia RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*) que consiste em analisar um conjunto de valores médios resultantes das equações de Navier-Stokes e da equação da continuidade. No entanto, aparecem alguns termos extras resultantes dos efeitos turbulentos que precisam ser modelados por meio da utilização de um modelo de turbulência específico (Versteeg; Malalasekera, 2007). O modelo da turbulência adotado baseou-se no conhecido modelo *realizable* $k - \varepsilon$, cujo desempenho é superior ao modelo clássico.

2. PERDA DE CARGA ASSOCIADA À ESCOMENTOS INTERNOS

A perda de carga em escoamentos internos é resultante da soma de duas parcelas, a primeira denominada de perdas maiores que está associada ao atrito em escoamentos completamente desenvolvidos em tubos de área de seção transversal constante. Essa parcela de energia mecânica do escoamento é perdida devido à conversão irreversível de energia do fluido em energia térmica, que é dissipada para o meio externo por transferência de calor. Embora esse tipo de perda seja extremamente importante, o foco de estudo do presente trabalho está relacionado a segunda forma de perda de carga denominada de perdas menores. Ela está relacionada a escoamentos internos no qual é exigido a passagem do fluido por acessórios, como curvas, expansões e contrações graduais. O tubo de Venturi é um dispositivo com características geométricas onde as perdas menores merecem especial atenção, haja vista que o bocal representa uma contração gradual na área de seção transversal e o difusor é representado por uma expansão gradual, que pode proporcionar pontos de separação no escoamento e impactar fortemente na perda de carga.

2.1. Características Geométricas das Expansões e Contrações no tubo de Venturi

A primeira parte do tubo de Venturi é formada por uma configuração geométrica proveniente de uma contração gradual de seção transversal também conhecida como bocal. Esse tipo de dispositivo promove uma redução de pressão no escoamento a partir do aumento de energia cinética. Consequentemente, existem perdas de carga associadas a essa contração, e elas são diretamente proporcionais ao coeficiente de perda de carga (K), conforme a Eq. (1).

$$h_{lm} = K \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (1)$$

Os valores dos parâmetros geométricos do bocal do tubo de Venturi foram escolhidos de modo a minimizar a queda de pressão. Além disso, a escolha também se baseou nos dados dos manuais da ASHRAE (*The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*), com o ângulo $\theta = 24^\circ$ e a razão entre a área da entrada da restrição de 20 mm e a da entrada do bocal, $A_2/A_1 = 0,25$, como pode ser visto na Fig. 1. Como na parte convergente (região 1) não existe a presença de um gradiente adverso de pressão e a ocorrência de pontos de separação no escoamento próximo às paredes do tubo, os parâmetros geométricos foram mantidos constantes para melhor observar os efeitos das alterações desses parâmetros no difusor (região 3). Nessa parte do dispositivo, em virtude dos efeitos combinados do gradiente adverso de pressão e dos efeitos predominantes do atrito viscoso na camada limite, as partículas fluidas podem ser forçadas a desacelerar de maneira que algumas delas próximas à parede do tubo de Venturi serão desaceleradas até o repouso e se desprenderão da superfície. No entanto, à medida que o gradiente adverso de pressão aumenta, essas partículas poderão se mover no sentido contrário ao escoamento, conforme mostrado na Fig. 2.

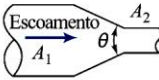
	Angulo Incluso, θ , Graus							
	A_2/A_1	10	15–40	50–60	90	120	150	180
	0,50	0,05	0,05	0,06	0,12	0,18	0,24	0,26
	0,25	0,05	0,04	0,07	0,17	0,27	0,35	0,41
	0,10	0,05	0,05	0,08	0,19	0,29	0,37	0,43

Figura 1. Coeficientes de perda de carga (K) para contrações graduais.

Fonte: Adaptado de Fox et al (2015).

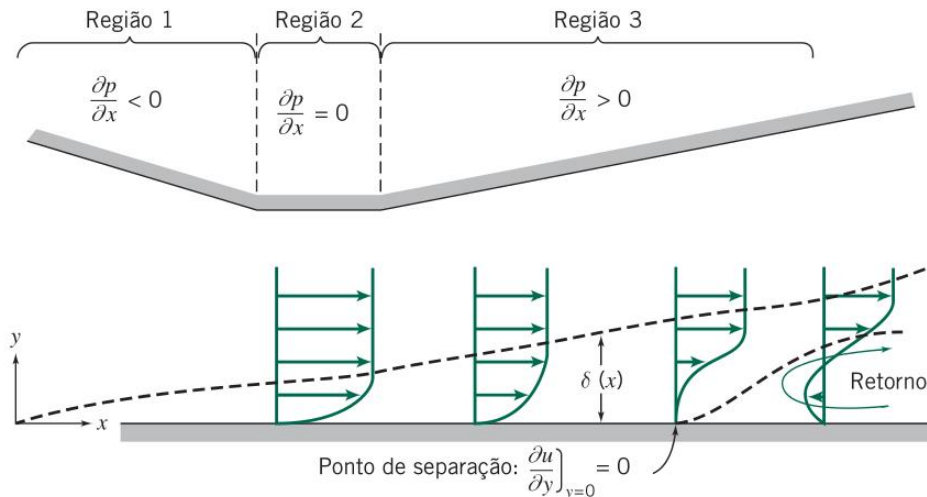


Figura 2. Escoamento em camada limite com gradiente adverso de pressão.

Fonte: Fox et al (2015).

O fenômeno ilustrado na Fig. 2 é o principal responsável pelo surgimento da turbulência em difusores e deve ser evitado de modo a reduzir a perda de carga resultante devido aos efeitos dissipativos da turbulência. Normalmente, o surgimento de pontos de separação depende de algumas características do escoamento e das características geométricas do difusor. No entanto, quando o número de Reynolds é acima de 5×10^4 , as características geométricas são as únicas responsáveis por esse fenômeno (Blevins, 1984). No difusor ocorre o processo contrário ao ocorrido no bocal, a parcela de energia convertida em energia cinética é convertida novamente em um aumento de pressão do escoamento. Porém, apenas uma parcela da energia cinética é convertida em aumento de pressão e essa parcela é representada por um coeficiente denominado coeficiente de recuperação de pressão, C_p , que representa a razão entre o aumento da pressão estática e a pressão dinâmica na entrada do difusor (Fox et al., 2015). Portanto, quanto maior o coeficiente de recuperação de pressão, menor será a perda de carga associada aos efeitos da turbulência causados pelo gradiente adverso de pressão. Similar ao surgimento de pontos de separação em escoamentos nos difusores, o coeficiente de recuperação de pressão também depende das características geométricas, conforme pode ser visto na Fig. 3.

As características geométricas do difusor do tubo de Venturi foram escolhidas baseadas nas informações apresentadas na Fig. 3. A partir de uma análise é possível concluir que a redução do ângulo φ e o aumento do comprimento N do difusor, tendem a favorecer a obtenção de valores mais elevados para o coeficiente de recuperação de pressão. Ademais, as características geométricas dos modelos analisados no presente trabalho também se basearam em outros trabalhos existentes na literatura que também analisou a queda de pressão em diferentes configurações geométricas de tubos de Venturi (Varma et al., 2018). Os dados referentes às características geométricas dos modelos utilizados nesse trabalho são mostrados na Tab. 1.

Tabela 1. Características geométricas dos tubos de Venturi.

Modelos de Venturi	Ângulo do bocal ($\theta/2$)	Ângulo do difusor (φ)	Comprimento adimensional (N/R_1)
Tubo de Venturi 1	12	9	6,3
Tubo de Venturi 2	12	6	9,5
Tubo de Venturi 3	12	3	19

Fonte: Autores (2022).

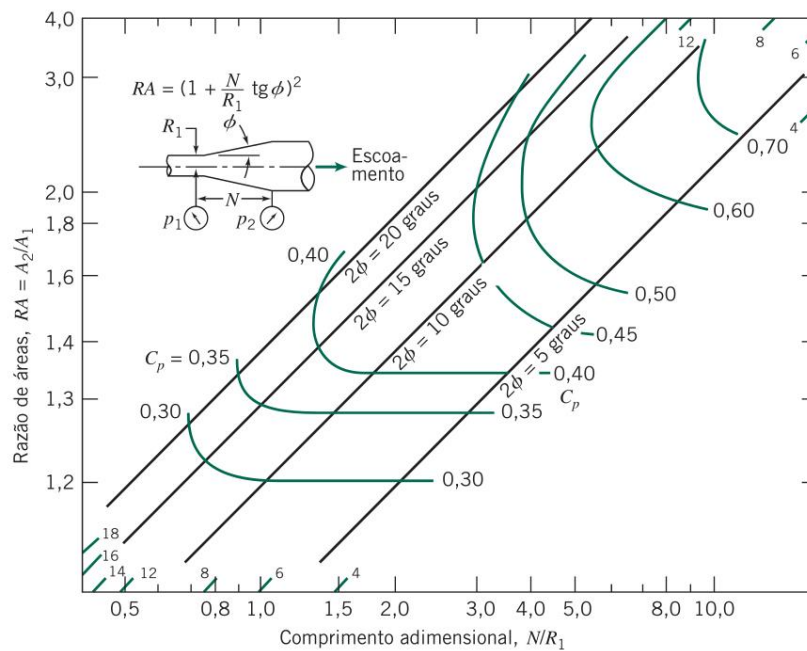


Figura 3. Recuperação de pressão em difusores cônicos.

Fonte: Fox et al (2015).

3. MODELAGEM MATEMÁTICA

A resolução do problema de escoamento de ar foi baseada no método de volumes finitos. O método é predominantemente empregado na solução de problemas de escoamento de fluidos e transferência de calor por apresentar algumas vantagens em relação a outros métodos numéricos, como o método de diferenças finitas e de elementos finitos. Uma das mais importantes vantagens do método de volumes finitos em relação aos demais métodos numéricos é o fato de mesmo satisfazer os princípios de conservação, pois a formulação do método é baseada no balanço de uma determinada propriedade em um volume de controle. Além disso, a solução de problemas de escoamentos de fluidos envolve a solução de equações não lineares provenientes de termos convectivos como os que estão presentes nas equações de Navier-Stokes (Filho, 2019). O princípio desse método consiste em dividir o domínio em volumes discretos, onde uma malha hexaédrica foi usada na discretização do domínio 3D, conforme visto na Fig. 4.

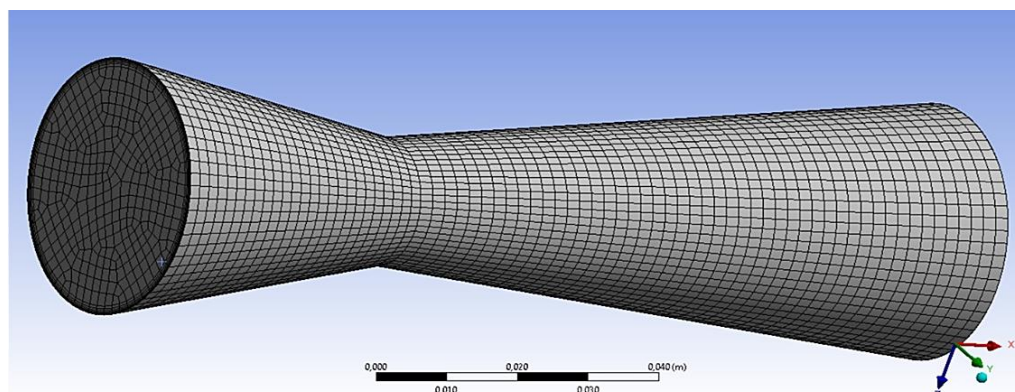


Figura 4. Discretização do domínio 3D.

Fonte: Autores (2022).

As simulações foram realizadas com a versão estudantil do pacote Ansys/Fluent 2022 R1 e por conta disso o software não permite um alto nível de refinamento da malha.

O escoamento do fluido sofre importantes efeitos próximo às paredes do tubo por conta do gradiente adverso de pressão e dos efeitos do atrito viscoso na camada limite. Como já mencionado, esses dois fenômenos atuam de forma conjunta no sentido de desacelerar as partículas fluidas e fazer com que elas se desprendam da parede do tubo

resultando na formação de pontos de separação do escoamento. Um aspecto importante no que se refere ao refinamento de malhas é que o software Fluent disponibiliza um recurso específico chamado *inflation layers* que possibilita refinar a malha próximo às paredes do tubo, como pode ser visto na Fig. 5. Essa é uma ferramenta que permite um adensamento de elementos prismáticos de forma paralela às paredes do tubo de Venturi e tem como objetivo captar melhor os efeitos decorrentes dos fenômenos responsáveis por desacelerar o fluido. Esse recurso é muito importante na avaliação da perda de carga, pois permite analisar de forma mais precisa os dois principais responsáveis pelo surgimento do fenômeno de turbulência em difusores.

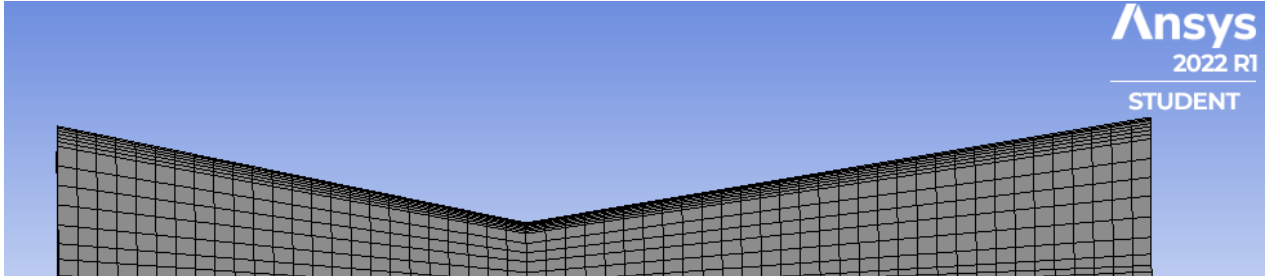


Figura 5. Refinamento da malha próximo à parede do tubo.

Fonte: Autores (2022).

Em relação às condições de contorno utilizadas nas simulações, utilizou-se a pressão atmosférica como condição de contorno de entrada com o valor equivalente a 101325 Pa. Esse é um valor aceitável para a condição de entrada, tendo em vista que a entrada do tubo de Venturi está submetida à pressão atmosférica. Como o objetivo do trabalho é avaliar a máxima perda de carga associada ao escoamento do ar no tubo de Venturi, logo foi obtida a vazão mássica máxima. O escoamento foi considerado como isentrópico e o ar considerado como um gás ideal. Dessa forma, foi calculada a vazão mássica máxima por meio da Eq. (2).

$$\dot{m}_{m\acute{a}x} = A_* P_o \sqrt{\frac{k}{RT_o}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k+1/2(k-1)} \quad (2)$$

A representa a área da seção transversal do restritor de 20 mm, P_o e T_o são a pressão de estagnação e temperatura de estagnação na entrada do tubo de Venturi, respectivamente. A velocidade de entrada do ar pode ser considerada pequena ao ponto de ser possível considerar a temperatura e a pressão de estagnação aproximadamente iguais à temperatura e pressão ambiente. k representa a relação entre calores específicos à pressão e volume constantes e R é a constante dos gases ideais. Portanto, $\dot{m}_{m\acute{a}x} = 0,0743 \text{ kg/s}$ representa a máxima vazão mássica de ar no tubo de Venturi.

3.1 Equações Governantes

Na sua grande maioria, os escoamentos encontrados na natureza e numa grande variedade de aplicações industriais são turbulentos. Dessa forma, se faz necessário a busca por uma melhor compreensão do fenômeno de turbulência. Entretanto, para isso é extremamente importante compreender de forma clara as equações que regem o movimento de um fluido em um escoamento turbulento. O escoamento de fluidos é governado pelas equações da continuidade, conservação da quantidade de movimento e conservação de energia, que podem ser escritas, respectivamente, da seguinte forma:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho g_i \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho c_p U_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \left(\frac{\partial P}{\partial t} + U_j \frac{\partial P}{\partial x_j} \right) + \rho \Phi + S \quad (5)$$

As Equações (3), (4) e (5) são provenientes da equação geral de conservação ou equação de transporte que representa o balanço de uma determinada propriedade em um elemento finito de volume de fluido. Nessas equações,

ρ , P e g_i são, respectivamente, a massa específica do fluido, a pressão, a componente do vetor aceleração da gravidade; e S é um termo fonte. Além disso, U_j representa as componentes de velocidade, c_p , k e T são os valores de calor específico à pressão constante, condutividade térmica e da temperatura do fluido, respectivamente. Na Equação (2), o termo τ_{ij} representa o tensor de tensões, que é diretamente proporcional à viscosidade dinâmica. Os primeiros e os segundos termos do lado esquerdo das Eq. (3), (4) e (5) representam, respectivamente, a taxa de variação no tempo da propriedade conservada e a taxa líquida na qual a propriedade deixa o volume de controle em virtude do movimento do fluido (termo convectivo). Nas Equações (4) e (5), o primeiro termo do lado direito representa a taxa de aumento da propriedade conservada devido a difusão (termo difusivo). Os dois últimos termos da Eq. (4) representam a força líquida de pressão e a força gravitacional exercida sobre o fluido por unidade de volume, respectivamente. O segundo e terceiro termo da Eq. (5) representam as taxas líquidas de conversão, irreversível, de energia na forma de trabalho por compressão e trabalho mecânico em energia térmica, respectivamente. Toda a parcela de energia convertida em energia térmica em virtude dos efeitos das tensões viscosas presentes no escoamento é representada pela função dissipação Φ , que pode ser definida por meio da Eq. (6).

$$\Phi = 2\mu(s_{ij}s_{ij} - \frac{s_{kk}^2}{3}) \quad (6)$$

Onde μ representa a viscosidade dinâmica, s_{ij} é a parcela do tensor de deformação relacionado às tensões viscosas e s_{kk} é a parcela do tensor de deformação relacionado à tensão hidrostática que atua no elemento fluido. O primeiro termo da Eq. (6) está relacionado à dissipação devido a deformação angular e linear e o segundo termo está associado à dilatação volumétrica do fluido.

3.2 Modelagem da Turbulência

Além de compreender as equações que regem o escoamento de um fluido é fundamental tentar compreender o fenômeno de turbulência, pois, mesmo que ainda seja um fenômeno no qual não se compreende totalmente e não esteja explícito nas equações de conservação, a turbulência é predominante nos escoamentos. Embora não seja possível observá-la diretamente nas Eq. (3), (4) e (5) os seus efeitos estão presentes e podem ser observados através de simulação por DNS (*Direct Numerical Simulation*). No entanto, para que esses efeitos sejam observados, é necessária uma discretização do domínio que exige uma malha com um alto nível de refinamento e os recursos computacionais disponíveis ainda não permitem esse nível de refinamento para a maior parte das aplicações práticas. Ademais, o fenômeno de turbulência é caracterizado por flutuações no campo de velocidade em uma ampla gama de escalas de modo que algumas podem ser de pequenas escalas e altas frequências de tal forma a tornar o custo computacional da solução extremamente alto (Filho; Mounsif, 2008). Com objetivo de reduzir o custo computacional e tornar viável a simulação de problemas que envolvem escoamentos turbulentos, Reynolds (1842-1912), propôs caracterizar um fluxo turbulento a partir da soma dos valores médios das propriedades de fluxo e a intensidade das flutuações turbulentas, como pode ser visto na Eq. (7).

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (7)$$

O método de decomposição de Reynolds consiste em representar o valor instantâneo da propriedade ϕ como a soma de uma componente média $\bar{\phi}$ e uma componente flutuante que denota os efeitos causados pela turbulência. Portanto, aplicando a decomposição de Reynolds às Eq. (3) e (4) é possível escrever as equações de conservação da massa e quantidade de movimento, respectivamente, da seguinte forma:

$$\frac{\partial(\rho\bar{U}_j + \bar{\rho}U'_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (8)$$

$$\bar{\rho}\frac{\partial\bar{U}_i}{\partial t} + \bar{\rho}\bar{U}_j\frac{\partial(\bar{U}_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial\bar{\tau}_{ji}}{\partial x_i} - \frac{\partial\bar{P}}{\partial x_i} + \bar{\rho}g_i + \frac{\partial\tau'_{ji}}{\partial x_j} \quad (9)$$

As Eq. (8) e (9) são muito semelhantes às Eq. (3) e (4). Contudo, em virtude da aplicação da decomposição de Reynolds, as equações de conservação de massa e quantidade de movimento foram escritas em função dos valores médios das propriedades do fluxo turbulento. Além disso, surgiram novos termos que estão associados aos valores das flutuações das propriedades. Na Equação (8), surgiu um termo adicional resultante das flutuações de massa específica e de velocidade. Na Equação (9), referente à equação de conservação de movimento, surgiu um novo termo resultante das flutuações no campo do escoamento que pode ser escrito como:

$$\frac{\partial \tau'_{ji}}{\partial x_j} = - \left[\frac{\partial}{\partial t} \overline{\rho U'_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{\rho U'_i U'_j} + U_i \overline{\rho U'_j} + \overline{U_j} \overline{\rho U'_i} + \overline{\rho U'_i U'_j}) \right] \quad (10)$$

O termo τ'_{ji} na Eq. (10), representa tensões extras resultantes das flutuações no campo do escoamento e definem os elementos do tensor de tensões turbulentas conhecidas como tensor de Reynolds. Dessa forma, as tensões de um escoamento são intensificadas em regime turbulento. Consequentemente, a dissipação de energia cinética em energia térmica é intensificada pelos efeitos do fenômeno de turbulência. Essas tensões foram inicialmente descritas por Reynolds e posteriormente, Boussinesq em 1877, propôs que a tensão turbulenta seria diretamente proporcional ao gradiente de velocidade do escoamento médio, semelhante ao que ocorre com a taxa de cisalhamento em um fluido newtoniano.

Os termos adicionais provenientes das flutuações no campo do escoamento fazem com que o número de incógnitas seja superior ao número de equações, sendo necessário a introdução de novas equações que relacionem as variáveis médias às variáveis instantâneas para a solução de escoamentos turbulentos. Portanto, optou-se por escolher o modelo de turbulência de duas equações *realizable k - ε*, tendo em vista o seu desempenho superior em relação ao modelo clássico proposto por Harlow e Nakayama (1972), sobretudo na simulação de escoamentos que envolvem gradientes adversos de pressão, pontos de separação e recirculação. Além disso, no modelo *realizable k - ε*, a viscosidade turbulenta, associada às tensões turbulentas, é calculada por um método aprimorado em relação ao modelo clássico de turbulência (Shaheed *et al.*, 2019).

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Conforme mencionado anteriormente, a região do escoamento correspondente a parte divergente do tubo de Venturi pode apresentar fenômenos extremamente complexos em virtude da escolha dos parâmetros geométricos do difusor. Nessa região, as partículas fluidas são desaceleradas pela ação conjunta do gradiente adverso de pressão e das forças viscosas, resultando no aumento da camada limite. À medida que o escoamento se desenvolve na parte divergente, o valor do gradiente adverso de pressão pode aumentar de tal forma que as partículas fluidas serão de fato levadas ao repouso e forçadas a afastar-se da superfície do Venturi, resultando em um comportamento caótico do escoamento.

As figuras a seguir denotam os resultados para os campos de pressão e de velocidade para diferentes configurações de tubos de Venturi. É importante ressaltar que, conforme a lei de conservação de massa e a equação de Bernoulli, ocorrem conversões de energia associada ao trabalho potencial das forças de pressão em energia cinética em virtude da variação da área de seção transversal do tubo de Venturi. Além das conversões de energia cinética e pressão, ocorrem fenômenos que não podem ser previstos pela lei de conservação de massa e pela equação de Bernoulli, pois o surgimento de tais fenômenos está associado à algumas características geométricas do difusor e aos efeitos do atrito viscoso predominantes na camada limite.

A partir das Figuras 6, 7 e 8 é possível observar as linhas de corrente do escoamento para diferentes configurações geométricas de tubos de Venturi. As linhas de corrente ilustram a trajetória percorrida pelas partículas fluidas em um escoamento em regime permanente. O comportamento das partículas fluidas torna-se menos caótico à medida que o ângulo do difusor diminui e o comprimento adimensional aumenta, haja visto que o valor do gradiente adverso de pressão é reduzido. Essa afirmação pode ser confirmada a partir da observação das linhas de corrente do escoamento de ar do tubo de Venturi 3, conforme a Fig. 8.

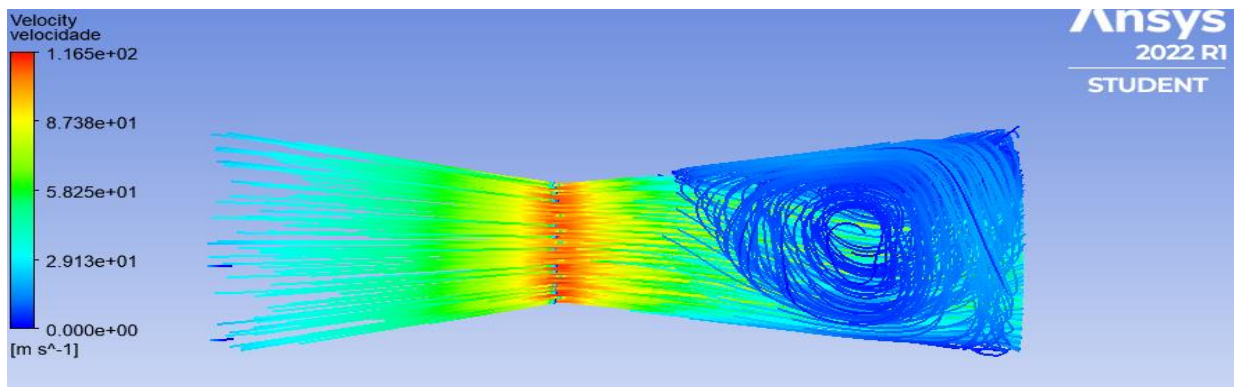


Figura 6. Linhas de corrente do escoamento no tubo de Venturi 1.

Fonte: Autores (2022).

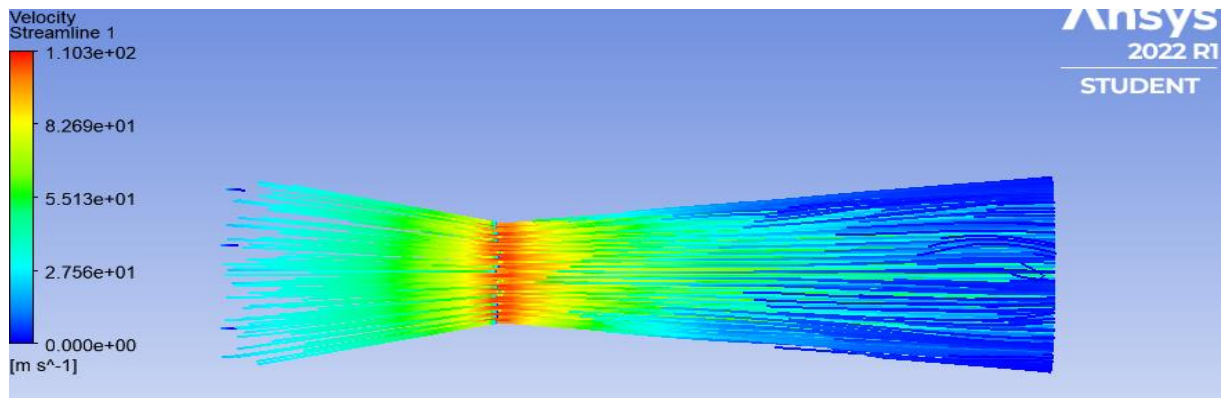


Figura 7. Linhas de corrente do escoamento no tubo de Venturi 2.

Fonte: Autores (2022).

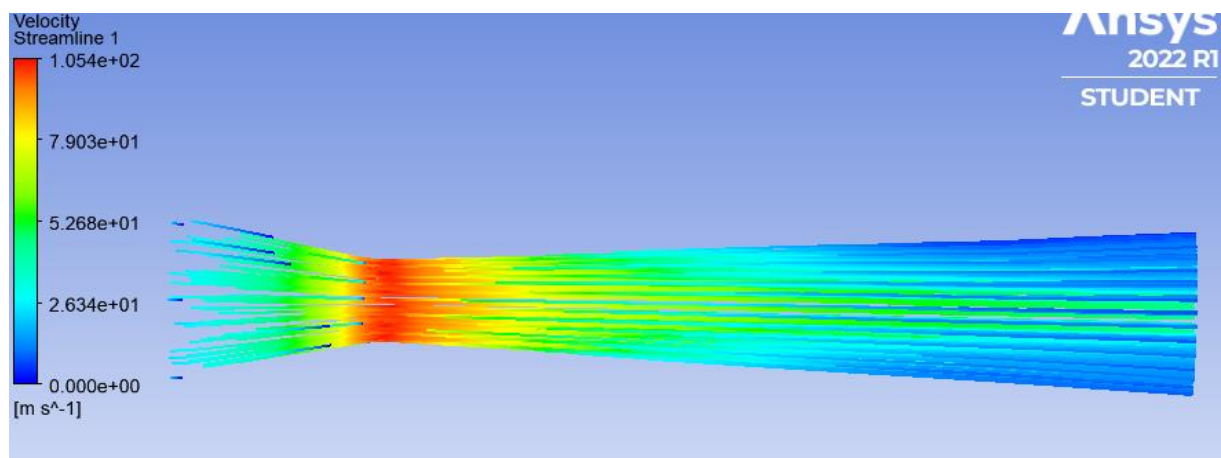


Figura 8. Linhas de corrente do escoamento no tubo de Venturi 3.

Fonte: Autores (2022).

As Figuras 9, 10 e 11 representam a variação de pressão ao longo dos diferentes modelos de configurações geométricas de tubos de Venturi, através da análise dos contornos de pressão dos modelos é possível notar uma correlação entre o comportamento caótico das partículas fluidas no escoamento de ar em cada modelo e a recuperação de pressão na parte divergente, pois quanto mais acentuados os efeitos do fenômeno de turbulência menor a pressão de saída dos modelos.

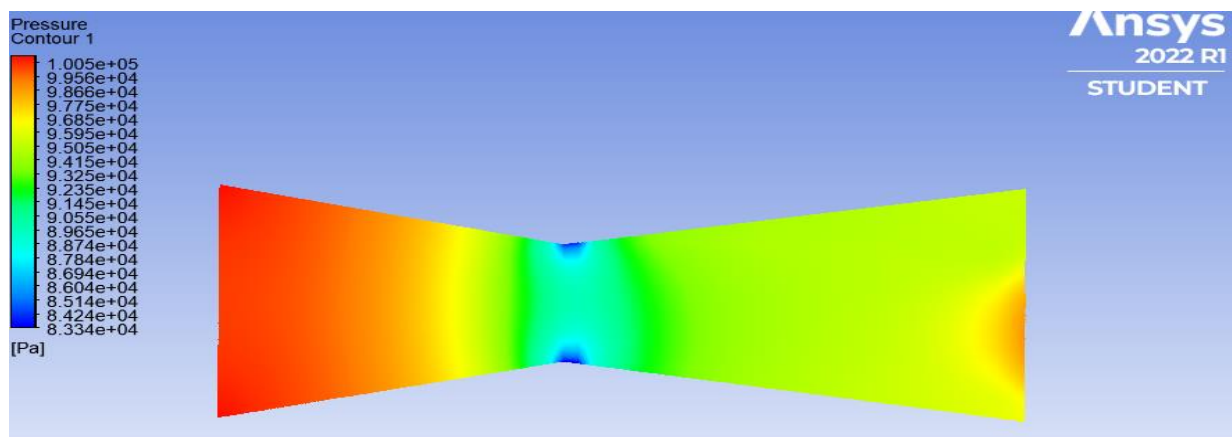


Figura 9. Variação da pressão no tubo de Venturi 1 com $\varphi/2 = 9^\circ$.

Fonte: Autores (2022).

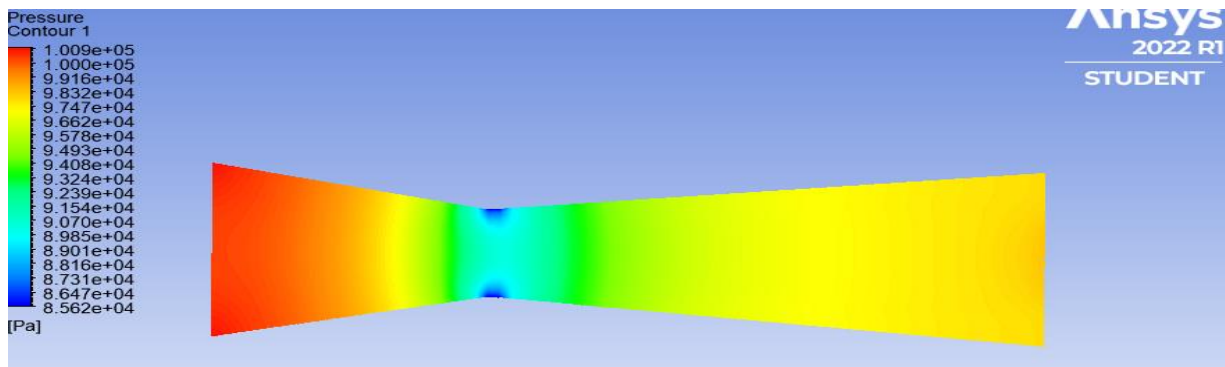


Figura 10. Variação da pressão no tubo de Venturi 2 com $\varphi/2 = 6^\circ$.

Fonte: Autores (2022).

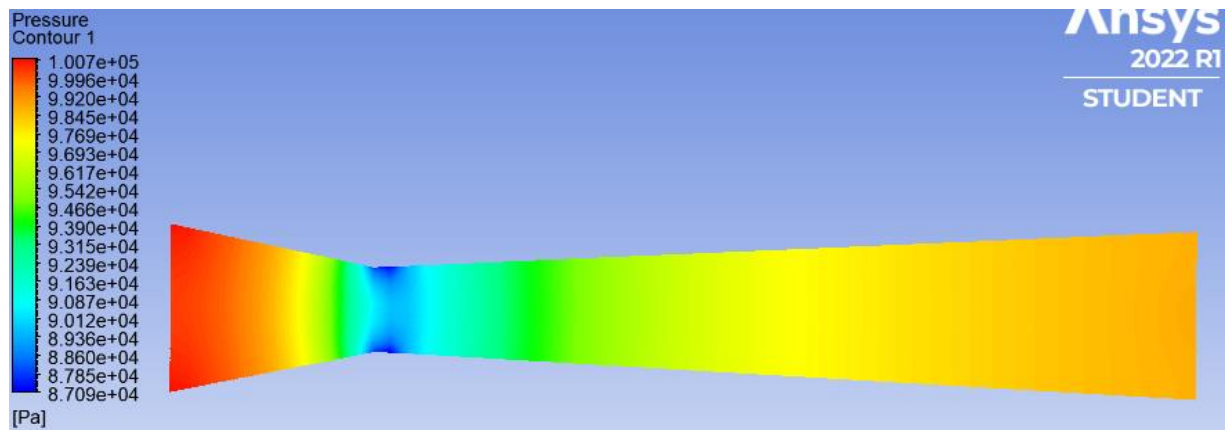


Figura 11. Variação da pressão no tubo de Venturi 3 com $\varphi/2 = 3^\circ$.

Fonte: Autores (2022).

Os valores referentes à pressão de saída de cada tubo de Venturi foram mensurados e comparados, como pode ser visto na Tab. 2.

Tabela 2. Pressão de saída para cada modelo do tubo de Venturi.

Modelos de Venturi	Ângulo do difusor (φ)	Comprimento adimensional (N/R_1)	Pressão de saída (Pa)
Tubo de Venturi 1	9	6,3	95209,9
Tubo de Venturi 2	6	9,5	97741,8
Tubo de Venturi 3	3	19	98818

Fonte: Autores (2022).

Os dados da Tab. 2 mostram que também existe algum tipo de relação entre as características geométricas do tubo de Venturi e a recuperação de pressão dos modelos. O tubo de Venturi 1 apresentou o menor coeficiente de recuperação de pressão. Além disso, conforme mencionado anteriormente, a recuperação de pressão em cada modelo possui uma correlação direta com o comportamento caótico das partículas fluidas. Esse tipo de comportamento é característico de fluxos turbulentos, que é um fenômeno altamente dissipativo, como o escoamento ilustrado pela Fig. 6. O surgimento do fenômeno de turbulência no tubo de Venturi 1 está associado ao surgimento de pontos de separação do escoamento, caracterizados pelo desprendimento das partículas fluidas mais próximas à parede do tubo, que são resultantes de elevados gradientes adversos de pressão provenientes da escolha dos parâmetros geométricos do difusor. Por outro lado, a Fig. 8 mostra que o escoamento de ar no tubo de Venturi 3 não apresentou sinais de comportamento caótico das partículas fluidas e, consequentemente, o modelo apresentou o valor mais elevado para pressão de saída. Portanto, é possível concluir que as características geométricas do tubo de Venturi afetam diretamente o tipo de escoamento e, consequentemente, a recuperação de pressão no difusor.

5. CONCLUSÃO

Um estudo numérico sobre o escoamento de ar em diferentes configurações geométricas de tubos de Venturi utilizados em veículos do tipo Fórmula foi realizado com o objetivo de avaliar a queda de pressão associada à escolha das características geométricas dos modelos. O estudo consistiu na simulação computacional do escoamento em três modelos de tubos de Venturi com diferentes características geométricas de difusor. Essas geometrias da parte convergente foram escolhidas com o intuito de proporcionar a menor perda de carga possível nessa região do escoamento, assim como as características geométricas da parte divergente foram escolhidas com o objetivo de evitar o surgimento de pontos de separação do escoamento de modo a proporcionar a máxima vazão mássica e o mínimo de perda de carga. As condições de contorno foram as mesmas, nas simulações dos três modelos de tubo de Venturi.

Por meio das simulações computacionais foram obtidos os contornos de pressão e de velocidade que possibilitaram analisar a influência das características geométricas do tubo de Venturi no escoamento de ar. Os resultados obtidos para a variação de pressão e de velocidade foram concordantes com a lei de conservação de massa e a equação de Bernoulli, pois a redução e expansão da área da seção transversal associada às partes convergente e divergente do tubo de Venturi, respectivamente, provocaram conversões de energia associada ao trabalho potencial das forças de pressão e de energia cinética. Dessa forma, o escoamento atingiu seus valores máximo de velocidade e mínimo de pressão na restrição de 20 mm.

A visualização do escoamento por meio das linhas de corrente permitiu identificar um comportamento caótico das partículas fluidas principalmente no tubo de Venturi 1 com o ângulo do divergente igual 18° e um comportamento ordenado das mesmas no tubo de Venturi 3 com o ângulo do divergente igual a 6° . Esses resultados concordam com os resultados obtidos por Coelho *et al* (2006). Portanto, quanto maior o ângulo do difusor de um tubo de Venturi mais acentuados serão os efeitos do fenômeno de turbulência no escoamento.

Os campos de pressão e os dados de pressão de saída dos modelos analisados mostram que um escoamento em regime turbulento faz com que a recuperação de pressão nos difusores de tubos de Venturi seja menos eficiente. Consequentemente, o coeficiente de recuperação de pressão para escoamentos turbulentos tende a ser menor do que para os escoamentos laminares. Tal redução é proveniente da intensificação das tensões de cisalhamento em regime turbulento de forma que quanto maiores forem as flutuações de velocidade, maiores serão os gradientes e o cisalhamento local. A intensificação das tensões de cisalhamento promove a transformação de uma parcela da energia cinética do escoamento, que seria convertida em aumento de pressão no difusor, em energia térmica. Logo, o projeto de sistemas que envolvem o fluxo de fluidos através de tubos de Venturi, nos quais a redução da perda de carga é uma exigência de projeto, devem ter suas características geométricas escolhidas de forma a evitar o surgimento do regime turbulento.

6. REFERÊNCIAS

- Blevins R. D., 1984, Applied Fluid Dynamics Handbook, Van Nostrand Reinhold Company, England, 145 p.
- Filho, A. de F. C. Método de Volumes Finitos Aplicado à Condução de Calor uma abordagem com Python. 1a edição ed. São Luis: Edição do Autor, 2019.
- Fox, R. W.; Pritchard, P. J.; McDonald, A. T. Introdução à Mecânica dos Fluidos. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos, 2015.
- Henriques, O. H. Á.; Mounsif, S. O. Modelos de Turbulência Aplicados ao Escoamento de Ar em Ambientes Internos: Um Estudo Numérico. In *Proceedings of the 12th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering*, ABCM, Belo Horizonte, Brasil, Vol.1, pp. 08-5215.
- Coelho, J. G.; Junior, A. C. P. B.; Noleto, L. Escoamento turbulento em difusores cônicos - simulações transientes. Anais da 5ª Escola de Primavera de Transição e Turbulência. ABCM, Rio de Janeiro, Brasil, Vol. 1, pp. 06-18.
- Norizan, A. et al. Study of intake manifold for Universiti Malaysia Perlis automotive racing team formula student race car. *Journal of Physics: Conference Series*, v. 908, n. 1, p. 0–8, 2017.
- Shaheed, R.; Mohammadian, A.; Kheirkhah Gildeh, H. A comparison of standard $k-\epsilon$ and realizable $k-\epsilon$ turbulence models in curved and confluent channels. *Environmental Fluid Mechanics*, v. 19, n. 2, p. 543–568, 2019.
- Varma, N. R. et al. Design and CFD Analysis of Automobile air. p. 3423–3430, 2018.
- Versteeg, H. K.; Malalasekera, W. An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method, v. M, p. 9–38, 2007.
- Waghmare, S. N. et al. Design & Analysis for Intake System of Formula SAE Car. *International Journal of Engineering Technology Management and Applied Sciences* www.ijetmas.com, v. 4, n. 2, p. 2349–4476, 2016.

7. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

SIMULATION OF FLOW IN VENTURI TUBE IN FORMULA TYPE VEHICLE ENGINES THROUGH CFD

James Gomes Pereira, james1397@ufpi.edu.br¹

José Vinícius Dias Mascarenhas, djozeviniciusdiasmascarenhas@gmail.com¹

Antonio Bruno de Vasconcelos Leitão, antoniobruno@ufpi.edu.br¹

Kléber Lima Cezar, kleber@ufpi.edu.br¹

Simone dos Santos Hoefel, simone.santos@ufpi.edu.br¹

¹Universidade Federal do Piauí, Curso de Engenharia Mecânica, Campus Universitário Ministro Petrônio Portella, Teresina, PI, CEP 64049-550./

Abstract. *In a scenario where the automotive market becomes increasingly attractive and natural resources more scarce, it is extremely important to develop more efficient systems that promote better internal project engines. The main objective of the present work is to seek better performances of internal combustion engines in the Formula SAE (Society of Automotive Engineers) competition through the analysis of the behavior of some parameters of the air flow along a Venturi tube. However, it is important to point out that, due to the numerous applications of the Venturi tube, this particular analysis in the flow can serve as a reference for other later projects. The Formula SAE competition imposed a rule regarding the air intake of the engines used in the competition. The purpose of this rule is to limit engine power for safety reasons, but it also poses a challenge for teams that must design an intake system that minimizes the pressure drop associated with a sudden reduction in cross-section in the Venturi tube as much as possible. The study was developed through computer simulation and different geometric configurations were simulated with the software package Ansys/Fluent student version 2022 R1, which allows the solution of problems involving fluid dynamics through the finite volume method and using the equations of Navier-Stokes with Reynolds means (RANS). The turbulence modeling was performed using the two-equation model $k - \epsilon$. The pressure and velocity contours found in the simulations show that the geometric configuration with the converging and diverging angles of 12° and 3° , respectively, reached the lowest pressure drop and, consequently, the lowest pressure drop among the analyzed models. This study allowed a better understanding of how the geometric parameters affect internal flows, the dissipative effects of the turbulence phenomenon and its contribution to the pressure drop in fluid flows.*

Keywords: Venturi Tube, Turbulence, Formula SAE.