

Comparação entre modelos de turbulência K- ω aplicados em um escoamento em canal com junção T

G C C Fiuza¹, A L T Rezende¹

¹ Seção de Engenharia Mecânica, IME – Instituto Militar de Engenharia, RJ, Brazil
e-mail: arezende@ime.eb.br

RESUMO: O escoamento em um canal tipo junção T está presente em diversas aplicações industriais, tais como sistemas de ar condicionado, circuitos de resfriamento a água e sistemas de exaustão de gases. No presente trabalho, foi analisado numericamente o escoamento de ar através do canal tipo junção T. Para simular numericamente este caso, foram utilizadas equações médias de Reynolds Navier-Stokes (RANS) para um escoamento estacionário bidimensional pelo uso dos modelos de turbulência SST k- ω e k- ω . A razão de momento utilizada foi de $M_R=2$ e o número de Reynolds na entrada do escoamento paralelo ao canal é $Re = 15.000$. Os resultados encontrados foram comparados com os dados da literatura que utiliza Simulação de Grandes Escalas (LES). Os resultados obtidos foram satisfatórios e próximos aos encontrados pela simulação LES para ambos os modelos k- ω , porém o modelo SST k- ω apresentou tamanho de bolha mais próximo da literatura. Os resultados de ambos os modelos apresentaram pequenas distorções para os perfis de produção de energia cinética turbulenta k, entretanto, ilustraram de maneira análoga à literatura a produção de energia cinética turbulenta K concentrada nas camadas cisalhantes entre escoamentos. Os principais resultados analisados neste artigo são comprimento da bolha de recirculação, magnitude de velocidade média, produção de energia cinética k e perfil de velocidade adimensional u+.

PALAVRAS-CHAVE: Escoamento turbulento, Junção T, SST k- ω , k- ω , turbulência, RANS.

ABSTRACT: The flow in a T junction type channel is present in many industrial applications, such as air conditioning systems, water cooling circuits, gas exhaust systems and others. In the present study, an air flow through the T-junction channel was numerically analyzed. In order to simulate this case, the Reynolds Navier-Stokes equations (RANS) were used for a two-dimensional stationary flow using the SST k- ω and k- ω . The moment ratio used was $M_R=2$ and the Reynolds number at the inlet of the flow parallel to the channel is $Re = 15,000$. The results were compared to the literature data that used the Large Scale Simulation (LES). The results obtained were satisfactory and close to that found by the LES simulation for both k- ω models. However, the SST k- ω model showed a bubble size closer to the literature. The results of both models presented small distortions for the turbulent kinetic energy production profiles k, but, in a way similar to the one found in the literature, they illustrate the production of turbulent kinetic energy K concentrated in the shear layers between the flows. The main results analyzed in this paper are the length of the recirculation bubble, mean velocity magnitude, kinetic energy production k and dimensionless velocity profile u+.

KEYWORDS: Turbulent flow, T junction, SST k- ω , k- ω , turbulence, RANS.

1. INTRODUÇÃO

O principal objetivo do presente trabalho é a análise computacional da geometria de um canal retangular com junção tipo T. Nesta situação, ocorre a entrada de um escoamento paralelo ao canal, chamado de “Escoamento Paralelo”, e outro escoamento transversal à direção do escoamento paralelo ao canal, chamado de “Escoamento Jato”. Ao se aproximar da região de entrada do escoamento jato, o escoamento paralelo contorna o escoamento jato devido ao alto fluxo de momento do escoamento jato. Uma vez que o escoamento paralelo não consegue penetrar no escoamento jato, ele o contorna como um obstáculo.

Adicionalmente, o escoamento jato por sua vez não consegue penetrar no escoamento paralelo, se curvando até se tornar paralelo ao escoamento paralelo e ao canal. Tais mudanças de direção geram bolhas de recirculação próximas à entrada do escoamento jato ao canal.

O escoamento em canal com junção T, como ilustrado na Fig. 1, tem sido amplamente estudado na área de dinâmica de fluidos e pode ser facilmente encontrado em sistemas de ar condicionado, circuitos de resfriamento de água em usinas de energia nuclear e sistemas de recirculação de gás de exaustão em motores a combustão interna. Em grande parte de dispositivos técnicos nos quais há transporte de fluidos, um tipo de conexão de tubulação normalmente encontrado nestes sistemas é uma junção tipo T em 90 graus com variados diâmetros.

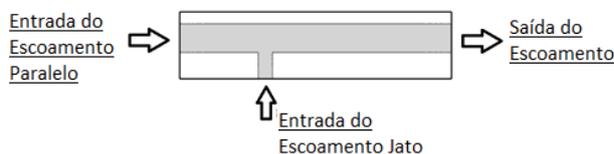


Fig. 1: Características de um escoamento em um canal com junção T.

As simulações foram realizadas baseadas nas Equações Médias de Reynolds RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) com número de Reynolds $Re = 15.000$ na entrada do escoamento paralelo ao canal e utilizando o ar como fluido. O número de Reynolds é uma função do diâmetro hidráulico do canal d_h , viscosidade cinemática ν e velocidade média de entrada do escoamento U , dado pela Eq. 1:

$$Re = \frac{U \times d_h}{\nu} \quad (1)$$

Onde o diâmetro hidráulico para um canal retangular é caracterizado segundo a Eq. 2, onde L é a largura e H a altura do canal:

$$d_h = \frac{2 \times H \times L}{H + L} \quad (2)$$

Com a finalidade de comparar os escoamentos paralelo (paralelo ao canal) e jato (transversal ao canal), foi utilizado o conceito de razão de momento de fluido. Tal razão é definida como função da velocidade de entrada do escoamento U , área da seção transversal utilizada A e a densidade ρ de cada fluido, dada pela Eq. 3:

$$M_R = \frac{(\rho U^2 A)_{\text{Escoamento Paralelo}}}{(\rho U^2 A)_{\text{Escoamento Jato}}} \quad (3)$$

A performance do modelo de turbulência utilizado para o caso construído no presente trabalho foi avaliada por comparação com os resultados numéricos obtidos por [1]. Georgiou e Papalexandris realizaram uma simulação numérica utilizando ar como fluido e com $Re = 15.000$ para a entrada do escoamento paralelo por meio da técnica *Simulação de Grandes Escalas* (LES) com tratamento em regiões próximas a parede para a análise de um canal com junção T para escoamentos com razão de momento $M_R = 2$ e 0,5.

Baseado nos estudos anteriores, este trabalho apresenta resultados numéricos da geometria de canal com junção T utilizando o modelo de turbulência *SST k- ω* e *k- ω* em escoamentos com razão de momento $M_R = 2$. A escolha dos modelos se deve a melhores resultados para escoamentos com separação e melhor resultado para regiões próximas a parede. Os resultados obtidos foram comparados com o estudo de [1].

2. MODELAGEM MATEMÁTICA

O escoamento através de um canal com junção T no presente trabalho é governado pela aplicação das Equações RANS que descrevem o movimento de fluido incompressível. Tais equações são equações de conservação de momento e de continuidade, sendo apresentadas na Eq. 4 abaixo:

$$\left(\frac{\partial u_i u_j}{\partial x_j}\right) = g_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right); \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (4)$$

O método das equações médias de Reynolds é baseado na decomposição do valor da velocidade instantânea na equação $u_i = \bar{u}_i + u_i'$, em que u_i representa o valor da velocidade instantânea, \bar{u}_i o vetor de velocidade média e u_i' representa o vetor de flutuação de velocidade [2]. Conseqüentemente, a equação de momento médio para escoamentos não transientes e incompressíveis é dada pela Eq. 5 abaixo:

$$\frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} = g_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \overline{u_i' u_j'} \right); \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (5)$$

O termo $\overline{u_i' u_j'}$ presente na Eq. 5 é chamado de tensão turbulenta de Reynolds e representa a influência das flutuações de velocidade no escoamento médio.

Entretanto, a Eq. 5 não representa um sistema fechado de equações sendo, portanto, necessário determinar o valor de tensão turbulenta de Reynolds para fechar o sistema. Para isto, é realizada uma analogia à Lei de Stokes baseando-se na hipótese de Boussinesq, onde as tensões turbulentas são proporcionais ao gradiente de velocidade média do escoamento. A Eq. 6 representa a equação do tensor de Reynolds:

$$-\overline{u_i' u_j'} = u_t \left(\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij}; k = \frac{1}{2} \overline{u_i' u_i'} \quad (6)$$

O termo u_t é caracterizado como viscosidade turbulenta e é definido de acordo com os modelos de turbulência a seguir. Há diversos modelos de turbulência para encontrar o termo, porém, neste trabalho utilizaremos os modelos da família *k- ω* , mais especificadamente, os modelos *k- ω Standard* e *SST k- ω* .

2.1 Modelo K- ω

O modelo *k- ω* possui como característica a resolução da equação de conservação da energia cinética turbulenta k de forma conjunta com a equação de conservação da taxa específica da dissipação da energia cinética turbulenta. Geralmente ω é determinado como uma frequência característica do processo de decaimento da turbulência, cujo inverso é a escala de tempo na qual a dissipação de energia cinética turbulenta ocorre. Sua taxa é determinada pela taxa de transferência de energia sobre o espectro de comprimento, então ω é definido por grandes escalas de movimento e é relacionado a propriedades médias de escoamento [3].

O modelo *k- ω* mais utilizado é o modelo de [4], um modelo *k- ω* padrão com as equações de conservação abaixo:

$$\rho \frac{\partial K}{\partial t} + \rho \frac{\partial (\bar{u}_j K)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_K} \right) \frac{\partial K}{\partial x_j} \right] + P_K - Y_K \quad (7)$$

$$\frac{\partial (\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega \quad (8)$$

Onde os termos P_K e Y_K são respectivamente os termos de produção e destruição de energia cinética turbulenta k , G_ω e Y_ω são respectivamente os termos de produção e destruição da taxa específica de dissipação da energia cinética turbulenta ω e a viscosidade turbulenta é dada na Eq. 9 abaixo:

$$\mu_t = a^* \frac{k}{\omega}; a^* = 1 \quad (9)$$

Onde a^* é o coeficiente de amortecimento da viscosidade turbulenta.

O modelo padrão *k- ω* possui bom desempenho para escoamentos livre de cisalhamentos e escoamentos em placas planas com camada limite. O modelo também obtém

bons resultados para gradientes de pressão adversos e escoamentos separados. O modelo é efetivo para simulações de camada limite onde valores de ω próximos a parede tendem ao infinito e não são influenciados por valores de ω na região não turbulenta [5].

Entretanto, o modelo também apresenta aspectos negativos, como por exemplo, uma forte dependência das condições de contorno no escoamento livre para ω . O problema pode ser evitado aplicando-se condições de contorno para ω em escoamento livre.

2.2 Modelo SST K- ω

O modelo utilizado no presente trabalho, modelo SST $k-\omega$ (Shear-Stress Transport $k-\omega$) é amplamente utilizado em casos com separação de camada limite, por combinação dos modelos de turbulência $k-\varepsilon$ e $k-\omega$. O modelo $k-\omega$ apresenta melhor resultados que o modelo $k-\varepsilon$ em regiões próximas a parede. Entretanto o modelo $k-\omega$ requer uma condição de contorno não nula para ω para correntes livres não turbulentas [6].

Contudo, o modelo $k-\varepsilon$ não possui tal deficiência [7]. Portanto, o modelo SST $k-\omega$ é uma combinação ótima entre o modelo $k-\omega$ em regiões próximas a parede independente da corrente livre e o modelo $k-\varepsilon$ para regiões distantes da camada limite.

Desse modo, o modelo $k-\varepsilon$ é modificado com a finalidade de ser descrito em termos da taxa específica de dissipação, ω . O modelo padrão $k-\omega$ e o modelo $k-\varepsilon$ modificado são multiplicados por uma função de mistura e somados. A função de mistura F_1 é definida como um valor único na região interna da camada limite turbulenta (modelo padrão $k-\varepsilon$) e é zero na região distante da camada limite turbulenta (modelo padrão $k-\omega$) [2]. A função de mistura está descrita na Eq. 10 e Eq. 11 abaixo:

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4); \quad (10)$$

$$\arg_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega d}; \frac{500v}{d^2 \omega} \right); \frac{4\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} d^2} \right] \quad (11)$$

O termo $CD_{k\omega}$ é a parte positiva da difusão cruzada e d é a distância até a superfície mais próxima. O termo $CD_{k\omega}$ se encontra descrito na Eq. 12 abaixo:

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho\sigma_D \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}; 10^{-10} \right) \quad (12)$$

A viscosidade turbulenta é definida de acordo com a Eq. 13 e Eq. 14:

$$\mu_t = \frac{a_1 \omega}{\max(a_1 \omega; SF_2)} \quad (13)$$

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2); \arg_2 = \max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega d}; \frac{500v}{d^2 \omega} \right) \quad (14)$$

O termo S refere ao modulo do tensor médio de deformação $\overline{S_{ij}}$, e o termo F_2 refere-se à função de mistura para a viscosidade turbulenta para o modelo SST $k-\omega$ e σ_D é uma constante empírica.

A energia cinética turbulenta k e a taxa de dissipação específica ω pode ser obtida pela solução de suas equações de conservação, em que as configurações para a constante ϕ , para o modelo SST $k-\omega$, são obtidas utilizando o uso de uma função de mistura entre as constantes ϕ_1 (proveniente do modelo $k-\omega$ padrão) e ϕ_2 (proveniente do modelo $k-\varepsilon$ padrão), sendo a relação entre ambas as constantes dada por:

$$\phi = F_1 \phi_1 + (1 - F_1) \phi_2 \quad (15)$$

As constantes utilizadas no modelo SST $k-\omega$ estão ilustrados na Tabela 1.

Tabela 1: Constantes do modelo SST K- ω

Constante	ϕ_1	ϕ_2
β	0,0750	0,0828
β^*	0,09	0,09
σ_k	0,5	1,0
σ_ω	0,5	0,856
σ_D	0,856	0,856
α	5/9	0,44

3. METODOLOGIA

O presente trabalho consiste na construção da geometria em 2D de um canal com junção tipo T simulando dois escoamentos, um paralelo ao canal e outro transversal ao canal. A geometria do canal está descrita na Fig. 2. As dimensões aqui apresentadas são baseadas nas utilizadas no trabalho de [1] e estão relacionadas com a largura da entrada do escoamento jato δ proveniente do trabalho de [1]. O valor de δ utilizado no presente trabalho é constante e igual a 1 m. Para a simulação, foi apenas considerada a razão de momento de $M_R = 2$. A geometria construída para todos os casos simulados nesse trabalho possui as mesmas dimensões da geometria ilustrada na Fig. 2.

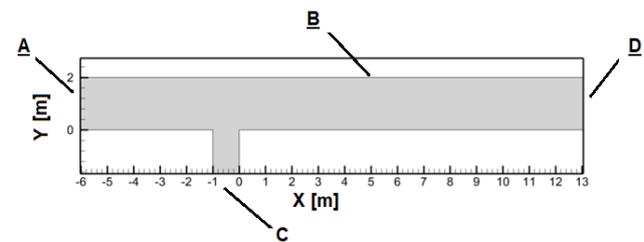


Fig. 2: Geometria utilizada no presente trabalho.

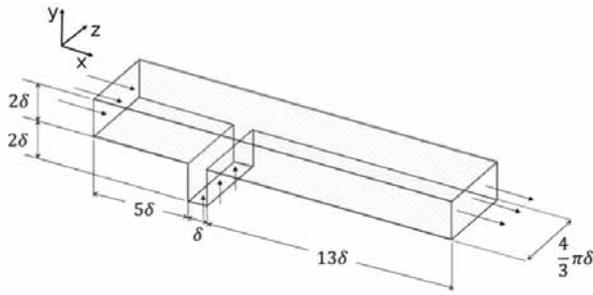


Fig. 3: Geometria 3D utilizada no trabalho de [1].

A geometria descrita na Fig. 2 difere da geometria na Fig. 3 em sua dimensão, onde no presente trabalho é analisado em duas dimensões, e no afastamento entre a entrada do escoamento paralelo e a entrada do escoamento jato e entre a junção T e a entrada do escoamento jato. No presente trabalho ambos os afastamentos entre as entradas dos escoamentos possuem valor de 100δ e a espessura do canal é de $0,12$ m. Tal afastamento entre as entradas é necessário para o escoamento se tornar plenamente desenvolvido.

A presente simulação foi realizada no software ANSYS FLUENT®, com a velocidade de entrada do escoamento paralelo 1 m/s e pressão de saída de ambos os escoamentos é igual a 0 Pa e viscosidade cinemática do fluido de $0,000111$ m²/s. O ponto de origem está localizado no vértice da entrada do escoamento jato. Para a razão de momento $M_R = 2$, a velocidade de entrada do escoamento jato é igual a velocidade de entrada do escoamento paralelo de 1 m/s. O número de Reynolds utilizado neste trabalho é de 15.000 na entrada do escoamento paralelo, o mesmo utilizado no trabalho de [1]. O domínio da simulação encontra-se ilustrado também na Fig. 2, onde A é a entrada do escoamento paralelo, B são as paredes do canal, C a entrada do escoamento jato e D a saída do escoamento já misturado.

Todos os casos simulados no presente trabalho utilizam o método de volumes finitos para discretizar as equações de governo. O esquema de interpolação utilizado é QUICK [8] e o esquema SIMPLE [9] foi utilizado no acoplamento de pressão e velocidade. Para a resolução do Sistema de equações lineares foi utilizada a técnica Multigrid [10]. Para o problema foram utilizadas 500.000 iterações para o modelo *SST k- ω* e $1.000.000$ iterações para o modelo *k- ω Standard* devido ao último modelo levar mais iterações para a convergência. Ambos os modelos foram considerados convergidos quando todos os resíduos foram menores que 10^{-12} .

Foram analisados os resultados para 5 malhas diferentes para cada modelo de turbulência com 200.000 , 400.000 e 700.000 , $1.000.000$ e $1.503.400$ elementos cada malha. De modo genérico, todas as malhas utilizadas na simulação podem ser ilustradas conforme a Fig. 4 e mais detalhadamente na Fig. 5. As malhas presentes neste estudo foram refinadas nas

regiões próximas às paredes e nos vértices do canal de entrada do escoamento jato.

A escolha das regiões foi baseada nos estudos de [1] [11], [12] e [13] nos quais apresentaram o aparecimento de bolhas de recirculação nos vértices da entrada do escoamento jato.

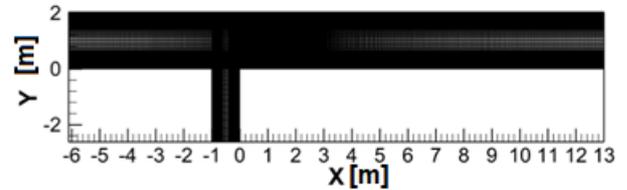


Fig. 4: Malha padrão utilizada na simulação do presente trabalho

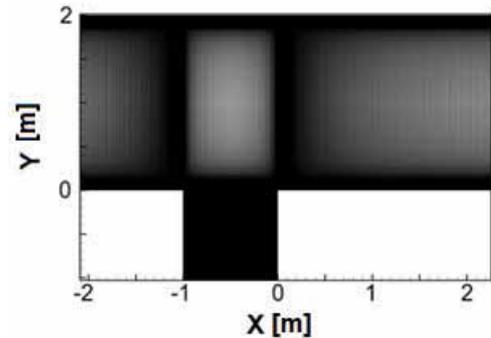


Fig. 5: Detalhe da malha na entrada do escoamento jato.

Para analisar a convergência do resultado foi utilizado o perfil do componente de velocidade média \bar{u} na direção x , e a distribuição do coeficiente de pressão C_p , calculado pela Eq. 16:

$$C_p = \frac{p - p_\infty}{0,5 \rho U_\infty^2} \quad (16)$$

Onde p é a pressão estática e p_∞ é a pressão na corrente livre, no ponto $x = -0,5$ m para os resultados de 100.000 , 200.000 , 400.000 , 600.000 , 800.000 e $1.000.000$ iterações para cada malha para o modelo *k- ω standard* e somente 100.000 , 200.000 , 400.000 e 500.000 iterações para o modelo *SST k- ω* .

Todas as malhas apresentaram o mesmo resultado, portanto, na análise dos resultados foram comparados os dados obtidos com a malha de $1.503.400$ elementos por possuir maior precisão computacional.

Na Fig. 6 estão ilustrados os gráficos de convergência do modelo *k- ω Standard* para o perfil de coeficiente de pressão e perfil de \bar{u} para a entrada do escoamento paralelo.

Nota-se que, para o gráfico de coeficiente de pressão C_p , as iterações acima de 200.000 possuem resultados análogos e para o gráfico de perfil de \bar{u} , é imperceptível quaisquer mudanças no resultado, uma vez que o resultado já está convergido para 200.000 iterações. De forma análoga, o mesmo ocorre para o modelo *SST k- ω* .

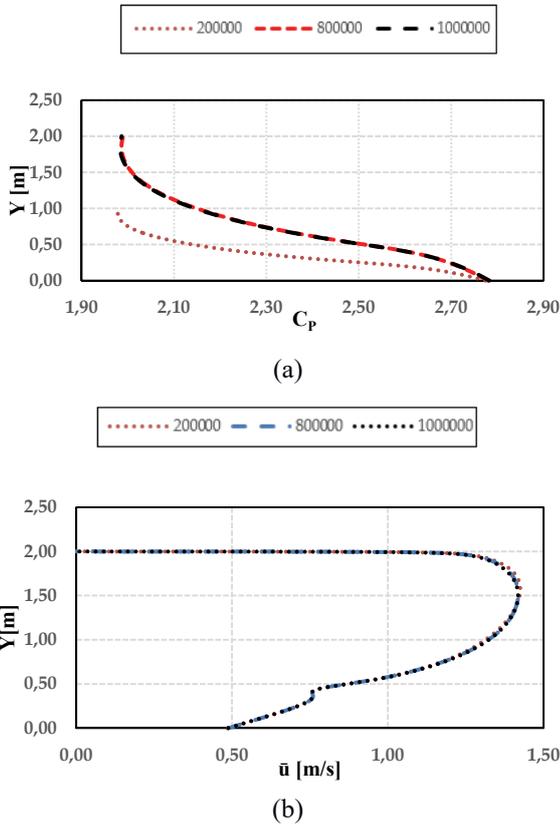


Fig. 6: Gráficos de perfil de C_p (a) e \bar{u} (b) para o modelo $k-\omega$ Standard para a entrada do escoamento paralelo para vários números de iterações.

4. RESULTADOS

Os resultados obtidos nas simulações do presente trabalho foram calculados através dos modelos de turbulência $SST k-\omega$ e $k-\omega$ Standard. Os resultados foram comparados com a simulação LES realizada por [1] por meio de software próprio. Nesta seção, importantes parâmetros são discutidos como tamanho de bolha de recirculação, perfil de componente de velocidade \bar{u} na direção x e produção de energia cinética turbulenta K , linhas de corrente e perfil de velocidade adimensional u^+ .

4.1 Linhas de Corrente e tamanho da bolha de recirculação

O estudo das linhas de corrente da velocidade média dos escoamentos presentes no canal T é de fundamental importância, uma vez que por meio de sua análise pode-se identificar o comportamento dos escoamentos, por exemplo: zonas de mistura e camadas de separação dos escoamentos. Na Fig. 7 encontram-se ilustradas as linhas de corrente encontradas no trabalho de [1] (a) e a do atual trabalho (b).

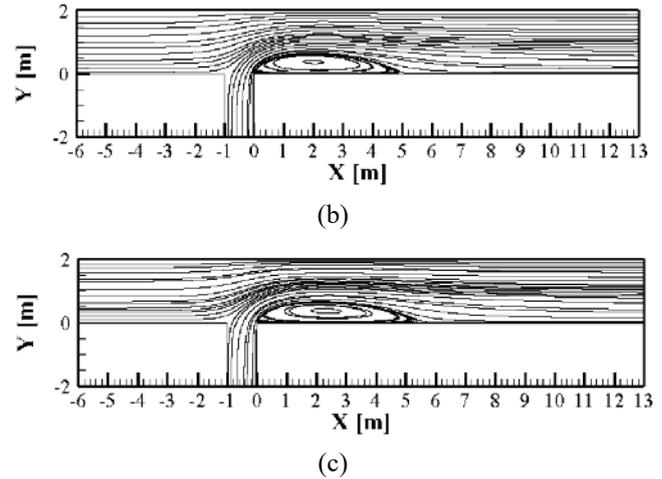
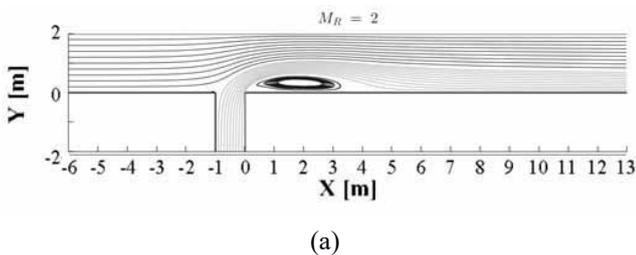


Fig. 7: Linhas de corrente ao longo do canal para o modelo LES (a), modelo $SST k-\omega$ (b) e o modelo $k-\omega$ Standard (c).

Importantes características do escoamento são ilustradas na Fig. 7. De acordo com [1], para o escoamento paralelo o perfil de velocidade permanece inalterado antes da entrada do escoamento jato. Entretanto, a partir da entrada do escoamento jato, as linhas de corrente do escoamento paralelo se curvam na direção vertical, de forma a contornar o escoamento jato, uma vez que o escoamento paralelo não consegue transpassar o escoamento jato.

O mesmo ocorre para o escoamento jato. Tal escoamento não penetra o escoamento paralelo e, portanto, se curva até se encontrar paralelo ao canal. A mudança de direção do escoamento jato gera a bolha de recirculação após a entrada do escoamento jato.

As características previamente descritas estão presentes no trabalho de [1] e no presente trabalho. Na Fig. 7 (b) e (c), a camada entre o escoamento paralelo e jato pode ser melhor visualizada. Na Fig. 7 (a), é possível verificar o tamanho da bolha de recirculação presente no trabalho de [1], a qual se estende até um valor de aproximadamente $x = 5$ m. Para avaliar o tamanho da bolha de recirculação, o gráfico de tensão de cisalhamento, dado pela Eq. 17 abaixo:

$$\tau_w = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (17)$$

Onde μ é a viscosidade dinâmica, e $\frac{\partial v}{\partial y}$ o gradiente da velocidade média na direção y quando $y = 0$. A tensão de cisalhamento na parede inferior do canal foi calculada e está ilustrada na Fig. 8 abaixo:

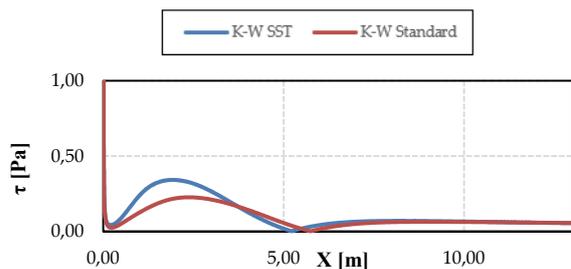


Fig. 8: Gráfico de Tensão de cisalhamento ao longo da parede inferior do canal para ambos os modelos $SST k-\omega$ e $k-\omega$ Standard.

É possível analisar o tamanho da bolha de recirculação por meio da Fig. 8. Na região da bolha de recirculação, a tensão de cisalhamento na parede inferior é diferente de zero. Dessa forma, a bolha de recirculação compreende a distância de $x = 0$ m, onde a separação da camada limite do escoamento ocorre, até aproximadamente $x = 5$ m, para o modelo *SST k- ω* , e $x = 6$ m, para o modelo *k- ω standard*, onde ocorre o colapso da camada limite do escoamento. Em comparação com a literatura, o modelo de turbulência que descreve com maior exatidão o tamanho da bolha de recirculação é o modelo *SST k- ω* .

4.2 Contorno do campo da magnitude da velocidade média

A Fig. 9 apresenta a comparação do contorno do campo de magnitude da velocidade entre o trabalho de [1] e a presente simulação. A magnitude da velocidade média é dada pela Eq.18:

$$u = (\langle u \rangle^2 + \langle v \rangle^2)^{1/2} \quad (18)$$

Para ambos os resultados, foi encontrada uma segunda bolha de recirculação no vértice a montante da entrada do escoamento jato. As duas estruturas também foram encontradas nos resultados de [14] e [15] e são típicas de jatos em escoamentos paralelos não confinados. No trabalho de [16] foram encontradas as mesmas características de escoamento para canal em T.

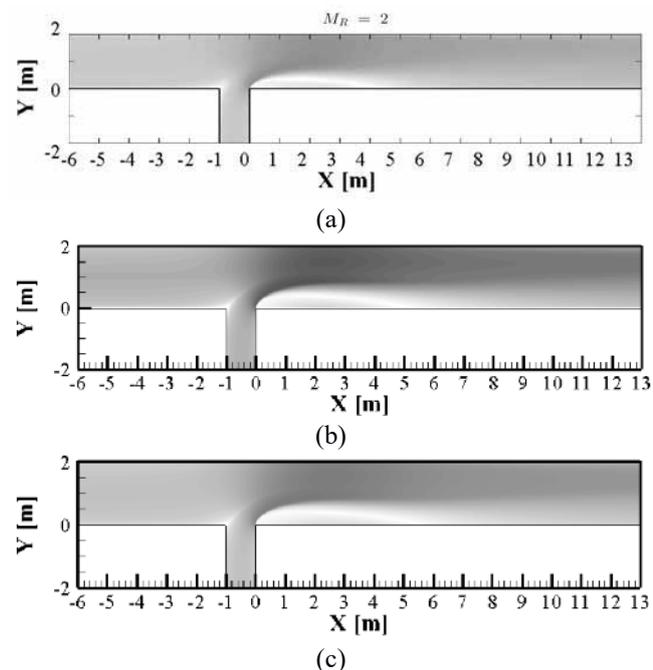


Fig. 9: Contorno de velocidade média ao longo do canal para o modelo LES (a), modelo SST k- ω (b) e o modelo k- ω Standard.

Analisando a Fig. 9 acima, é possível observar a similaridade entre ambos os resultados. Adicionalmente, um aumento progressivo na magnitude da velocidade a partir da entrada do escoamento jato no canal pode ser verificado. Tal aumento da velocidade é explicado por meio

da redução da área seccional do escoamento paralelo devido ao efeito Venturi.

O escoamento jato também possui uma forte aceleração ao contornar o escoamento paralelo, uma vez que o escoamento jato é limitado na parte superior pelo escoamento paralelo e na parte inferior pela bolha de recirculação, também reduzindo sua área transversal e aumentando sua aceleração através do efeito Venturi.

Também é possível observar uma segunda bolha de recirculação a montante da entrada do escoamento jato para todas as situações analisadas. O aparecimento de tal bolha pode ser explicado por meio do gradiente adverso de pressão presente na região da segunda bolha de recirculação.

4.3 Perfis de velocidade média

Os perfis da componente de velocidade média \bar{u} na direção x estão descritos na Fig. 10, onde se encontram a comparação dos gráficos de perfis de velocidade encontrados no presente trabalho, por meio do modelo estacionário *SST k- ω* e *k- ω Standard*, e do trabalho de [1], por meio do modelo transiente LES.

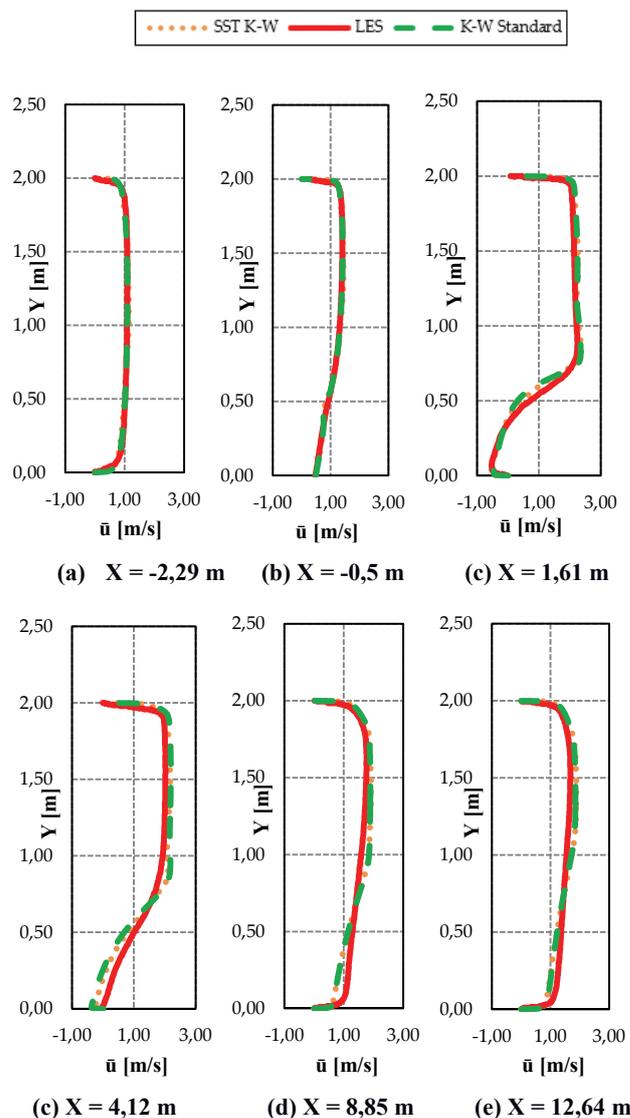


Fig. 10: Gráficos de comparação de perfis de componente de velocidade média \bar{u} entre o modelo utilizado por [1] e os modelos utilizados no presente trabalho para diferentes localizações no canal.

A Fig. 10 apresenta os perfis de \bar{u} ao longo do canal. Para $x = -2,29$ m, a região da entrada do escoamento paralelo mostra um perfil simétrico de velocidade, típico de escoamento plenamente desenvolvido, para todos os modelos simulados. Ao avançar para a região de entrada do escoamento jato, tal simetria é perdida.

No começo da região da bolha de recirculação, para $x = 1,61$ m, o perfil da velocidade média é típico de perfis de velocidade média representando bolhas de recirculação. Após a região da bolha de recirculação, em $x = 4,12$ m o reestabelecimento do escoamento típico de um canal ocorre, entretanto, para todos os modelos analisados, tal reestabelecimento ocorre de forma mais lenta.

Dessa forma, é possível verificar a concordância dos resultados obtidos pelos modelos SST $k-\omega$ e $k-\omega$ standard com os resultados do modelo LES.

4.4 Perfis de Produção de Energia Cinética Turbulenta

Os perfis da produção de energia cinética turbulenta, P , obtidos pela Eq. 19 abaixo:

$$P = -\langle u'_i u'_j \rangle \frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_j} \quad (19)$$

onde u_i é o componente da velocidade média descrito em notação indicial e u'_i é a velocidade fluante em notação indicial, estão descritos na Fig. 11. Nela encontra-se a comparação dos gráficos de perfis de produção de energia cinética turbulenta encontrados no presente trabalho, através dos modelos estacionários $k-\omega$ standard, SST $k-\omega$, e do trabalho de [1] através do modelo transiente LES.

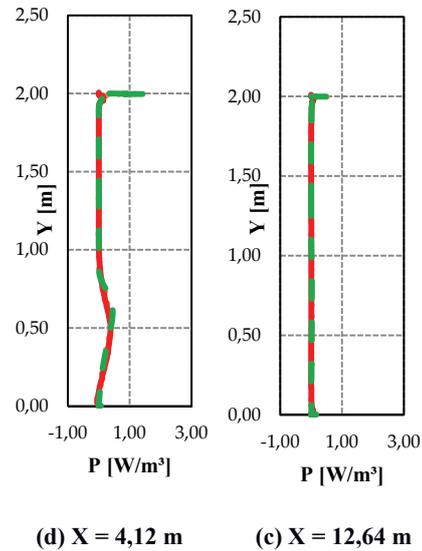
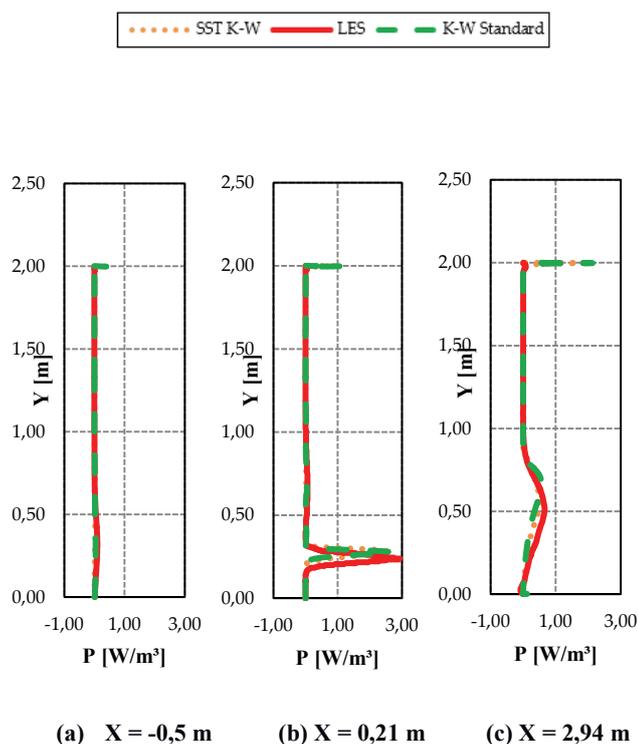


Fig. 11: Gráficos de comparação de perfis de produção de K entre o modelo utilizado por [1] e os modelos utilizados no presente trabalho para diferentes localizações no canal.

Os resultados obtidos no presente trabalho estão em acordo com os resultados obtidos pela simulação LES. Entretanto, para regiões próximas a parede superior e inferior do canal, os modelos estacionários $k-\omega$ calculados encontraram altos valores de energia cinética turbulenta K nas regiões de parede em comparação com o modelo transiente LES. Especificadamente, o modelo $k-\omega$ Standard encontrou valores maiores de produção de energia cinética turbulenta próximas a parede, especialmente na parede superior do canal.

Adicionalmente, os valores de produção de energia cinética turbulenta K negativos encontrados por [1] não foram verificados nas simulações realizadas no presente trabalho. Entretanto, os altos valores de produção de energia cinética K em $x = 0,21$ m e $x = 2,94$ m coincidem com a localização da camada de cisalhamento entre os escoamentos paralelo e jato. Isso leva à conclusão de que a produção de energia cinética turbulenta é proveniente precisamente da região de cisalhamento entre os escoamentos. Tal fato também é encontrado no estudo de [1].

4.4 Perfis de Velocidade u^+

A Fig. 12 abaixo mostra a comparação entre os perfis de u^+ em função de y^+ , na parede inferior do canal, dos modelos SST $k-\omega$ e $k-\omega$ standard calculados no presente trabalho e do modelo LES da literatura em três diferentes regiões de escoamento: uma região antes da entrada do escoamento jato em $x = -4,3$ m, uma região após a entrada do escoamento jato e a bolha de recirculação em $x = 8,66$ m e outra região mais distante da bolha de recirculação em $x = 12,64$ m.

O termo u^+ é dado na Eq. 20 abaixo:

$$u^+ = \frac{u}{u_\tau} \quad (20)$$

O termo y^+ é calculado pela Eq. 21 abaixo:

$$y^+ = \frac{u_\tau}{\nu} y \quad (21)$$

Onde u_τ é a velocidade de atrito do escoamento na parede do canal e ν viscosidade cinemática.

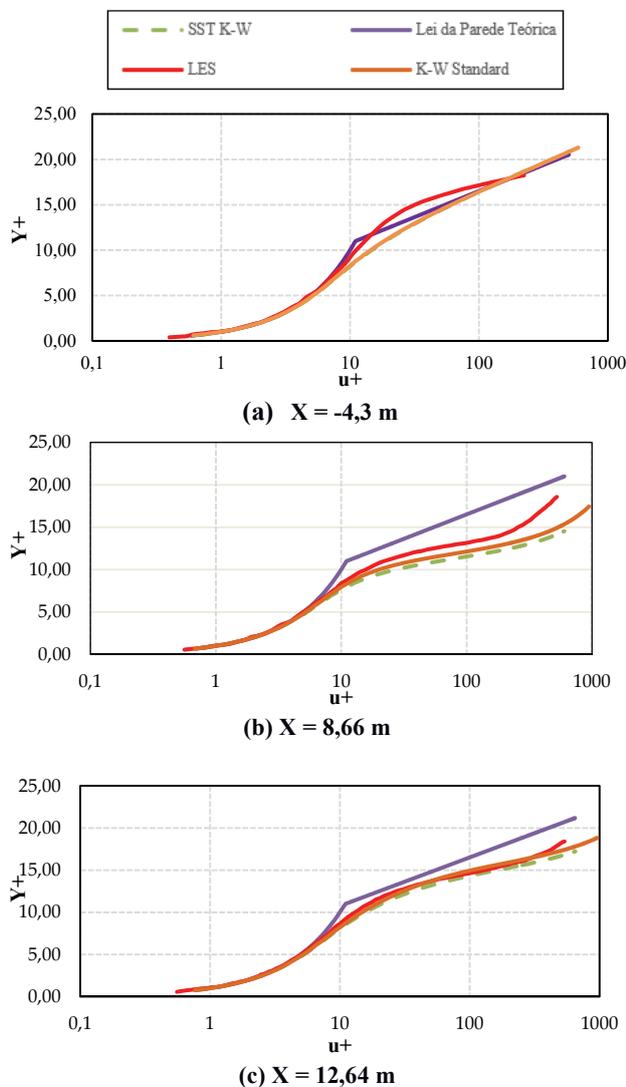


Fig. 12: Comparação entre perfis de u^+ entre a técnica LES e os modelos SST k- ω e k- ω Standard na parede inferior do canal.

De acordo com os resultados mostrados na Fig. 12 (a), o perfil de velocidade u^+ dos modelos SST k- ω e k- ω standard em $x = -4,3$ m, estão de acordo com a lei da parede teórica juntamente com o modelo LES. Isto é esperado, pois, nessa localização, o escoamento não é afetado pelo escoamento jato. Adicionalmente, a concordância com a lei da parede indica a boa qualidade dos resultados aqui apresentados.

Os resultados dos modelos SST k- ω e k- ω standard na região mais próxima à bolha de recirculação na Fig. 12 (b), $x = 8,66$ m, desviam consideravelmente da lei da parede teórica. Especificadamente, todos os modelos aqui ilustrados apresentam um ponto de inflexão na região logarítmica. Tal fato é típico de escoamentos internos limitados por paredes com grandes zonas de separação e

sua ocorrência se deve a gradientes de pressão adversos que se formam após a bolha de recirculação como especificado por [1].

Analisando a Fig. 12 (c), pode ser também observado desvio da lei da parede teórica na região em $x = 12,64$ m, entretanto, o desvio é menor em comparação com a região em $x = 8,66$ m. Tal comportamento confirma que após uma distância considerável da entrada do escoamento jato e da bolha de recirculação, o escoamento plenamente desenvolvido em um canal será reestabelecido.

Comparando os resultados obtidos por ambos os modelos, ambos ilustraram resultados análogos, apresentando dados muito próximos aos resultados obtidos pelo modelo LES e próximo à lei da parede teórica.

A Fig. 13 mostra perfis de u^+ na parede superior do canal em três diferentes regiões: uma região antes da entrada do escoamento jato no canal em $x = -4,3$ m, uma região próxima à entrada do escoamento jato no canal em $x = 0,21$ m e uma região distante da entrada do escoamento jato e após a bolha de recirculação em $x = 12,64$ m.

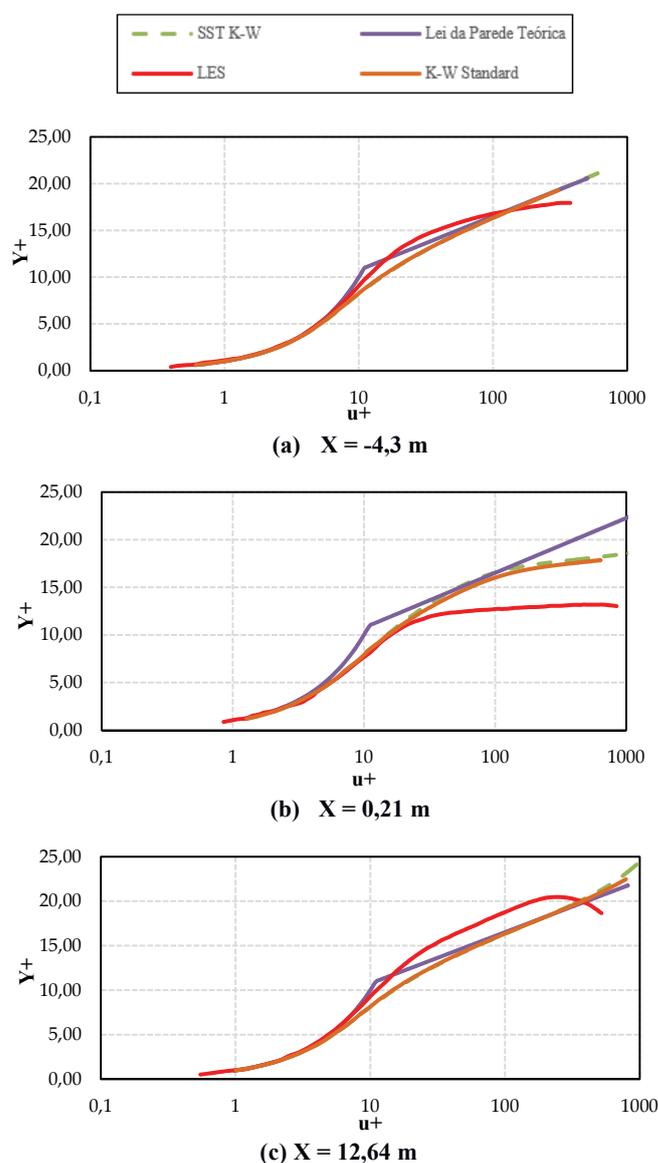


Fig. 13: Comparação entre perfis de u^+ entre a técnica LES e os modelos SST k- ω e k- ω Standard na parede superior do canal.

Como no caso da parede inferior do canal previamente descrito na Fig. 13 (a) em $x = -4,3$ m, o perfil de u^+ na parede superior do canal segue a lei da parede teórica. Entretanto, na segunda região representada pela Fig. 13 (b), em $x = 0,21$ m, o desvio da lei da parede teórica é maior. Porém, u^+ mantém um pequeno crescimento na região logarítmica. Tal comportamento pode ser verificado em todos os modelos presente no trabalho e, portanto, está de acordo com a literatura, e é atribuído a fortes gradientes de pressão favoráveis provenientes do efeito Venturi, ou seja, diminuição da área de passagem do escoamento e a consequente aceleração do mesmo.

De modo análogo à parede inferior na Fig. 13 (c), o desvio da lei da parede teórica que existe na região em $x = 12,64$ m é menor que em $x = 8,66$ m, confirmando, após uma distância considerável da entrada do escoamento jato e da bolha de recirculação, que o escoamento plenamente desenvolvido em um canal será reestabelecido.

Comparando os perfis de cada um dos modelos de turbulência SST $k-\omega$ e $k-\omega$ standard, os resultados são análogos tanto para a parede inferior quanto para a parede superior. Tal fato é explicado pelo modelo de turbulência SST $k-\omega$ utilizar o modelo $k-\omega$ standard para regiões do escoamento próximo a parede e, portanto, obter os mesmos resultados para tais regiões próximas a parede. Pode-se confirmar que, para regiões próximas a parede, modelos da família $k-\omega$ aqui analisados obtiveram ótimos resultados.

5. Conclusão

No presente trabalho, foram utilizados os modelos de turbulência baseados nas equações médias de Reynolds (RANS): modelos SST $k-\omega$ e $k-\omega$ standard, para analisar o escoamento turbulento em um canal com junção T possuindo dois escoamentos, um escoamento paralelo ao canal e outro escoamento jato, perpendicular ao canal. Os resultados foram comparados com os estudos realizados por [1] utilizando o modelo *Simulação de Grandes Escalas* (LES).

O presente trabalho encontrou duas bolhas de recirculação, uma bolha primária a jusante da entrada do escoamento jato e outra bolha secundária menor a montante do escoamento jato. Os mesmos resultados foram encontrados por [1].

O tamanho da bolha de recirculação primária foi verificado por meio da análise da tensão de cisalhamento ao longo da parede inferior do canal. Foi verificado que o modelo SST $k-\omega$ descreve com maior exatidão o tamanho da bolha de recirculação em comparação com o modelo $k-\omega$ standard.

Os resultados obtidos utilizando o modelo de turbulência SST $k-\omega$ e $k-\omega$ standard, em sua maioria, estão de acordo com os encontrados por [1]. Entretanto, a produção de energia cinética turbulenta na região da parede superior foi maior nos modelos $k-\omega$ em comparação com o resultado encontrado na simulação LES. Adicionalmente, também não foi perceptível a produção de energia cinética turbulenta negativa, como encontrado pela literatura.

Os resultados apresentados para os modelos analisados indicam que ambos os modelos SST $k-\omega$ e $k-\omega$ standard apresentam ótimos resultados para regiões próximas a parede. Entretanto, para regiões com separação de escoamento, o modelo SST $k-\omega$ obteve melhores resultados, especificadamente devido à maior exatidão para o tamanho da bolha de recirculação.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] M. Georgiou and M. V. Papalexandris. "Numerical study of turbulent flow in a rectangular T-junction". Physics of Fluids APE. (2017). J. Clerk Maxwell, A Treatise on Electricity and Magnetism, 3rd ed., vol. 2. Oxford: Clarendon, 1892, pp.68–73.
- [2] Rezende, A.L.T., 2009. Análise numérica da bolha de separação do escoamento turbulento sobre placa plana fina inclinada. Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica, Rio de Janeiro.
- [3] Miranda, W. R., 2014. Simulação Numérica de uma Bolha de Separação em Bordo Arredondado Utilizando Equações Médias de Reynolds. Departamento de Engenharia Mecânica, Instituto Militar de Engenharia – IME, Rio de Janeiro, Brasil.
- [4] Wilcox, D.C. Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Scale Models. AIAA Journal 26(11): 1299-1310, 1988.
- [5] Wilcox, D.C., 1998. Turbulence Modeling for CFD. Ed. DCW, Califórnia, EUA.
- [6] Menter, F. R., 1994. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. AIAA Journal, Vol. 32, No. 8, pp. 1598-1605.
- [7] Cazalbou, J.B., Spalart, P.R., Bradshaw, P., 1993. On the Behavior of 2-Equation Models at the Edge of a Turbulent Region. Physics of Fluids, Vol. 6, No. 5, pp. 1797-1804.
- [8] Leonard, B. P., 1979. A Stable and Accurate Convective Modelling Procedure Based on Quadratic Upstream Interpolation. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, p. 59-98.
- [9] Patankar, Suhas. Numerical heat transfer and fluid flow. John Benjamins Publishing, 197p, 1980.
- [10] Hutchinson B. R., Raithby G. D., 1986. A Multigrid Method Based on the Additive Correction Strategy. Numerical Heat Transfer, p. 511-537.
- [11] M. Hirota, E. Mohri, H. Asano, and H. Goto, "Experimental study on turbulent mixing process in cross-flow type T-junction," Int. J. Heat Fluid Flow 31, 776–784 (2010).
- [12] Hirota M., Asano H., Nakayama H., Asano T., and Hirayama S., Three Dimensional Structure of Turbulent Flow in Mixing T-junction, JSME Int. J., Ser. B 49, 1070–1077 (2006).
- [13] A. Kuczaj, E. Komen, and M. Loginov, "Large-eddy simulation study of turbulent mixing in a T-junction," Nucl. Eng. Des. 240, 2116 2122 (2010).
- [14] S. Muppidi and K. Mahesh, "Study of trajectories of jets in crossflow using direct numerical simulations," J. Fluid Mech. 530, 81–100 (2005).
- [15] R. Kelso, T. Lim, and A. Perry, "An experimental study of round jets in cross-flow," J. Fluid Mech. 306, 111–144 (1996).
- [16] N. Fukushima, K. Fukagata, N. Kasagi, H. Noguchi, and K. Tanimoto, "Numerical and experimental study on turbulent thermal mixing in a T-junction flow," in The 6th ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference (American Society of Mechanical Engineers, 2003), pp. 16–20.