

Estudo da turbulência em anulares concêntricos *Study of turbulence in concentric annular*

Rafaela Fracalossi Vaccari^{1*}, Jonathan Ribeiro Martins², Daniel da Cunha Ribeiro³, Fabio de Assis Ressel Pereira³, Oldrich Joel Romero³

¹Engenheira de Petróleo, Universidade Federal do Espírito Santo – Ufes, campus São Mateus, ES

²Mestrando do Programa de Pós-Graduação em Energia, Universidade Federal do Espírito Santo – Ufes, campus São Mateus, ES

³Professor do Programa de Pós-Graduação em Energia, Universidade Federal do Espírito Santo – Ufes, campus São Mateus, ES

*Autor para correspondência, E-mail: rafaela.fracalossi@gmail.com

Article history

Received: 15 November 2017

Accepted: 15 February 2018

Available online: 20 March 2018

Resumo: O trabalho tem o objetivo de simular numericamente por meio da técnica de dinâmica de fluidos computacional (CFD – *computational fluid dynamics*) o escoamento monofásico turbulento em uma geometria anular concêntrica. Apresentam-se análises sobre a proximidade dos modelos de turbulência com o perfil de velocidades obtido no trabalho experimental de Nouri *et al.* (1993) e análises do número de Nusselt para diferentes números de Reynolds. Foram utilizados os modelos de turbulência *k-ε enhanced* e *SST k-ω* para os casos estudados, sendo que os modelos apresentaram resultados que não divergiam mais que 7% dos resultados tomados como referência. Também é estudado o efeito no perfil de velocidades turbulento da variação da razão de raios.

Palavras chave: espaço anular, turbulência, concêntrico, CFD, razão de raios.

Abstract: The aim of this work is to numerically simulate the turbulent monophasic in a concentric annular geometry using the Computational Fluid Dynamics (CFD). Are presented analyzes about the proximity of the turbulence models with the velocity profile obtained in the experimental work of Nouri *et al.* (1993) for concentric annuli and analysis the Nusselt number for different Reynolds numbers. The *k-ε enhanced* and *k-ω* turbulence models were used for the analyzed cases, and the models presented results that did not diverge more than 7% of the results taken as reference. Is also studied the effect on the turbulent velocity profile of the radius ratio variation.

Keywords: annular space, turbulence, concentric, CFD, radius ratio.

1. Introdução

É significativo o estudo do fluxo em regiões anulares em aplicações de Engenharia tais como permutadores de calor (Silva, 2014), reatores nucleares (Krushe, 2015) e operações de perfuração na indústria de petróleo e gás (Colmanetti, 2016). O fluxo de fluidos na região anular também fornece uma visão sobre o problema de cisalhamento em escoamentos turbulentos totalmente desenvolvidos (Samaha *et al.*, 2009). A representação de anulares concêntricos pode ser vista na Fig. 1.

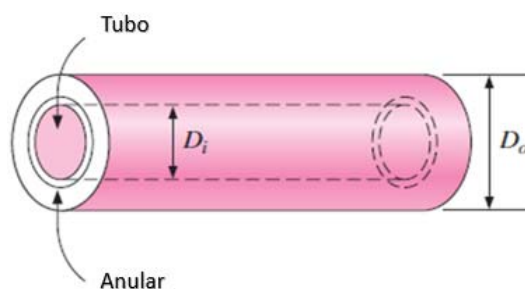


Figura 1. Trocador de calor com dois tubos concêntricos, formando uma região anular entre eles. Fonte: Cengel (2002).

O escoamento de fluidos em espaços anulares passou a receber maior destaque na indústria petrolífera a partir da década de 80, tanto na perfuração, quanto na elevação artificial de petróleo. Com a

constante preocupação com custos de operação e necessidade de aumento da capacidade de produção, vazões cada vez maiores são utilizadas e as perdas hidrodinâmicas ao longo do anular poço/coluna passaram a representar uma quantia significativa da energia total a ser fornecida e consequentemente sua determinação assumiu um papel relevante no dimensionamento de tais unidades (Pereira, 2006).

A impossibilidade de prever com acurácia a performance de um novo produto ou sistema tem um efeito negativo nas empresas e pode causar enormes prejuízos, principalmente em casos como na indústria do petróleo em que não se pode inspecionar a operação dos equipamentos com muita proximidade. Uma forma de mitigar esse problema é por meio da simulação computacional, dessa forma se possui orientação no processo de tomada de decisão, analisa-se e avalia-se sistemas físicos e propõe-se soluções para a melhoria do projeto de acordo com os fatores que influenciam cada processo (Carleto, 2012).

A fluidodinâmica computacional (do inglês CFD) é o conjunto de técnicas que permite a solução numérica das equações que governam o escoamento de fluidos. A técnica de CFD quando associada à fluidodinâmica experimental tem exercido um importante papel na verificação e delineamento dos limites de diversas aproximações para as equações governantes, mostrando ser uma alternativa efetiva de menor custo para mediações em escalas totais (Pereira, 2006).

Dessa forma, este trabalho visa realizar a simulação numérica do escoamento turbulento de um fluido newtoniano incompressível em um espaço anular concêntrico. Os modelos de turbulência adotados neste estudo foram escolhidos com base nas revisões bibliográficas e suas características compatíveis com os casos propostos. Foram utilizados o modelo SST $k-\omega$ e o $k-\varepsilon$ *enhanced* visando realizar uma comparação com o trabalho de Nouri *et al.* (1993) e Vieira Neto *et al.* (2011). Foi verificado ainda a influência da razão de raios no perfil de velocidades.

2. Revisão bibliográfica

Define-se turbulência como um estado de escoamento do fluido no qual as variáveis instantâneas exibem flutuações irregulares e aparentemente aleatórias tal que, na prática, apenas propriedades estatísticas podem ser reconhecidas e submetidas a uma análise. O estudo dos fenômenos de transporte fica dificultado, sobremaneira, pela presença destas flutuações. Qualquer simplificação na análise dos efeitos da turbulência é extremamente vantajosa do ponto de vista físico, matemático e numérico (Mata *et al.*, 2010). Uma das formas de averiguar se o escoamento é turbulento é através do parâmetro adimensional número de Reynolds. Este parâmetro permite avaliar características do escoamento e representa a relação entre as forças inerciais e as forças viscosas (Rezende, 2012). O número de Reynolds pode ser definido de acordo com a Eq. (1).

$$Re = \frac{\rho v D_H}{\mu}, \quad (1)$$

em que ρ é a densidade do fluido, v a velocidade do fluido na região anular, D_H o diâmetro hidráulico e μ a viscosidade do fluido.

Um conceito relevante para trabalhar com problemas em regiões anulares é o conceito de diâmetro hidráulico, D_H , para regiões anulares o diâmetro hidráulico pode ser reduzido para

$$D_H = D_o - D_i, \quad (2)$$

onde D_o é o diâmetro da tubulação externa e D_i é o diâmetro da tubulação interna.

A razão de raios entre os cilindros é a relação entre o raio do cilindro interno e o raio do cilindro externo representada na Eq. (3)

$$R = \frac{R_i}{R_o}, \quad (3)$$

sendo R_i o raio do cilindro interno e R_o o raio do cilindro externo.

Dou *et al.* (2010) destaca que para geometrias anulares concêntricas a transição para a turbulência considerando fluidos newtonianos incompressíveis, ocorre primeiro perto da parede do cilindro interno e depois, com o aumento do número de Reynolds, esta transição ocorre perto da parede do cilindro externo. Sendo que, para razões de raios menores que 0,18 a turbulência pode ser alcançada mais fácil do que em uma geometria circular, porém acima deste são necessários maiores valores de Reynolds, como pode ser visualizado na Fig. 2.

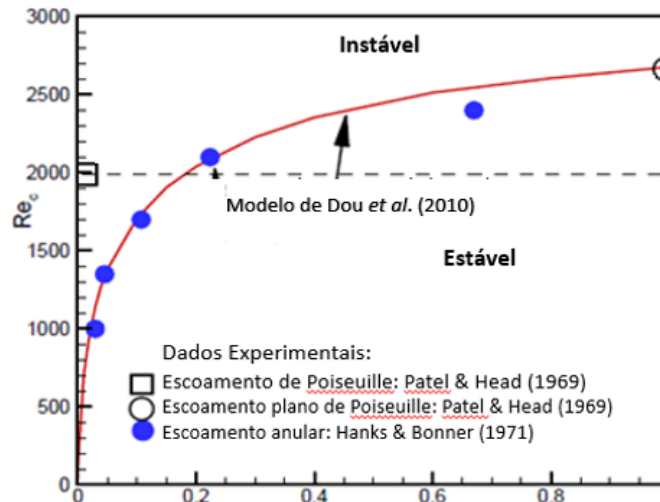


Figura 2. Comparação do Reynolds crítico da transição (eixo vertical) para a turbulência e os valores experimentais para diferentes valores de razão de raios (eixo horizontal). Fonte: Dou *et al.* (2010).

O trabalho experimental mais referenciado para fluidos newtonianos e não newtonianos em anulares concêntricos e excêntricos é o de Nouri *et al.* (1993). Os autores realizaram um experimento utilizando o equipamento Laser Doppler Velocimetry (LDV) para determinar o perfil de velocidades (axial, radial e tangencial) e suas flutuações em geometria de razão de raios correspondente a 0,5. O número de Reynolds utilizado foi 26.600.

Ao longo da literatura os modelos de turbulência mais empregados para escoamentos na região anular foram o da família $k-\varepsilon$ e SST (Samaha *et al.*, 2009, Breugem e Boersma, 2010 e Wang *et al.* 2014). A partir disso alguns trabalhos como Neves *et al.* (1994) e Shin e Choi (2000) realizaram simulação DNS em geometrias anulares concêntricas para analisar intensidades turbulentas e tensões de cisalhamento, por exemplo. Chung *et al.* (2001) realizaram a simulação DNS em anular concêntrico com razões de raios correspondentes a 0,5 e 0,1 com um número de Reynolds de 8.900 validado pelo trabalho de Nouri *et al.* (1993). Os resultados numéricos mostraram que as estruturas turbulentas próximas à parede externa são mais ativas do que aquelas perto da parede interna, o que pode ser atribuído aos diferentes processos de regeneração de vórtices entre as paredes interna e externa.

Vieira Neto *et al.* (2011) simularam os perfis de velocidades (axial, radial e tangencial) resolvendo as equações médias de Reynolds com diversos modelos de turbulência de forma a averiguar quais modelos mais se adequavam aos casos de escoamentos anular concêntrico, anular excêntrico, com e sem rotação do cilindro interno. A razão de raios utilizada foi de 0,5 e os resultados também foram validados através do experimento de Nouri *et al.* (1993).

3. Metodologia

3.1 Especificação do problema

O escoamento de interesse ocorre no espaço anular formado por dois cilindros concêntricos de raios R_o (cilindro externo) e R_i (cilindro interno), de comprimento $L=0,202$ m, conforme mostrado na Fig. 3. No plano de entrada, representada pela letra (a), é injetado o fluido tetraline in *tupertine* ($\rho=896$ kg/m³ e $\mu=0,00146$ kg/m.s) que foi utilizado no trabalho de Nouri *et al.* (1993). As vazões foram adotadas tal que o escoamento turbulento se encontrasse completamente desenvolvido e assim fosse possível avaliar o perfil de velocidades. Foram simulados cenários com razões de raios equivalentes a 0,5; 0,57 e 0,64 de tal forma a avaliar a influência desse parâmetro no perfil de velocidades.

A configuração da geometria está representada na Fig. 3. Em que: (a) entrada da geometria onde é inserido o fluido; (b) parede externa da tubulação; (c) paredes internas da tubulação; e (d) saída do fluxo.

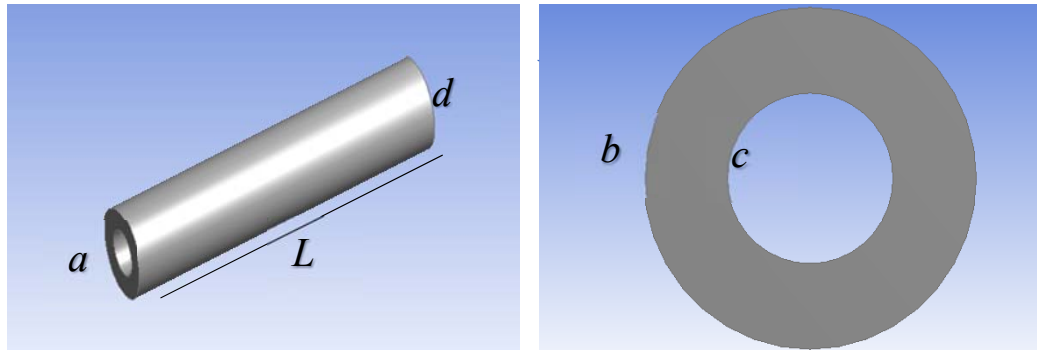


Figura 3. Esquema da geometria utilizada para simulação. Esquerda: vista isométrica. Direita: seção transversal.

Os diâmetros interno e externo do espaço anular resultam na razão de raios representada pela Eq. (3), cujos valores são apresentados na Tabela 1. Maior razão de raios, R , significa que o espaço anular diminua.

Tabela 1. Dimensões dos tubos concêntricos que formam o espaço anular.

Razão de raios, Eq. (3)	Diâmetro interno, mm	Diâmetro externo, mm
0,5	20,1	40,3
0,57	20,1	35,2
0,64	20,1	31,4

3.2. Modelo matemático

O escoamento turbulento é descrito pelas equações da continuidade, Eq. (4), e da conservação da quantidade de movimento linear, Eq. (5), e equações próprias para o modelo turbulento escolhido, que neste estudo são os modelos *k-ε enhanced* ou SST *k-ω*

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0, \quad (4)$$

em que ρ é a densidade do fluido e \vec{u} é o vetor de velocidades. O termo ao lado esquerdo representa a variação de massa em termos do elemento infinitesimal escolhido e o segundo a taxa líquida de fluxo de massa para fora da superfície de controle.

$$\frac{\partial(\rho \vec{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \vec{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot \bar{\tau} + \rho \vec{g}, \quad (5)$$

o termo do lado esquerdo representa a aceleração local e convectiva, respectivamente, e os termos do lado direito representam as forças de pressão, forças viscosas e gravitacionais com $g=9,8 \text{ m/s}^2$, $\bar{\tau}$ refere-se ao tensor de tensão. (Pereira *et al.*, 2015).

Um parâmetro adimensional importante para a turbulência é o y^+ . Um valor de y^+ até 10 caracteriza que ainda se está predominantemente na subcamada viscosa da camada limite turbulenta, onde os efeitos da viscosidade e a difusão molecular são predominantes e o escoamento é praticamente laminar (Rezende, 2012). A equação da variável y^+ é definida por

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau y}{\mu}, \quad (6)$$

em que ρ é a densidade do fluido, u_τ é a velocidade de cisalhamento, y a distância normal da discretização à parede e μ a viscosidade do fluido.

3.2.1 Modelo *k-ε*

O modelo *k-ε* é um modelo de duas equações proposto por Chou (1945) baseado no conceito de viscosidade turbulenta. Essa viscosidade pode ser escrita como uma função de k e de ε , que representam respectivamente, energia cinética turbulenta e dissipação viscosa da energia cinética turbulenta, e sua expressão algébrica é definida pela Eq. (7).

$$v_t = c_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (7)$$

em que c_μ é uma constante, k é a energia cinética turbulenta e ε a dissipação viscosa da energia cinética turbulenta.

Dessa forma, este modelo resolve duas equações de transporte distintas: Energia Cinética Turbulenta, Eq. (8), definida pelo traço do Tensor de Reynolds dividido por 2 e Taxa de Dissipação da Energia Cinética Turbulenta, Eq. (9) em que se obtém os valores de k e ε respectivamente (ANSYS, 2017).

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{v_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon, \quad (8)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \varepsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon), \quad (9)$$

onde k é a energia cinética turbulenta; ε dissipação viscosa de energia cinética; P_k é a produção de turbulência devido às forças viscosas; \vec{u} é o vetor de velocidade; C_{s1} , C_{s2} , C_μ , σ_k e σ_ε são constantes típicas do modelo de turbulência com os respectivos valores: 1,44; 1,92; 0,09; 1,0; e 1,3.

3.2.2 Modelo k - ε enhanced

Para um melhor tratamento de parede nesse trabalho foi utilizado o modelo k - ε enhanced que combina um modelo de duas camadas (uma região afetada pela viscosidade e outra totalmente turbulenta) com as chamadas funções de parede enhanced. Isso requer que a malha seja suficientemente refinada para resolver a subcamada viscosa (ANSYS, 2017).

3.2.3 Modelo SST k - ω

O modelo SST (*Shear Stress Transport*) proposto por Menter (1994) é uma mistura entre os modelos k - ω (utilizado para situações próximas à parede) e k - ε (para situações longe da parede) que são calculados através do transporte de tensão de cisalhamento turbulenta. É escrito em função de k e ω que representam a energia cinética turbulenta e a taxa de dissipação específica, respectivamente. O modelo k - ω e o modelo k - ε transformado são ambos multiplicados por uma função que engloba os dois modelos e depois são somados (ANSYS, 2017). As equações da energia cinética turbulenta, Eq. (10), e da dissipação específica, Eq. (11), se tornam

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} k) = P_k - \beta^* \rho k \omega + \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{v_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right], \quad (10)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \omega) = \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \tilde{\beta} \rho \omega^2 + (1 - F_1) \rho \frac{2}{\alpha \omega} \nabla \cdot (\rho k \omega) + \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{v_t}{\sigma_\omega} \right) \nabla \omega \right], \quad (11)$$

onde β^* , σ_ω , σ_k , α_ω , e $\tilde{\beta}$ são constantes que valem 0,09; 2; 2; 0,52 e 0,075, respectivamente. Já F_1 corresponde a função responsável por unir os modelos k - ε e k - ω conhecido por função de mistura. Essa função se caracteriza por possuir os valores iguais a

- 1 (conduzindo ao modelo k - ω padrão) na extremidade interna da camada limite turbulenta, e
- 0 (correspondendo ao modelo k - ε padrão) na região de corrente livre.

A definição da viscosidade turbulenta, Eq. (12), apresenta um tratamento mais sofisticado para o transporte das tensões de Reynolds. Esta definição é baseada na hipótese de Bradshaw (1967) que para escoamento em camada limite as tensões de Reynolds são proporcionais à energia cinética turbulenta

$$v_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)}, \quad (12)$$

onde a_1 é uma constante empírica igual a 0,3; S é o módulo do tensor deformação do escoamento médio; F_2 é a função de mistura para viscosidade turbulenta.

3.2.4 Condições de contorno

As condições de contorno que delimitam o domínio do problema formado pelo espaço anular são representadas por letras na Fig. 3. Para o escoamento turbulento e para o escoamento turbulento com troca de calor, tem-se

- (a) Entrada: velocidade uniforme prescrita que é diferente para cada cenário, sendo seus valores 2,14 m/s. A turbulência requer a especificação da Energia Cinética Turbulenta e Taxa de dissipação de energia cinética turbulenta de acordo com as Tabela 2;
- (b) Parede externa: condição de não deslizamento e de impenetrabilidade;
- (c) Parede interna: condição de não deslizamento e de impenetrabilidade;
- (d) Saída: pressão prescrita é igual a 0 Pa.

Outras informações referentes aos quatro cenários considerados são apresentados na Tabela 2.

Tabela 2. Condições de contorno para cada cenário.

Cenário	Número de Reynolds	Energia cinética turbulenta (m ² /s ²)	Taxa de dissipação de energia cinética turbulenta (m ² /s ³)	Taxa de dissipação específica (1/s)	Razão de raios, R	Modelo de turbulência
1	26.600	0,172	1,6289	-	0,5	<i>k-ε enhanced</i>
2	26.600	0,172	-	1,6289	0,5	SST <i>k-ω</i>
3	19.800	0,172	-	1,6289	0,57	SST <i>k-ω</i>
4	15.400	0,172	-	1,6289	0,64	SST <i>k-ω</i>

3.3 Abordagem numérica

As equações que governam o escoamento são resolvidas numericamente através do Método dos Volumes Finitos implementado no *software* acadêmico ANSYS *Fluent* (versão 17.2). O computador utilizado nas simulações conta as seguintes configurações: processador Intel(R) Core(TM) i3-2350M, CPU @ 2.30GHz, 6.0 GB de memória RAM e sistema operacional Windows de 64 bits.

A geometria do problema abordado (Fig. 3) foi construída com o *software Design Modeler*.

O processo de simulação requer a discretização do domínio contínuo (Fig. 3) em vários pequenos elementos onde as equações são aplicadas, para o qual o teste de independência de malha é de fundamental importância. Quatro níveis de refinamento são selecionados, os números de elementos e valores de y^+ são mostrados na Tabela 3.

Tabela 3. Número de elementos e y^+ do teste de malhas.

Malha	Número de elementos	y^+ na parede interna	y^+ na parede externa
1	134.520	12,81	15,89
2	496.584	3,21	3,83
3	511.176	2,54	2,33
4	511.500	1,14	0,78

O desempenho de cada malha na representação do perfil de velocidades normalizado com a velocidade de entrada, na posição de saída do fluxo é monitorado para o modelo SST *k-ω*, conforme detalha a Fig. 4. O tempo de simulação para Malha 1 é correspondente a 40 minutos e as demais malhas demoravam cerca de 2 horas.

Quanto menor for o valor de y^+ , maior é a captura dos efeitos na subcamada viscosa, observa-se através da Tabela 3 uma discretização com y^+ com valor até menor que 1, que permite um maior detalhamento na parede e adequamento aos modelos de turbulência utilizados.

A análise dos resultados da Fig. 4 mostra que as Malhas 3 e 4 possuem mínima diferença, logo a primeira é escolhida para as simulações realizadas neste trabalho, pois apresenta um menor refinamento na parede, porém o suficiente para aplicação do modelo, já que se aproximou bastante dos resultados obtidos pela Malha 4 com o valor recomendado de y^+ na ordem de 1.

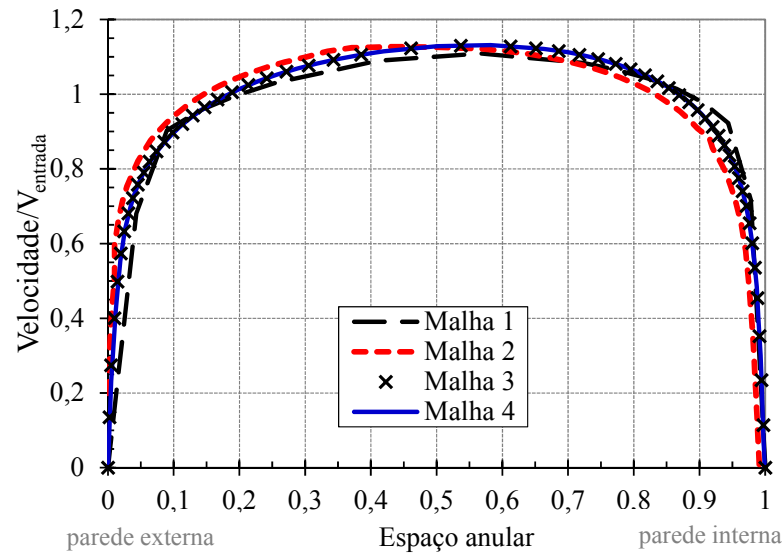


Figura 4. Teste de malha para escolher a malha mais adequada.

A Malha 3 selecionada possui um total de 511.176 elementos hexaedros, com 54 elementos na região anular (Fig. 5), o *software* utilizado foi o *Meshing*. Para as malhas com as razões de raios de 0,57 e 0,64 foram utilizadas malhas com 453.152 e 378.420 elementos hexaedros respectivamente, sendo também utilizados y^+ da ordem de 2.

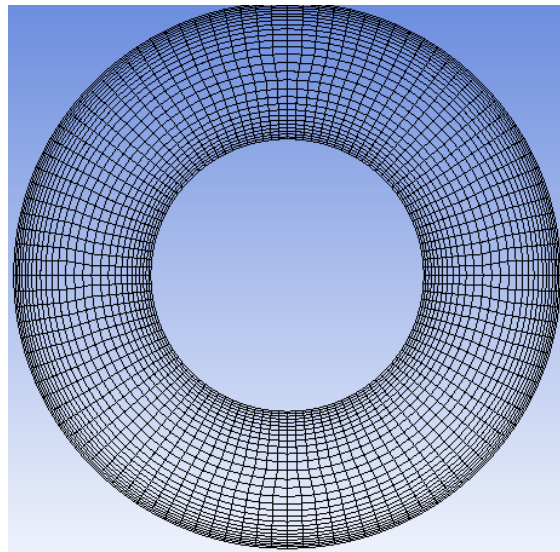


Figura 5. Seção anular discretizada utilizada para simulação.

Após incorporar as condições de contorno e os modelos de turbulência necessários para cada cenário o problema é resolvido com o *CFX Solver manager* e subsequente os resultados são pós processados no *Ansys CFD-Post*. A simulação foi executada em regime permanente, com a tolerância de 10^{-4} e o tempo de simulação utilizado foi de aproximadamente 2 horas para ambos modelos (*k-ε enhanced* e *SST k-ω*) e cenários, portanto em relação ao tempo computacional não há um real benefício ao se utilizar um ou outro modelo.

4. Resultados e discussões

4.1 Efeito dos modelos de turbulência no perfil de velocidades

O perfil de velocidades na região anular para os Cenários 1 e 2, para razão de raios constante $R=0,5$, na posição de saída do fluxo está representado na Fig. 6.

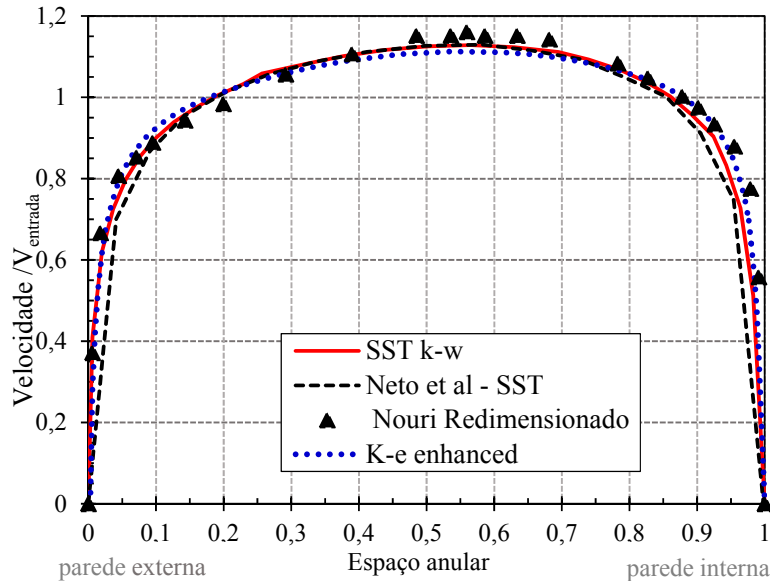


Figura 6. Perfil de velocidades ao longo do anular considerando turbulência.

De forma geral as três curvas obtidas via simulação apresentam resultados próximos ao do trabalho experimental de Nouri *et al.* (1993). Entretanto, torna-se perceptível a importância de uma adequada discretização na parede para diminuir o erro em relação ao trabalho experimental. O redimensionamento realizado consiste em normalizar as velocidades obtidas por Nouri *et al.* (1993) por 2,25 m/s, que era o maior valor que o perfil de velocidades ainda se sobrepunha aos perfis encontrados pela simulação, ao invés de adimensionalizar pela velocidade de entrada 2,14 m/s. Esse ajuste possivelmente se torna necessário por erros associados aos equipamentos de medição durante o experimento. Próximo à parede existe uma grande variação da velocidade, sendo necessário um maior refinamento para capturar a influência da camada limite hidrodinâmica. Neto *et al.* (2011) trabalhou com y^+ aproximadamente 35, valor não adequado para aplicação dos modelos de turbulência $k-\epsilon$ e SST, por isso os erros foram maiores na região da parede.

Os erros encontrados para cada modelo de turbulência e para o trabalho de Neto *et al.* (2011) em relação ao trabalho de Nouri *et al.* (1993) estão evidenciados na Tabela 4.

Tabela 4. Erros dos três modelos, e em três posições ao longo do espaço anular, em relação ao trabalho experimental Nouri *et al.* (1993).

Modelos	Parede externa (Anular: 0,14), %	Região central (Anular: 0,58), %	Parede interna (Anular: 0,90), %
<i>k-ε enhanced</i>	0,86	3,5	1,5
SST <i>k-ω</i>	2	2	4,1
SST Neto <i>et al.</i>	3,1	1,9	6,5

De acordo com a Fig. 6 e a Tabela 4 é constatado que o modelo $k-\epsilon$ *enhanced* apresenta menor erro em relação ao trabalho experimental de Nouri *et al.* (1993). No entanto o modelo SST $k-\omega$ também possui resultados similares ao modelo $k-\epsilon$ *enhanced* sendo a variação de aproximadamente 3%.

Na parede externa a convergência de resultados é mais precisa, com um máximo de 2% de diferença em relação aos resultados experimentais. Na parede interna, no entanto, os erros praticamente dobram para ambos os modelos e na região central do anular o SST $k-\omega$ tem melhor desempenho do que o $k-\epsilon$ *enhanced*. Quanto ao formato do perfil, os modelos conseguiram captar a assimetria existente no perfil de velocidades para o caso de cilindros concêntricos.

4.2 Efeito da variação da razão de raios no perfil de velocidades turbulento

Para avaliar a variação do perfil de velocidades com a mudança de razão de raios foi utilizado o modelo SST $k-\omega$ para os Cenários 2 ($R=0,5$), 3 ($R=0,55$) e 4 ($R=0,64$). Os resultados encontrados para o perfil de velocidades estão demonstrados na Fig. 7.

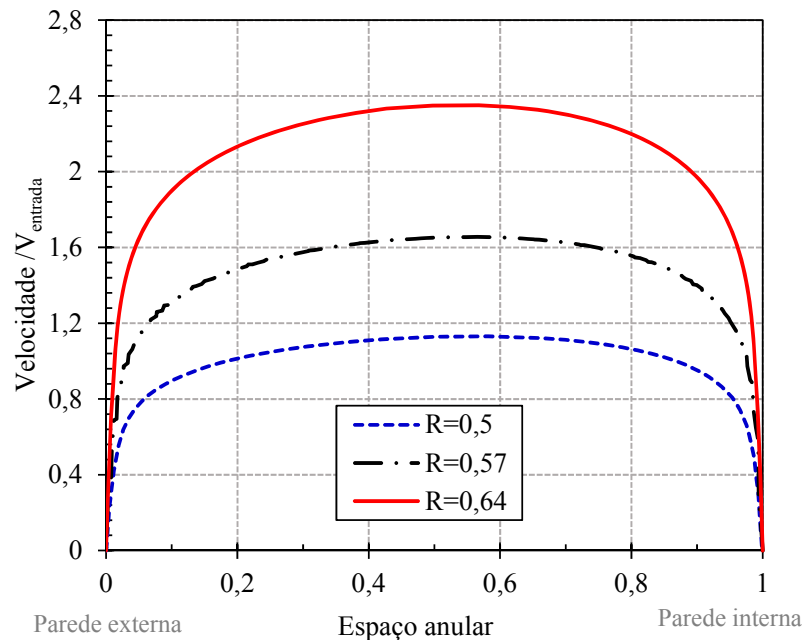


Figura 7. Perfil de Velocidades ao longo do anular considerando turbulência e variação de razão de raios.

Com o aumento da razão de raios o perfil de velocidades apresenta uma tendência esperada de aumento de velocidade. Isso acontece devido a diminuição da área aberta disponível para o escoamento na região anular, já que a velocidade é inversamente proporcional a área.

Os valores da velocidade máxima normalizada pela velocidade de entrada para diferentes razões de raios estão representados na Tabela 5.

Tabela 5. Velocidades normalizadas para diferentes razões de raios.

Razão de raios	Velocidade máxima	Variação, %
0,50	1,16	---
0,57	1,65	42,2
0,64	2,35	42,4

A partir da Tabela 5 é possível observar que a cada aumento de 0,7 de variação na razão de raios houve aproximadamente um acréscimo de 42% no valor da velocidade máxima.

5. Conclusões

Para o estudo do escoamento turbulento em espaços anulares o modelo $k-\varepsilon$ *enhanced* foi o que apresentou menores erros em relação ao trabalho experimental de Nouri *et al.* (1993). Já o modelo SST $k-\omega$ possuiu uma diferença de aprox. 3% em relação aos resultados do modelo $k-\varepsilon$ *enhanced* e para a região central do anular aproximou-se mais dos dados tidos como base. De forma geral, os resultados não divergiram mais que 6,5% dos resultados utilizados como referência, sendo que o tempo de simulação para ambos os modelos foram de aproximadamente 2 horas.

Para os casos em que houve o aumento da razão de raios em 0,7, obteve-se um aumento da velocidade máxima em cerca de 42%, um comportamento esperado já que com o aumento da razão de raios, há a diminuição da área aberta ao fluxo e consequente aumento da velocidade.

É muito importante lembrar também que em Engenharia não existem critérios absolutos, mas sim critérios que dependem da precisão requerida para o problema em análise, logo, caso o estudo em questão necessite de uma aproximação de cerca de 7% os modelos de turbulência pelas equações médias de Reynolds apresentam resultados satisfatórios.

Referências bibliográficas

- ANSYS. ANSYS Theory Guide. Disponível em: <<https://ansyshelp.ansys.com/>>. Acesso em: 10 jun. 2017.
- Boersma, B. J.; Breugem, W. P. Numerical Simulation of Turbulent Flow in Concentric Annuli. *Flow Turbulence Combust*, 2011.
- Carleto, N. A importância da simulação computacional em projetos de sistemas na área de Engenharia Elétrica. In: congresso brasileiro de sistemas, 2º, 2012, Ribeirão Preto. Ribeirão Preto: Ipen/USP, 2012. p. 1 – 14.
- Colmanetti, A. R. A. Estudo experimental de escoamento multifásico em duto anular de grande diâmetro. 2015. 130 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Térmica e Fluidos, Universidade São Paulo, São Carlos, 2016.
- Chung, S. Y.; Rhee, G. H.; Sung, H. J. Direct Numerical Simulation of Turbulent Concentric Annular Pipe Flow Part 1: Flow Field. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, South Korea, 2002.
- Dou, H. S.; Khoo, B. C.; Tsai, H. M. Determining the Critical Condition for Turbulent Transition in a Full-Developed Annulus Flow. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, vol. 71, 2010.
- Krushe, R. S. A. Análise Acoplada Termo-Hidráulica-Neutrônica de um canal de resfriamento do núcleo de um PWR. 2015. 91 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Nuclear, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2015.
- Mata, M. M. *et al.* Uma revisão sobre a turbulência e sua modelagem. *Revista Brasileira de Geofísica*, São Paulo, v. 29, n. 1, p.21-41, mar. 2011.
- Neves, J. C.; Moin, P.; Moser, R. D., 1994. Effects of convex transverse curvature on wall-bounded turbulence. Part 1: The velocity and vorticity. *J. Fluid Mech.* 272, 349–381.
- Rezende, A. L. T. Análise Numérica da Bolha de Separação do Escoamento Turbulento sobre Placa Plana Fina Inclinada. 2009. 262 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, PUC-Rio, Rio de Janeiro, 2009.
- Samaha, M. A. *et al.* Turbulent flow around single concentric long capsule in a pipe. Elsevier. Alexandria, set. 2009.
- Shin, D.; Choi, H., 2000. Space-time characteristics of the wall shear stress fluctuations in a turbulent boundary layer with transverse curvature. In: *Proceedings of the 8th European Turbulence Conference*, pp. 459–462.
- Silva, R. C. R.; Ismail, K. A. R. Estudo Experimental da Solidificação em Torno de um Tudo Aletado Radialmente com e sem Promotor de Turbulência. VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Paraíba, Brasil, 2010.
- Silva, T. P. Projeto de trocador de calor e estudo experimental da influência da redução da temperatura do ar de admissão no consumo de combustível para turbinas a gás. 2014. 125 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2014.
- Soares, F. R., Neto, A.S. Turbulência dos Fluidos. Apostila, Uberlândia, 2014. TEIXEIRA, Giovanni de Moraes *et al.* Fontes de erro: identificar, quantificar e reduzir a intervalos aceitáveis. *ESSS*, Santa Catarina, n. , p.1-4, 01 ago. 2010.
- Vieira Neto, J. L. *et al.* CFD Analysis of Newtonian Turbulent Flows in Annular Spaces. *The Canadian Journal Of Chemical Engineering*, p. 636-646. ago. 2011.
- Wang, W. J *et al.* Applications of different turbulence models in simulations of a large annular volute-type pump with the diffuser. In: *EARTH AND ENVIRONMENTAL SCIENCE*, 22. 2014, Pequim. Pequim: IAHR, 2014. p. 1 - 9. DOI:10.1088/1755-1315/22/2/022019.