

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

IDENTIFICAÇÃO DA PRESENÇA E DA INTENSIDADE DAS INTERAÇÕES
ENTRE RADIAÇÃO E TURBULÊNCIA EM UM PROBLEMA DE
ESCOAMENTO INTERNO NÃO REATIVO

por

Luiz Fernando Bez

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Dezembro de 2017



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

IDENTIFICAÇÃO DA PRESENÇA E DA INTENSIDADE DAS INTERAÇÕES
ENTRE RADIAÇÃO E TURBULÊNCIA EM UM PROBLEMA DE
ESCOAMENTO INTERNO NÃO REATIVO

por

Luiz Fernando Bez

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof^ª. Dr^ª. Thamy Cristina Hayashi
Coordenadora do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Energia e fenômenos de transporte**

Orientador: Prof^ª. Dr^ª. Adriane Prisco Petry

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Sérgio Luiz Frey

M. Eng. Aline Ziemniczak

Prof^ª. Dr^ª. Thamy Cristina Hayashi

Porto Alegre, 29 de Dezembro de 2017

AGRADECIMENTOS

À minha família, pelo amor e pelo suporte durante toda a minha formação.

À minha orientadora, Profa. Adriane Prisco Petry, pela confiança, pelo desafio e pelos ensinamentos. O trabalho em conjunto durante este semestre sem dúvidas contribuiu muito para o meu crescimento pessoal e acadêmico.

À toda a equipe do laboratório de radiação térmica da UFRGS, em especial ao Guilherme Fraga, à Larissa Lemos, e ao Luis Gustavo Pires Rodrigues, e ao, Prof. Francis Henrique Ramos França pela ajuda e pelo suporte durante a produção deste texto.

Agradeço aos membros da banca por sua disponibilidade em avaliar e contribuir com este trabalho.

Esta pesquisa foi desenvolvida com o apoio do Centro Nacional de Supercomputação (CESUP), da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS)

BEZ, LUIZ F. **Identificação da presença e da intensidade das interações entre radiação e turbulência em um problema de escoamento interno não reativo.** 2017. 29. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017.

RESUMO

Este trabalho busca identificar a presença de interações entre radiação e turbulência (TRI) em um problema de escoamento interno não reativo. Foi analisada uma mistura de gases formada por nitrogênio, dióxido de carbono e água, à proporções fixas, que entra à 1200K em um duto retangular cujas paredes são mantidas à 400K. Foram feitas análises utilizando-se os modelos RANS ($k - \omega SST$) e LES (Smagorinsky dinâmico) para a turbulência e modelando o escoamento como radiativa ou puramente convectivo. O modelo espectral utilizado para a resolução da RTE foi o de gás cinza, e a discretização angular foi feita através do método das ordenadas discretas. Os resultados obtidos do ponto de vista do TRI foram inconclusivos pois os modelos convectivos apresentaram uma diferença muito grande entre os mesmos, o que sugere a necessidade de calibração ou validação dos modelos de turbulência. Contudo, podemos observar que, com quaisquer dos dois modelos, que a troca térmica no caso estudado é dominada pela radiação térmica.

PALAVRAS-CHAVE: RANS, LES, Gás cinza, TRI, radiação térmica, turbulência.

BEZ, LUIZ F. **Search for the presence and intensity of turbulence-radiation interactions in an non reactive internal flow.** 2017. 29. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017.

ABSTRACT

The present work aims at identifying the presence of turbulence-radiation interactions (TRI) in an internal non reactive flow scenario. A mixture of nitrogen, carbon dioxide and water, with fixed proportions and with a temperature of 1200K flows through a rectangular duct, whose walls are kept at 400K and exchange heat with the mixture. The models studied comprised two different turbulence models, one RANS ($k - \omega SST$) and the other LES (dynamic Smagorinsky), both with and without radiative model. The spectral model used was that of the gray gas. The obtained results concerning TRI were inconclusive, since the relative difference between the purely convective flow was considered too significant. That suggests the need for calibration and validation of the turbulence models. However, for each of the turbulence models it could be observed that the dominant heat exchange method was thermal radiation, making a radiative model indispensable for the calculations presented here

KEYWORDS: RANS, LES, Gray Gas, TRI, thermal radiation, turbulence

SUMÁRIO

	Lista de ilustrações	vi
	Lista de tabelas	vii
	Lista de símbolos	viii
	Lista de abreviações	x
1	INTRODUÇÃO	1
2	OBJETIVO	1
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	2
4	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	2
4.1	Equações fundamentais	2
4.2	Modelagem da turbulência	3
4.3	Modelagem espectral da mistura para a raidação	4
5	METODOLOGIA	5
5.1	Modelagem do problema	5
5.2	Definição das variáveis à serem comparadas	6
5.3	Implementação do modelo no software <i>Fluent</i>	7
5.4	Estudo da discretização do problema RANS	9
5.5	Estudo da discretização angular	9
5.6	Intervalo de tempo utilizado nas médias do problema LES	9
5.7	Estudo da discretização do problema LES	10
6	RESULTADOS	11
7	CONCLUSÃO	13
8	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	14
	ANEXO I - EQUAÇÕES DO MODELO DE TURBULÊNCIA $k-w$ SST . . .	16
	ANEXO II - SUMARIZAÇÃO DO MODELO DE SMAGORINSKY-LILLY .	17
	APÊNDICE A - DIFERENÇA RANS-LES PARA $k-\varepsilon$ STD E $k-\varepsilon$ RNG . . .	18

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 4.1 – Coeficiente de absorção em função de uma mistura de 20% em volume de vapor d'água e gás inerte, à temperatura de 400K e pressão total de 1atm. Representado na faixa espectral de 1500cm^{-1} à 1700cm^{-1} . Adaptado de Silva, 2015.	5
Figura 4.2 – Evolução do coeficiente de absorção da mistura estudada com a temperatura. Baseado nas correlações apresentadas por Cassol, 2015. O ponto em destaque representa o valor utilizado nos cálculos.	5
Figura 5.1 – Representação esquemática do duto estudado, com a identificação de suas fronteiras Γ_{inlet} , Γ_{wall} , e Γ_{outlet}	6
Figura 5.2 – Fluxo de calor avaliado em uma seção de Γ_{wall} , localizada em $x = 2.5m$, e $z = 0.5m$, cobrindo toda a face do duto em relação à y	7
Figura 5.3 – Representação de um ângulo sólido de controle, identificado por suas coordenadas polar ψ e azimutal θ . Adaptado de Fraga, 2016.	8
Figura 5.4 – Relação entre a <i>pixelagem</i> do ângulo sólido e a interseção do mesmo com a face de um volume de controle. Em (b), os <i>pixels</i> hachurados seriam os pixels participantes no caso ilustrado - a troca neste ângulo sólido é apenas $1/6$ da energia correspondente ao ângulo de controle. Adaptado de ANSYS, 2009.	8
Figura 5.5 – Evolução de $q_{avg,LES}$ com o tempo e janela de média temporal escolhida.	10
Figura 6.1 – Fluxo de calor médio por seção ao longo do duto, para os problemas RANS e LES puramente convectivos.	11
Figura 6.2 – Diferença relativa nos fluxos de calor dos problemas RANS e LES, puramente convectivos.	11
Figura 6.3 – Fluxo de calor total médio na parede, por seção ao longo do duto, para os problemas RANS e LES com modelo radiativo.	12
Figura 6.4 – Proporção do fluxo radiativo (em termos absolutos) na parede, em relação ao fluxo total, ao longo do comprimento do duto, para os problemas RANS e LES com modelo radiativo.	12
Figura 6.5 – Contorno de temperatura para os problemas RANS (a) e LES (b) ($t = 6.75s$), sem modelo radiativo, na seção média do duto ($y = 0.25m$).	12
Figura 6.6 – Contorno de temperatura para os problemas RANS (a) e LES (b) ($t = 6.75s$), com modelo radiativo, na seção média do duto ($y = 0.25m$).	13
Figura 6.7 – Fluxo térmico em uma das paredes do duto periódico estudado por Santos, 2011. Este problema possuía um coeficiente de absorção κ igual a 1.0. Adaptado de Santos, 2011.	13
Figura A.1 – Fluxo de calor total médio na parede, por seção ao longo do duto, para diferentes modelos RANS, caso puramente convectivo.	18
Figura A.2 – Diferença relativa nos fluxos de calor para diferentes modelos RANS em comparação ao LES, caso puramente convectivo.	18

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 – Coeficientes polinomiais utilizados na equação 4.5. Adaptado de Cassol, 2015.	4
Tabela 5.1 – Propriedades termodinâmicas das espécies que compõe o fluido estudado, bem como suas frações mássica e molar na mistura.	6
Tabela 5.2 – Diferença relativa do fluxo de calor médio do problema RANS puramente convectivo para três malhas diferentes.	9
Tabela 5.3 – Diferença relativa do fluxo de calor médio do problema RANS com modelo de radiação para três discretizações angulares diferentes.	9
Tabela 5.4 – Diferença relativa do fluxo de calor médio do problema LES puramente convectivo para três malhas diferentes.	11
Tabela I.1 – Constantes de fechamento padrão para o modelo $k - \omega SST$	16

LISTA DE SÍMBOLOS

a_1	Constante de fechamento do modelo $k - \omega SST$
b_i	Força de corpo na direção i
$c_{\chi,i}$	Coefficientes polinomiais do modelo de gás cinza de Cassol, 2015
$CD_{k\omega}$	Termo de uma das funções de <i>blending</i> do modelo $k - \omega SST$
C	Constante de Smagorinsky dinâmica
D_h	Diâmetro hidráulico
e	Energia interna específica
F_i	Funções de <i>blending</i> do modelo $k - \omega SST$
I_η	Intensidade de radiação espectral
$I_{b\eta}$	Intensidade de radiação espectral de corpo negro
k	Condutividade térmica, energia cinética turbulenta
M	Massa molar
p	Pressão ou pressão parcial
P	Termo limitador de produção do modelo $k - \omega SST$
p_χ	Pressão parcial correspondente à espécie χ
$q_{x,RANS}$	Média do fluxo de calor no perímetro do duto (RANS)
$q_{x,LES}$	Média do fluxo de calor no perímetro do duto, em uma determinada janela de média temporal (LES)
$q_{avg,RANS}$	Média do fluxo de calor em Γ (RANS)
$q_{avg,LES}$	Média do fluxo de calor em Γ , em uma determinada janela de média temporal (LES)
q'''	Taxa volumétrica de geração interna de energia
R	Constante universal dos gases
Re	Número de Reynolds
s	Caminho, direção
S_{ij}	Tensor de taxa de deformação
S_r	Termo fonte radiativo
t	Tempo
t_i	Tempo de início da janela de média temporal
t_f	Tempo de término da janela de média temporal
T	Temperatura
T_{inlet}	Temperatura em Γ_{inlet}
T_{wall}	Temperatura em Γ_{wall}
u_i	Componente da velocidade na direção i
$u_{x,inlet}$	Velocidade em Γ_{inlet}
x_i	Coordenada espacial na direção $i : x_1 = x, x_2 = y, x_3 = z$
β^*	Constante de fechamento do modelo $k - \omega SST$
β_i	Constante de fechamento do modelo $k - \omega SST$
δ_{ij}	Delta de Kronecker
Δ	Filtro espacial
γ_i	Constante de fechamento do modelo $k - \omega SST$
Γ	Fronteira do domínio $\Omega, \Gamma = \Gamma_{inlet} \cup \Gamma_{wall} \cup \Gamma_{outlet}$
Γ_{inlet}	Fronteira de Ω com condição de admissão do fluido
Γ_{wall}	Fronteira de Ω com condição de parede
Γ_{outlet}	Fronteira de Ω com condição de saída do fluido
ε	Emissividade
θ	Ângulo azimutal
κ	Constante de fechamento do modelo $k - \omega SST$
κ_{GG}	Coefficiente de absorção do modelo GG
κ_η	Coefficiente de absorção espectral
κ_χ	Coefficiente de absorção correspondente à espécie χ

μ	Viscosidade dinâmica
μ_t	Viscosidade turbulenta no contexto do modelo $k - \omega SST$
ν	Viscosidade cinemática
ν_t	Viscosidade turbulenta
ρ	Massa específica
σ_{ki}	Constante de fechamento do modelo $k - \omega SST$
$\sigma_{\omega i}$	Constante de fechamento do modelo $k - \omega SST$
τ_{ij}	Tensões viscosas
ϕ	<i>Blend</i> de variáveis genéricas no contexto do modelo $k - \omega SST$
ϕ_i	Variável genérica no contexto do modelo $k - \omega SST$
Φ	Dissipação viscosa
χ	Espécie química
ψ	Ângulo polar
ω	Taxa de dissipação de vórtices
Ω	Domínio fluido

LISTA DE ABREVIACOES

DNS	Simulação numérica direta (<i>Direct Numerical Simulation</i>)
DO	Ordenadas discretas (<i>Discrete Ordinates</i>)
GG	Modelo de gás cinza (<i>Gray Gas</i>)
LBL	Linha-por-linha (<i>Line-by-line</i>)
LES	Simulação de grandes escalas (<i>Large Eddy Simulation</i>)
RANS	Simulação com mdias de Reynolds (<i>Reynolds Averaged Navier-Stokes</i>)
RTE	Equação de transferência radiativa (<i>Radiative Transfer Equation</i>)
TRI	Interações entre a radiação e a turbulência (<i>Turbulence Radiation Interactions</i>)
WSGG	Modelo da soma ponderada de gases cinza (<i>Weighted Sum of Gray Gases</i>)

1 INTRODUÇÃO

Turbulência é o regime mais comum dos escoamentos em problemas envolvendo tanto tecnologias quanto fenômenos naturais [ABCM, 2002]. É um problema que apresenta certos desafios, pois sua resolução teórica através das equações de Navier-Stokes só é viável para casos de relativa simplicidade e baixo número de Reynolds. É, portanto, um fenômeno que exige modelagem para a simulação da maior parte das aplicações de engenharia. A literatura dispõe de uma gama variada de modelos de turbulência, cada um envolvendo diferentes considerações e hipóteses.

A transferência de calor por radiação é um fenômeno importante, especialmente em casos envolvendo grandes diferenças de temperatura ou reações químicas, como aplicações em combustão, por exemplo [Viskanta, 1987]. A radiação térmica também apresenta desafios na sua resolução, a equação de transferência radiativa, principal meio de resolução de problemas envolvendo radiação térmica em meios participantes, é uma equação com seis variáveis independentes, se desconsiderarmos o tempo. Ainda, as propriedades de meios participantes como a água ou o dióxido de carbono possuem um comportamento bastante complexo, tanto em relação à temperatura quanto ao comprimento de onda. Aplicações envolvendo transferência radiativa também são, em geral, modeladas [Coelho, 2007].

Radiação e turbulência já são problemas complexos por si mesmos, mas neste trabalho tem-se interesse na interação entre os dois. A transferência de calor por radiação térmica é um fenômeno não linear, que depende da temperatura absoluta dos meios elevada à quarta potência. A turbulência em escoamentos provoca variações de temperatura nos mesmos, e estes escoamentos são, em geral, modelados através de média de Reynolds, representados pelo escoamento médio mais flutuações. Fenômenos lineares ou de baixa não linearidade não apresentam muitos problemas se avaliados com termos médios, entretanto, fenômenos como a radiação térmica podem apresentar discrepâncias significativas: $\pm 20\%$ de variação na temperatura aumentam emissões de energia radiativa em 24% enquanto que $\pm 30\%$ de variação na temperatura aumentam emissões de energia radiativa em 50% [Coelho, 2007]. Essa alta sensibilidade às flutuações exige, para uma melhor representação do fenômeno, modelos que apresentem as oscilações de temperatura tão fiel quanto possível no problema físico. Modelos com essa resolução são, em geral, computacionalmente mais custosos. A radiação, por sua vez, provoca também mudanças no escoamento turbulento. Ela tende a reduzir a intensidade de turbulência e promover uma maior mistura entre as espécies [Coelho, 2012].

Apesar do fenômeno das interações entre radiação e turbulência (TRI, do inglês *Turbulence Radiation Interactions*) ser encontrado principalmente em escoamentos reativos [Coelho, 2007], ele também pode estar presente em escoamentos não reativos, como apresentado em Santos, 2011. Este trabalho será focado no estudo de um escoamento interno, não reativo trocando calor com um duto à temperatura constante. Deseja-se comparar justamente a influência de modelos de turbulência na avaliação da troca de calor entre estes gases e o duto, onde o fenômeno da troca por radiação térmica estará presente de maneira significativa.

2 OBJETIVO

Este trabalho tem como objetivo a identificação da presença ou da ausência de interações entre radiação e turbulência em um escoamento não reativo, em um duto reto de seção retangular, formado por nitrogênio, dióxido de carbono, e água. O escoamento será analisado com e sem radiação e com duas modelagens diferentes de turbulência, na tentativa de evidenciar a presença da TRI.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Estudos à respeito da TRI começaram nas décadas de 1950 [Spiegel, 1959, Townsend, 1958], e 1960 [Foster, 1969]. Spiegel e Townsend concluíram que a radiação em escoamentos reativos age de maneira análoga à atmosfera, como um processo dissipativo para estruturas com um comprimento ótico maior (como as grandes escalas). Foster mostrou que a transmitância de uma chama turbulenta pode ser subestimada se as flutuações decorrentes da turbulência forem negligenciadas. Estudos numéricos envolvendo TRI começaram no final da década de 1970 [Germano, 1978, Kabashnikov, 1979].

Até a década de 1980 os estudos à respeito da TRI estabeleceram que este é um fenômeno importante em certos escoamentos. Contudo, as simplificações e hipóteses que se fizeram necessárias nos estudos tanto teóricos quanto numéricos, e a escassez de dados experimentais detalhados fizeram com que se conhecesse pouco sobre o comportamento do fenômeno físico. A partir de então foram realizados esforços no desenvolvimento de procedimentos numéricos que ajudassem na compreensão do fenômeno [Coelho, 2007].

A maior parte dos trabalhos desenvolvidos em TRI envolvem escoamentos reativos, pois é nestes que o fenômeno se manifesta com maior intensidade. Não obstante, podemos destacar alguns trabalhos envolvendo escoamentos não reativos, como Gupta, 2009, que utilizou simulação de grandes escalas para estudar a TRI em escoamentos estatisticamente estacionários entre placas paralelas. Santos et al., 2014, investigaram um escoamento reativo modelado como gás cinza, comparando a modelagem clássica da turbulência com resultados da modelagem em grandes escalas. Eles concluíram que o TRI não possui importância significativa, exceto em meios opticamente espessos. Velasco, 2014, realizou uma análise LES de um escoamento não reativo em duto de seção retangular, não encontrando efeitos significativos da TRI.

Revisões mais detalhadas do assunto podem ser encontradas em Li, 2005, Modest 2005, Coelho 2007, e Coelho 2012.

4 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

4.1 Equações fundamentais

As equações apresentadas nesta seção buscam descrever um escoamento tridimensional, incompressível, transiente e não isotérmico. Também elas buscam representar a troca radiativa dentre um meio participante.

A equação da continuidade apresentada abaixo busca expressar a conservação da massa em um volume de controle, relacionando as taxas de massa que entram e saem desse volume com a variação temporal da massa no mesmo. Em um escoamento transiente e incompressível ela se reduz à equação 4.1.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0, \quad i = \{1, 2, 3\} \quad (4.1)$$

onde u_i são as componentes do vetor velocidade na direção x_i . Nesta equação, e nas demais deste capítulo, utiliza-se a notação indicial com a convenção de Einstein para a soma, onde índices repetidos são implicitamente somados [Schlichting, 1979].

As próximas equações são obtidas através da aplicação do balanço de quantidade de movimento, que também são conhecidas como as equações de Navier-Stokes. Na equação 4.2 elas são apresentadas para um escoamento incompressível e transiente.

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right], \quad i, j = \{1, 2, 3\} \quad (4.2)$$

onde ρ é a massa específica do fluido, p é a pressão hidrostática, e μ é a viscosidade dinâmica.

A equação da energia é obtida de forma similar à equação de balanço de quantidade de movimento. Relaciona-se as taxas de energia líquidas acumulada, transferida pelo escoamento, transferida por condução, trocada por radiação, a energia produzida ou consumida e a taxa líquida de trabalho trocada entre o volume e o ambiente. Se expressarmos as quantidades apropriadas em termos da energia interna específica e obtemos a equação 4.3.

$$\rho \left(\frac{\partial e}{\partial t} + u_i \frac{\partial e}{\partial x_i} \right) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + S_r - p \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \mu \Phi, \quad i = \{1, 2, 3\} \quad (4.3)$$

onde T é a temperatura, k é a condutividade térmica, S_r é a contribuição volumétrica da radiação térmica, e Φ é a dissipação viscosa.

A equação de transferência radiativa (RTE, do inglês *Radiative Transfer Equation*) é a equação utilizada para avaliarmos a variação da intensidade de radiação espectral ao longo de uma certa trajetória dentro do meio participante. Essa equação, na sua forma mais completa, é obtida através de um balanço de energia, somando-se as contribuições da absorção, da emissão e do espalhamento. Neste trabalho o espalhamento é negligenciado, prática comum em estudos tratando de TRI devido ao aumento demasiado da complexidade do problema [Coelho, 2007]. A RTE para um meio participante homogêneo, estacionário se comparado à velocidade da luz, em equilíbrio termodinâmico local, com índice de refração constante, não polarizante, que absorve e emite radiação e que não espalha é dada por:

$$\frac{dI_\eta(x, s)}{ds} = \kappa_\eta I_{b\eta} - \kappa_\eta I_\eta(x, s) \quad (4.4)$$

onde $I_\eta(s)$ é a intensidade de radiação espectral na posição x e na direção s , κ_η é o coeficiente de absorção espectral, e $I_{b\eta}$ é a intensidade espectral de corpo negro na temperatura da posição x .

4.2 Modelagem da turbulência

A resolução numérica das equações de Navier-Stokes sem qualquer modelagem de turbulência (também chamada de DNS, do inglês *Direct Numerical Simulation*) é aquele no qual todas as escalas de turbulência são resolvidas pela malha. Não obstante os resultados de tal análise serem valiosos, o custo da resolução de todas as escalas do movimento possui um custo computacional muito grande [ABCM, 2002]. Devido, então, à motivos práticos, a maior parte dos problemas resolvidos envolvem a modelagem da turbulência.

Na maior parte das aplicações em engenharia não se tem interesse nas flutuações da turbulência, mas sim nos valores médios do escoamento. Para tal utiliza-se a modelagem com médias de Reynolds (RANS, do inglês *Reynolds Averaged Navier-Stokes*). A análise RANS possui um baixo custo computacional, se comparada às outras mencionadas nesse texto, o que explica seu sucesso na indústria. Contudo, a modelagem RANS, em problemas envolvendo radiação e turbulência pode resultar em diferenças significativas em relação ao problema físico, especialmente se também estiverem envolvidas reações químicas, como a combustão [Coelho, 2007].

Uma alternativa ao método RANS é a simulação de grandes escalas (LES, do inglês *Large Eddy Simulation*). Esse método consiste em uma filtragem espacial das estruturas do escoamento, onde as maiores escalas de vórtices, responsáveis pela maior parte do transporte de energia e quantidade de movimento, são obtidas diretamente da solução das equações, enquanto que as escalas menores são modeladas. A distinção do que é grande ou pequena escala é dada pela malha utilizada na simulação [Wilcox, 1994].

Este trabalho apresenta tanto casos RANS quanto LES. A turbulência nos casos RANS foi modelada utilizando-se o modelo $k - \omega$ SST. A formulação completa do mesmo pode ser encontrada em [Menter, 1994]. Ele é um modelo de duas equações que combina os modelos $k - \omega$ e $k - \epsilon$ de forma que eles sejam utilizado nas regiões do escoamento onde se adaptam melhor. As

duas equações adicionais propostas pelo modelo são apresentadas no anexo I, justamente com suas constantes de fechamento. Nos casos LES foi utilizado o modelo de Smagorinsky dinâmico [Lilly, 1992] para avaliação dos termos submalha na simulação. No anexo II estão sumarizadas as equações do modelo de Smagorinsky-Lilly, sem entrar em detalhes à respeito do formalismo LES ou do modelo, que podem ser encontrados em Smagorinsky, 1963 e Lilly, 1992.

4.3 Modelagem espectral da mistura para a radiação

O comportamento espectral da absorção e da emissividade para gases polares, como a água ou o dióxido de carbono, tende a ser bastante irregular em relação ao comprimento de onda do mesmo. A figura 4.1 mostra o comportamento do coeficiente de absorção de uma mistura cujo gás participante é o vapor d'água. Caso informações detalhadas à respeito do coeficiente de absorção espectral estejam disponíveis, a RTE (Eq. 4.4) poderia ser resolvida de forma mais acurada, com a utilização de um método chamado *linha-por-linha* (LBL, do inglês *Line-by-line*) [Taine, 1983], que considera individualmente as linhas de absorção do espectro. Na prática seriam necessárias milhões de linhas para o cálculo do problema, o que o torna impraticável na maioria das aplicações [Modest, 2003].

Se faz necessária, então, uma modelagem espectral do meio participante estudado. O modelo escolhido para este trabalho é o modelo de gás cinza (GG, do inglês *Gray Gas*), o qual considera que as variações espectrais do coeficiente de absorção são negligenciáveis: o coeficiente de absorção espectral κ_{eta} poderia ser representado simplesmente por um coeficiente de absorção κ constante para todo o espectro.

A mistura estudada será modelada como um gás cinza de absorção constante com a temperatura. Os gases que trocam calor com as paredes do duto são uma mistura de nitrogênio, dióxido de carbono, e água. O nitrogênio pode ser considerado transparente à radiação térmica, em relação à participação do dióxido de carbono e da água. A absorção da mistura foi estimada de acordo com a correlação obtida por Cassol, 2015, apresentada na equação 4.5, simplificada para o caso tratado aqui. A temperatura utilizada na correlação foi a temperatura média sobre todo o domínio Ω , calculada no problema RANS. A tabela 4.1 apresenta os coeficientes polinomiais utilizados por Cassol, 2015, e a figura 4.2 mostra a evolução do coeficiente de absorção da mistura estudada com a temperatura. Com uma temperatura média de $937.4K$ calculada no modelo RANS, a mistura apresenta uma absorção de $0.03532cm^{-1}$.

$$\kappa_{GG} = \kappa_{H_2O} + \kappa_{CO_2} \quad (4.5a)$$

$$\kappa_{\chi} = p_{\chi} \sum_{i=0}^5 c_{\chi,i} T^i \quad (4.5b)$$

onde κ_{GG} é o coeficiente de absorção da mistura, κ_{χ} é o coeficiente de absorção correspondente a espécie química χ , $\chi = H_2O$ ou CO_2 , p_{χ} é a pressão parcial da espécie χ , e $c_{\chi,i}$ são os coeficientes polinomiais utilizados na correlação.

Tabela 4.1 – Coeficientes polinomiais utilizados na equação 4.5. Adaptado de Cassol, 2015.

	$\chi = H_2O$	$\chi = CO_2$
$c_{\chi,0}$ [$cm^{-1}atm^{-1}$]	$7.5702 \cdot 10^{-01}$	$-6.4750 \cdot 10^{-01}$
$c_{\chi,1}$ [$cm^{-1}atm^{-1}K^{-1}$]	$-1.9716 \cdot 10^{-03}$	$4.2895 \cdot 10^{-03}$
$c_{\chi,2}$ [$cm^{-1}atm^{-1}K^{-2}$]	$2.1998 \cdot 10^{-06}$	$-6.6089 \cdot 10^{-06}$
$c_{\chi,3}$ [$cm^{-1}atm^{-1}K^{-3}$]	$-1.2492 \cdot 10^{-09}$	$4.4190 \cdot 10^{-09}$
$c_{\chi,4}$ [$cm^{-1}atm^{-1}K^{-4}$]	$3.5385 \cdot 10^{-13}$	$-1.3796 \cdot 10^{-12}$
$c_{\chi,5}$ [$cm^{-1}atm^{-1}K^{-5}$]	$-3.9663 \cdot 10^{-17}$	$1.6484 \cdot 10^{-16}$

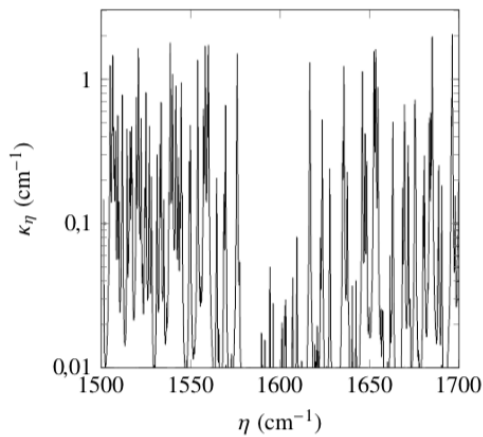


Figura 4.1 – Coeficiente de absorção em função de uma mistura de 20% em volume de vapor d'água e gás inerte, à temperatura de $400K$ e pressão total de $1atm$. Representado na faixa espectral de $1500cm^{-1}$ à $1700cm^{-1}$. Adaptado de Silva, 2015.

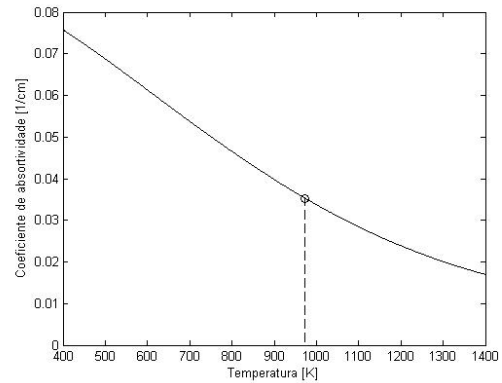


Figura 4.2 – Evolução do coeficiente de absorção da mistura estudada com a temperatura. Baseado nas correlações apresentadas por Cassol, 2015. O ponto em destaque representa o valor utilizado nos cálculos.

5 METODOLOGIA

5.1 Modelagem do problema

O caso à ser estudado consiste num duto de $5.25m$ de comprimento, com seção quadrada de $0.5m$ de lado. O duto é apresentado, com a identificação de suas fronteiras na Figura 5.1. O domínio fluido Ω à ser modelado consiste somente no interior do duto. Nesse domínio serão satisfeitas as equações de Navier-Stokes (Eq. 4.2) com o apropriado modelo de turbulência, a equação da continuidade (Eq. 4.1), a equação da energia (Eq. 4.3) e, quando necessário, a equação de transferência radiativa (Eq. 4.4).

O fluido à ser estudado é uma mistura gasosa de nitrogênio, dióxido de carbono, e água. Essa mistura foi considerada homogênea em todo o domínio, se comportando como um gás ideal cinza. As propriedades termodinâmicas da mistura foram retiradas de tabelas termodinâmicas (considerando-se temperatura de $800K$ e pressão de uma atmosfera) e estão apresentadas na tabela 5.1.

A fronteira do domínio é dividida em três partes: Γ_{inlet} , Γ_{outlet} , e Γ_{wall} . Γ_{inlet} é a fronteira de entrada dos gases no domínio, e estes gases entram como uma mistura homogênea, de temperatura T_{inlet} uniforme e igual a $1200K$, e com uma velocidade $u_{x,inlet}$ uniforme de $1.026m/s$, resultando em um número de Reynolds (Re) igual à 5100 . As condições de turbulência na entrada são de intensidade de turbulência igual à 10% e a escala de turbulência é dada pelo diâmetro hidráulico D_h , que é de $0.5m$.

No caso dos problemas com modelo de radiação essa fronteira age como uma superfície negra, com emissividade $\varepsilon = 1$. A fronteira Γ_{wall} são as paredes do duto, e possuem condição de não deslizamento e difusividade nula nas mesmas. Γ_{wall} é mantida com uma temperatura T_{wall} constante e igual à $400K$. Nos problemas com modelo de radiação elas agem como superfícies negras. Γ_{outlet} é a parte da fronteira por onde os gases saem do duto, e ela representa uma fronteira à pressão constante e igual à pressão atmosférica. Nos problemas com modelo de radiação ela também é modelada como uma superfície negra.

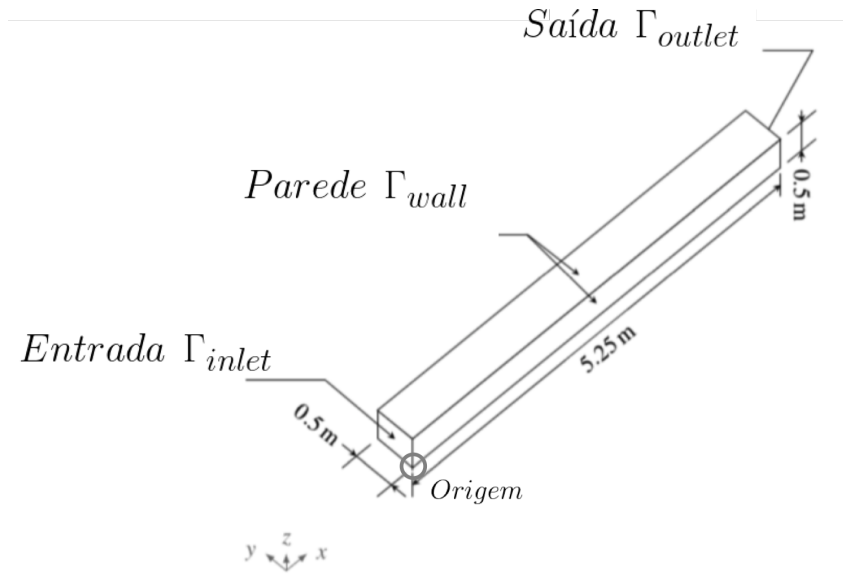


Figura 5.1 – Representação esquemática do duto estudado, com a identificação de suas fronteiras Γ_{inlet} , Γ_{wall} , e Γ_{outlet}

Tabela 5.1 – Propriedades termodinâmicas das espécies que compõe o fluido estudado, bem como suas frações mássica e molar na mistura.

Espécie:	Nitrogênio N_2	Dióxido de carbono CO_2	Água H_2O
Densidade [kg/m^3]	0.4278	0.6724	0.2746
Viscosidade dinâmica [$Pa \cdot s$]	3.59E-5	3.51E-5	2.97E-5
Calor específico [$J/kg \cdot K$]	1122.48	1168.99	2152.85
Condutividade térmica [$W/m \cdot K$]	0.0552	0.0566	0.0704
Massa molecular [g/mol]	14.01	44.01	18.01
Fração molar	0.7	0.1	0.2
Fração mássica	0.5506	0.2472	0.2022

5.2 Definição das variáveis à serem comparadas

Este trabalho consiste na comparação entre os resultados provindos de diferentes tipos de simulação. São quatro problemas principais: um caso RANS sem e um com modelo radiativo, e um caso LES sem e com modelo radiativo. O caso RANS calcula o escoamento médio em regime permanente, enquanto que o modelo LES é transiente. Ainda, os casos RANS e LES possuem tamanhos de malha diferentes. Esta subseção vai definir as variáveis que foram utilizadas para a comparação de um caso com o outro.

Como pode ser visto na Figura 5.2, o fluxo de calor na parede do duto não é uniforme ao longo de uma seção transversal do mesmo. Em todos os casos estudados a variável utilizada para comparação será a média do fluxo ao longo do perímetro do duto, em uma determinada posição x_0 , que será um fluxo médio que dependerá somente da coordenada x . No modelo RANS, ela é definida na equação 5.1a.

Já no caso LES, que é uma simulação transiente, primeiro devemos escolher uma janela temporal na qual será feita uma média das grandezas estudadas. Esta janela temporal será definida com mais detalhes na seção 5.6. Podemos definir um fluxo médio dependente de x de

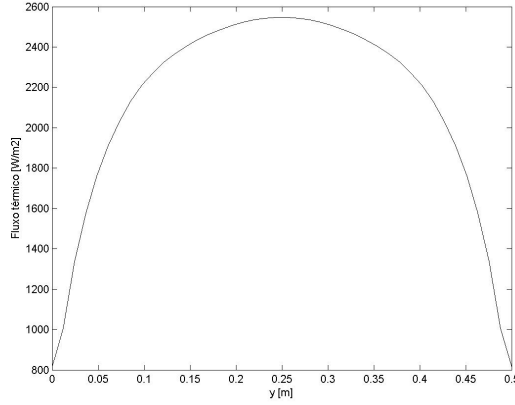


Figura 5.2 – Fluxo de calor avaliado em uma seção de Γ_{wall} , localizada em $x = 2.5m$, e $z = 0.5m$, cobrindo toda a face do duto em relação à y .

maneira análoga ao da equação 5.1a. Esse fluxo será chamado de $q_{x,LES}$ e é definido em 5.1b.

$$q_{x,RANS}(x_0) := \frac{\iint_{x=x_0}^{x=x_0+dx} q(x, y, z) dA}{\iint_{x=x_0}^{x=x_0+dx} dA} \quad (5.1a)$$

$$q_{x,LES}(x_0) := \frac{\iint_{x=x_0}^{x=x_0+dx} \int_{t_i}^{t_f} q(x, y, z, t) dt dA}{(t_f - t_i) \iint_{x=x_0}^{x=x_0+dx} dA} \quad (5.1b)$$

onde $q(x, y, z)$ e $q(x, y, z, t)$ são os fluxos de calor em Γ_{wall} na posição $x = x_0$. No caso LES, t_i e t_f se referem, respectivamente, ao início e final da janela de média escolhida. Em relação à integral na área, como o problema foi resolvido de forma numérica, essa integral se reduz a uma média ponderada pela área do fluxo de calor nos volumes finitos de Γ_{wall} na posição escolhida e o diferencial dx passa a ser um intervalo finito em x usado para o cálculo das médias ao longo do perímetro.

Para os estudos de malha foram utilizados os fluxos de calor médios ao longo do duto inteiro, definidos abaixo. As expressões 5.2a e 5.2b resultam em um único valor, que facilita a comparação entre as malhas.

$$q_{avg,RANS} := \frac{\iint_{\Gamma_{wall}} q(x, y, z) dA}{\iint_{\Gamma_{wall}} dA} \quad (5.2a)$$

$$q_{avg,LES} := \frac{\iint_{\Gamma_{wall}} \int_{t_i}^{t_f} q(x, y, z, t) dt dA}{(t_f - t_i) \iint_{\Gamma_{wall}} dA} \quad (5.2b)$$

5.3 Implementação do modelo no software *Fluent*

A implementação do modelo no software *Fluent*, versão 18, é feita nas seguintes etapas:

- Definição da geometria no módulo *SpaceClaim*;
- Geração de malha no módulo *Mechanical*, bem como a definição das fronteiras do domínio;
- A leitura da malha, a definição das propriedades dos materiais, e a definição dos modelos e métodos à serem utilizados são, então, feitos no *Fluent*.

As equações Eq. 4.2, 4.1, e 4.3 no domínio Ω são resolvidas através do método dos volumes finitos. Este método consiste na resolução de leis de conservação integrais em cada volume finito, afim de passar das equações diferenciais parciais à um sistema de equações algébricas. Este método é, por construção, conservativo, e tem sido o mais comumente utilizado na resolução de problemas de mecânica dos fluidos computacional. Juntamente às equações básicas são resolvidas as equações dos modelos de turbulência utilizados.

A turbulência, no caso RANS, foi modelada utilizando-se o modelo $k - \omega SST$ [Menter, 1994], e no caso LES foi utilizado o modelo de Smagorinsky dinâmico [Lilly, 1992] para avaliação dos termos submalha na simulação. Ambos os modelos dependem de várias constantes de validação, as quais foram utilizadas como as constantes padrão do FLUENT. Idem para os métodos de resolução, foram utilizados os métodos aconselhados no guia do usuário [ANSYS, 2009]. O resíduo aceito nas simulações foi de 10^{-5} para todas as simulações, exceto o problema com LES e radiação, para o qual foram aceitos resíduos em 10^{-4} .

A equação de transferência radiativa (Eq. 4.4) recebe um tratamento diferente. Para resolvê-la, primeiro deve-se fazer uma discretização das direções à partir de um ponto de diferença. Em cada direção a RTE é então resolvida como uma equação de campo. Esse método é chamado de método das ordenadas discretas (DO, do inglês *Discrete Ordinates*). A discretização é feita em duas etapas. A primeira etapa é a divisão do espaço angular em torno de um ponto em ângulos sólidos. Essa divisão foi feita de maneira homogênea em relação aos ângulos azimutal θ e polar ψ , identificados na figura 5.3. Essa divisão em ângulos sólidos determina em quantas direções a RTE será resolvida. Há uma segunda divisão, chamada de divisão em *pixels*, que é ilustrada na figura 5.4. Essa divisão existe para que haja um maior controle da energia incidente em cada ângulo, pois a face de um volume de controle normalmente interceptará a superfície de controle de cada ângulo sólido com um vetor normal não nulo entre as mesmas (como é o caso ilustrado na figura 5.4) e somente a fração correspondente aos pixels interceptados que será contabilizada na RTE.

A radiação térmica do problema é, então, acoplada à equação da energia (Eq. 4.3) do problema fluidodinâmico através do termo S_r que é um termo fonte, acoplando assim o problema radiativo com o convectivo.

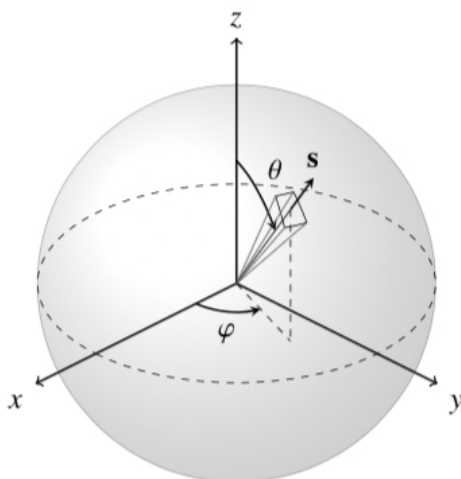


Figura 5.3 – Representação de um ângulo sólido de controle, identificado por suas coordenadas polar ψ e azimutal θ . Adaptado de Fraga, 2016.

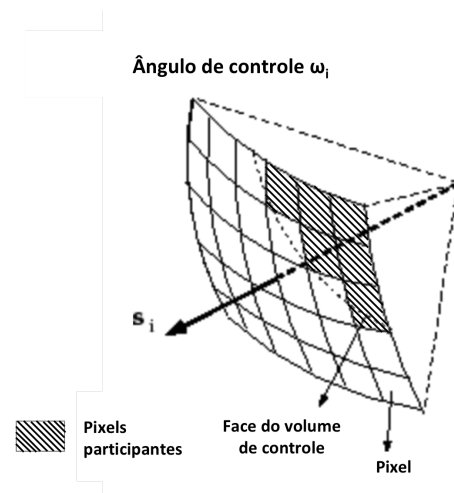


Figura 5.4 – Relação entre a *pixelagem* do ângulo sólido e a interseção do mesmo com a face de um volume de controle. Em (b), os *pixels* hachurados seriam os pixels participantes no caso ilustrado - a troca neste ângulo sólido é apenas $1/6$ da energia correspondente ao ângulo de controle. Adaptado de ANSYS, 2009.

5.4 Estudo da discretização do problema RANS

O primeiro problema à ser estudado é o caso modelado em RANS, problema puramente convectivo. O problema foi calculado em três malhas diferentes e o fluxo de calor em cada um deles foi comparado através da equação 5.2a. Estes valores podem ser encontrados na tabela 5.2. As malhas utilizadas foram todas homogêneas por direção, possuindo um tamanho em y e z duas vezes menor que o tamanho em x (os volumes possuem uma razão de aspecto igual à 2).

Para os demais cálculos será utilizada a malha intermediária, de aproximadamente 400 mil volumes, pois a mesma apresentou um erro relativo de 1.0% em relação à uma malha duas vezes maior. Casos do tamanho da malha escolhida levaram em torno de uma hora para serem calculados.

Tabela 5.2 – Diferença relativa do fluxo de calor médio do problema RANS puramente convectivo para três malhas diferentes.

Número de volumes	$q_{avg,RANS} [W/m^2]$	Diferença do fluxo de calor em Γ_{wall}
193842	1729	1.3%
391608	1752	1.0%
786520	1771	–

5.5 Estudo da discretização angular

Os casos nos quais o modelo radiativo será resolvido exigem também uma discretização angular. O espaço angular no entorno de um volume deve ser dividido em um número finito de direções nas quais a equação 4.4 será avaliada. Nesta seção será estudada a influência dessa discretização no fluxo de calor calculado no modelo. Foram utilizadas as discretizações com 25, 100, e 225 divisões de ângulo sólido por octante. Cada uma destas divisões possui uma resolução de 3×3 pixels, conforme recomendado pelo manual do usuário do Fluent [ANSYS, 2009].

Tabela 5.3 – Diferença relativa do fluxo de calor médio do problema RANS com modelo de radiação para três discretizações angulares diferentes.

Número de divisões por octante	$q_{avg,RANS} [W/m^2]$	Diferença do fluxo de calor em Γ_{wall}
25	6118	7.5%
100	6614	6.6%
225	7050	–

Será utilizada para cálculos posteriores a discretização de 100 divisões por octante, com uma diferença relativa de 6.6% em $q_{avg,RANS}$ em relação à uma discretização duas vezes mais fina (Tabela 5.3). Não foi buscada uma diferença relativa menor, pois o custo computacional dos problemas começaria a se tornar muito alto. Um caso RANS com modelo de radiação, com a discretização espacial e angular escolhida, leva em torno de uma semana para ser calculado.

5.6 Intervalo de tempo utilizado nas médias do problema LES

O problema LES, ao contrário do RANS, é resolvido transiente. Assim, para a obtenção dos resultados comparáveis ao RANS, precisa-se antes fazer uma média dos valores de fluxo durante um tempo simulado adequado. Também, essa média iniciará somente após transcorrido passos de tempo suficientes para considerarmos um regime permanente.

A janela temporal adequada foi obtida nos seguintes passos:

- Simular o problema com uma quantidade de passos de tempo suficiente para uma média temporal de qualidade considerada suficiente. Foi escolhido 20 segundos de simulação;
- Analisar como o fluxo de calor médio varia com uma janela de média incrementalmente maior, incorporando sempre os últimos passos de tempo;
- Estabelecer um tamanho de janela para o qual o valor do fluxo médio não varie muito. Utilizar este valor como referência;
- Mover esta janela incrementalmente para o início da simulação, encontrando assim o início do regime permanente quando o erro na média em relação ao valor referência passa a aumentar;
- À partir destes passos foi estabelecida uma janela de média ótima em termos de tempo gasto para a resolução do problema.

O valor referência de fluxo calculado foi de $1466W/m^2$. A janela de medição utilizada foi de 2 segundos simulados, começando à partir dos seis segundos. Isto resulta num erro combinado de 2.10% em relação à uma janela média maior (*i.e.* dos 8s aos 14s). A figura 5.5 mostra a evolução de $q_{avg,LES}$ com o tempo. Nela estão assinalados o início e o fim da janela de média temporal escolhida. Esta janela de média temporal estabelecida será utilizada nas demais considerações deste trabalho, pois não se espera um comportamento muito diferente do caso com radiação.

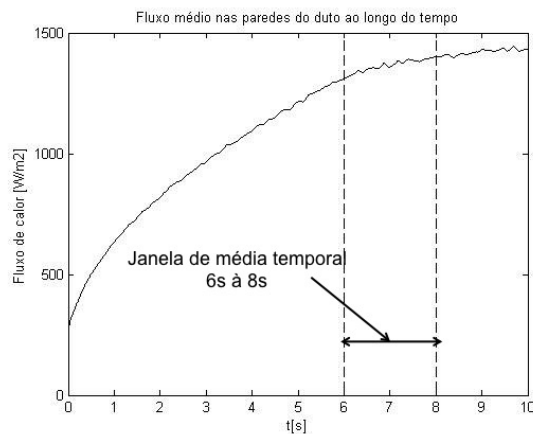


Figura 5.5 – Evolução de $q_{avg,LES}$ com o tempo e janela de média temporal escolhida.

5.7 Estudo da discretização do problema LES

Para o estudo de qualidade de malha do problema LES puramente convectivo foram utilizadas três malhas, de aproximadamente 500 mil, 1 milhão, e 1.5 milhão de volumes. O fluxo de calor em cada um deles foi comparado através da equação 5.2b. Estes valores podem ser encontrados na tabela 5.4. As malhas utilizadas foram todas homogêneas por direção, possuindo um tamanho em y e z duas vezes menor que o tamanho em x (os volumes possuem uma razão de aspecto igual à 2). O passo de tempo utilizado em cada simulação foi tal que gerasse um número de Courant entre 0.7 e 0.8 (sendo recomendável que o mesmo fique sempre abaixo de 1) [Courant, 1928].

Tabela 5.4 – Diferença relativa do fluxo de calor médio do problema LES puramente convectivo para três malhas diferentes.

Número de volumes	Passo de tempo	Número de Courant	$q_{avg,LES}$ [W/m^2]	Diferença do fluxo de calor em Γ_{wall}
509956	0.0100s	0.72	1403	4.3%
1086072	0.0080s	0.74	1466	0.1%
1542024	0.0075s	0.79	1467	–

Para os demais cálculos será utilizada a malha intermediária, de aproximadamente 1 milhão de volumes, pois a mesma apresentou um erro relativo de 0.1% em relação à uma malha 1.5 vezes maior. O problema com a malha escolhida leva em torno de uma semana para ser calculado, se somente convectivo, e um mês se utilizado o modelo de radiação.

6 RESULTADOS

Em primeiro lugar foram analisados os casos puramente convectivos. A figura 6.1 mostra o fluxo convectivo na parede, calculado com as equações 5.1a e 5.1b. Na figura 6.2 é possível ver a diferença percentual do fluxo de calor calculado com os dois modelos.

Não era esperada uma diferença tão grande nos modelos convectivos. Suspeita-se uma incompatibilidade em algum dos modelos utilizados, contudo não foi possível uma investigação mais profunda. No apêndice A estão apresentados os cálculos feitos com outros modelos de turbulência para o caso RANS, sem maiores diferenças nos resultados.

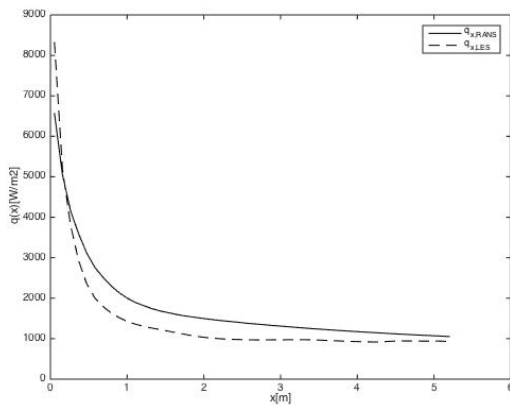


Figura 6.1 – Fluxo de calor médio por seção ao longo do duto, para os problemas RANS e LES puramente convectivos.

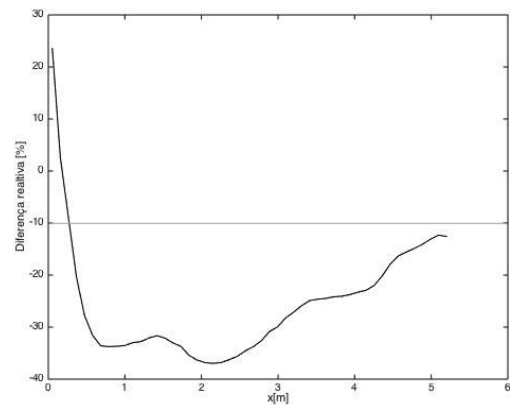


Figura 6.2 – Diferença relativa nos fluxos de calor dos problemas RANS e LES, puramente convectivos.

Na figura 6.3 está representado o fluxo total na parede do duto, para os casos RANS e LES com modelo radiativo. Novamente, foram utilizadas as equações 5.1a e 5.1b para a avaliação dos mesmos. Na figura 6.4 está plotada a fração do fluxo térmico pela qual é responsável o fluxo radiativo.

É possível observar o quão rápido decresce o valor do fluxo térmico, especialmente no problema RANS, com o comprimento do duto. Analisando os contornos de temperatura da figura 6.6 é possível observar que a temperatura do escoamento também cai de maneira drástica com o comprimento do duto. Resultados qualitativamente similares foram encontrados por Santos,

2011. Eles são apresentados na figura 6.7. No caso estudado por ele o fluxo térmico cai cerca de seis vezes em magnitude no primeiro metro de duto. No caso LES estudado neste trabalho, o fluxo cai cerca de 4 vezes na mesma distância de duto. Os problemas possuem comprimentos óticos de grandezas semelhantes.

Em segundo lugar, é possível a constatação, à partir da figura 6.4, que a radiação térmica é o método dominante de transferência de calor no duto, tanto no caso feito em RANS quanto no caso feito em LES. Analisando os contornos de temperatura das figuras 6.5 e 6.6 podemos perceber a diferença na perda energética do gás, se modelado respectivamente com e sem o modelo radiativo.

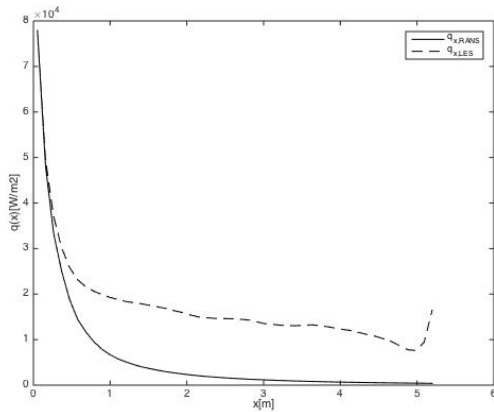


Figura 6.3 – Fluxo de calor total médio na parede, por seção ao longo do duto, para os problemas RANS e LES com modelo radiativo.

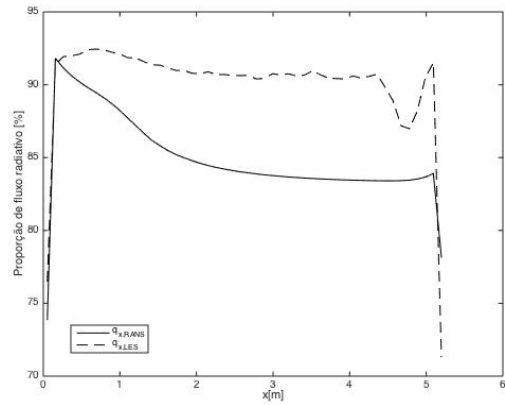


Figura 6.4 – Proporção do fluxo radiativo (em termos absolutos) na parede, em relação ao fluxo total, ao longo do comprimento do duto, para os problemas RANS e LES com modelo radiativo.

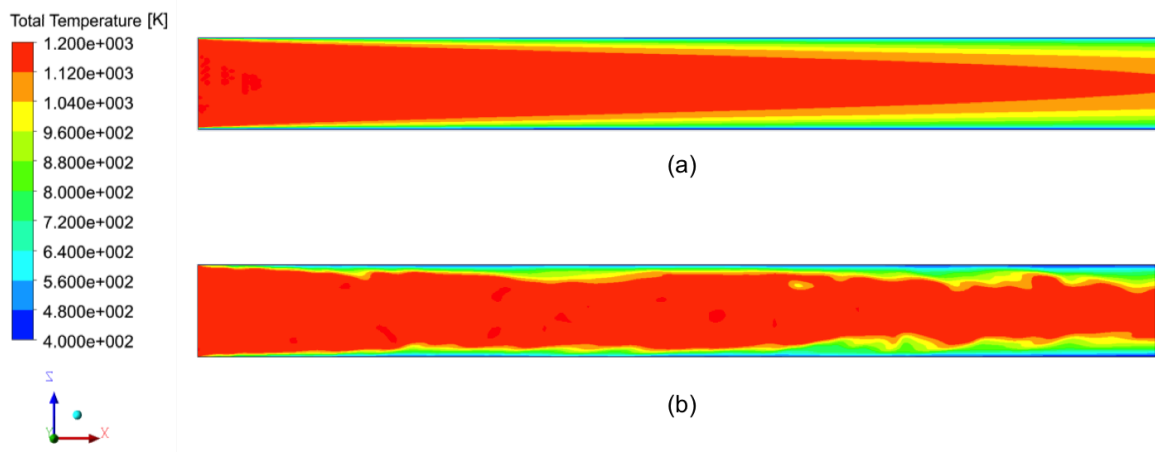


Figura 6.5 – Contorno de temperatura para os problemas RANS (a) e LES (b) ($t = 6.75s$), sem modelo radiativo, na seção média do duto ($y = 0.25m$).

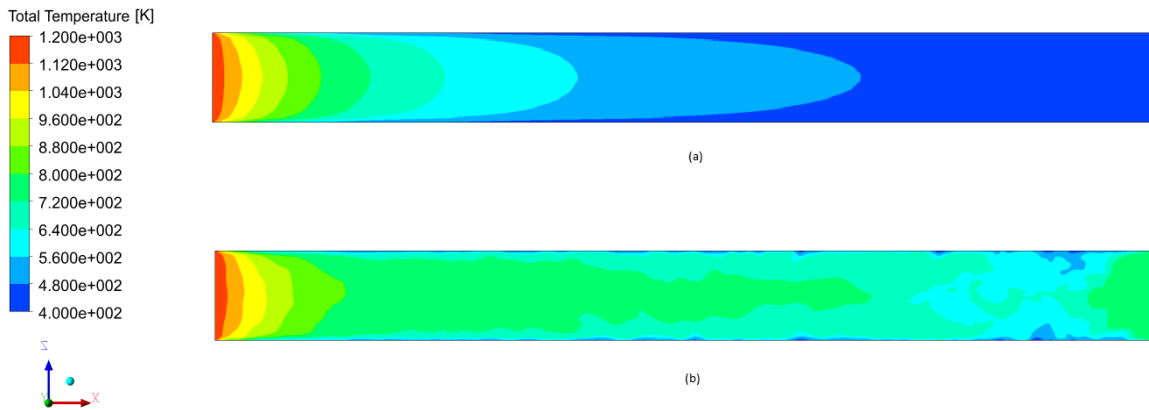


Figura 6.6 – Contorno de temperatura para os problemas RANS (a) e LES (b) ($t = 6.75s$), com modelo radiativo, na seção média do duto ($y = 0.25m$).

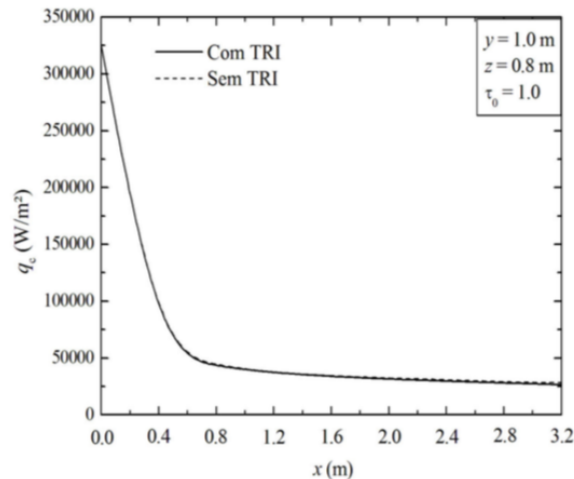


Figura 6.7 – Fluxo térmico em uma das paredes do duto periódico estudado por Santos, 2011. Este problema possuía um coeficiente de absorção κ igual a 1.0. Adaptado de Santos, 2011.

7 CONCLUSÃO

Este trabalho se propunha a estudar a presença de interações entre radiação e turbulência no arranjo proposto. Isto seria feito a partir de comparações sucessivas de problemas RANS - que desconsideram flutuações, com problemas LES, que resolvem estas flutuações. Este que era o principal objetivo do trabalho entrega uma resposta inconclusiva, pois a diferença dos fluxos térmicos RANS e LES para os problemas convectivos é demasiada grande para que valha a comparação.

É sugerido então que seja investigado mais a fundo as causas dessa discrepância, que vai além de simplesmente ser trocado o modelo de turbulência RANS, como é possível observar no apêndice A. No presente trabalho a validação e o ajuste dos modelos de turbulência não pôde ser feita e esta atividade é deixada como sugestão para trabalhos futuros.

Não obstante as discrepâncias dos modelos convectivos, foi possível perceber a importância da utilização de um modelo radiativo para avaliar a troca térmica neste caso. Vemos que, de

acordo com os cálculos RANS, o fluxo térmico radiativo é responsável por cerca de 85% da troca térmica, enquanto que no caso LES essa proporção sobe para 90%. Isso faz com que os fluxos totais médios passem de $1460W/m^2$ e $1750W/m^2$ nos casos convectivos RANS e LES para cerca de $7000W/m^2$ e $17000W/m^2$ nos casos onde a radiação está incluída. Problemas como este são dominados pela troca de calor através da radiação térmica.

Essa dominância da radiação térmica na transferência de calor sugere que seja possível a existência de TRI e, como trabalhos futuros, é sugerida a investigação de problemas de escoamento interno com diferentes níveis de turbulência, diferentes comprimentos óticos e modelos mais complexos, como por exemplo o WSGGM (Modelo de soma ponderada de gases cinza, do inglês *Weighted Sum of Gray Gases Model*), que representa melhor as propriedades radiativas de uma mistura de gases pura [Silva, 2015].

8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABCM, "Anais da I Escola de Primavera em Transição e Turbulência", 2002.

ANSYS, "ANSYS FLUENT 12.0 User's Guide", 2009.

Cassol, F.; Brittes, R.; Centeno, F.R.; Silva, C.V.; França, F.H.R. "Evaluation of the gray gas model to compute radiative transfer in non-isothermal, non-homogeneous participating medium containing CO₂, H₂O and soot", Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, v. 37, p. 163-172, 2015.

Coelho, P. J. "Numerical Simulation of the Interaction Between Turbulence and Radiation in Reactive Flows", Proc. Energy Combust. Sci., Vol. 33, pp. 311-383, 2007.

Coelho, P.J. "Turbulence-radiation interaction: from theory to application in numerical simulations", Journal of Heat Transfer, v. 134, n. 3, 2012.

Courant, R.; Friedrichs, K.; Lewy, H. "On the partial difference equations of mathematical physics", Mathematische Annalen, 100 (1): 32-74, 1928.

Fraga, G. C. "Análise da influência das propriedades radiativas de um meio participante na interação turbulência radiação em um escoamento interno não reativo.", 148f, Dissertação - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2016.

Foster, P.J. "The relation of time-mean transmission of turbulent flames to optical depth", Journal of the Institute of Fuel, v. 42, p. 179-182, 1969.

Germano, M. "Turbulent fluctuations coupled with the radiation field", 2nd Thermophysics and Heat Transfer Conference, 1978.

Gupta, A.; Modest, M.F.; Haworth, D.C. "Large-eddy simulation of turbulence-radiation interactions in a turbulent planar channel flow", Journal of Heat Transfer, v. 131, n. 6, 2009.

Kabashnikov, V.P.; Kmit, G.I. "Influence of turbulent fluctuations on thermal radiation", Journal of Applied Spectroscopy, v. 31, n. 2, p. 963-967, 1979.

Li, G.; Modest, M.F. "Importance of turbulence-radiation interactions in turbulent reacting flows", Journal of Heat Transfer, v. 125, n. 5, p. 831-838, 2003.

Lilly, D. K. "A proposed modification of the germano subgrid-scale closure method", Phys. Fluids A, vol. 4, pp. 633-635, 1992.

Menter, F. R. "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications", AIAA Journal, 32 (8): 1598-1605, 1994.

Modest, M.F. "Radiative Heat Transfer", 2nd edition, McGraw-Hill, New York, 2003.

Modest, M.F. **"Multiscale modeling of turbulence, radiation and combustion interactions in turbulent flames"**, International Journal for Multiscale Computational Engineering, v. 3, n. 1, p. 85-105, 2005.

Santos, E.D. **"Análise Numérica de escoamentos turbulentos não reativos com transferência de calor por convecção e radiação térmica em meios participantes"**, 208f, Tese - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2011.

Santos, E.D.; Isoldi, L.A.; Petry, A.P.; França, F.H.R. **"A numerical study of combined convective and radiative heat transfer in non-reactive turbulent channel flows with several optical thicknesses: a comparison between LES and RANS"**, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, v. 36, n. 1, p. 207-219, 2014.

Schlichting, H. **"Boundary-Layer Theory"**, 7th edition, McGraw-Hill Book Company, Estados Unidos da America, 1979.

Silva, R.B. **"Desenvolvimento de um novo modelo para integração espectral da RTE em problemas não homogêneos e não isotérmicos"**. 166f. Tese - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2015.

Smagorinsky, J. **"General circulation experiments with the primitive equations. I: The basic experiment"**, Monthly Weather Review, v. 91, n. 3, p. 99-164, 1963.

Spiegel, E.A. **"The smoothing of temperature fluctuations by radiative transfer"**, Astrophysical Journal, v. 126, p. 202-207, 1959.

Taine, J. **"A line-by-line calculation of low-resolution radiative properties of CO₂-CO transparent non isothermal gases mixtures up to 3000K"**, Journal of Quantitative Spectroscopy & Radiative Transfer, v. 30, n. 4, p. 371-379, 1983.

Townsend, A.A. **"The effects of radiative transfer on turbulent flow of a stratified fluid"**, Journal of Fluid Mechanics, v. 4, n. 4, p. 361-375, 1958.

Velasco, G.E. **"Estudo da interação turbulência-radiação através do método de simulação de grandes escalas para meios participantes"**, 112f. Dissertação - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2014. Viskanta R, Mengüç M.P. **"Radiation heat transfer in combustion systems"**, Prog Energy Combust Sci; 13:97-160, 1987.

Wilcox, D. C. **"Turbulence Modeling for CFD"**, DCW Industries, La Cañada, California, Estados Unidos da America, 1994.

ANEXO I - EQUAÇÕES DO MODELO DE TURBULÊNCIA $k - \omega$ SST

O modelo de turbulência $k - \omega$ SST (SST do inglês *Shear Stress Transport*) é um modelo amplamente utilizado e considerado robusto, especialmente por combinar os modelos $k - \omega$ e $k - \varepsilon$ de maneira que cada um seja usado nas regiões do escoamento onde funcionam melhor. Ele é um modelo de duas equações, apresentadas abaixo.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = P - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (\text{I.1})$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \omega) = \frac{\gamma}{\nu_t} P - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (\text{I.2})$$

As equações I.1 e I.2 introduzem muitas variáveis, que são definidas abaixo. Também, na tabela I.1 podemos verificar os valores padrão das constantes de fechamento. Uma apresentação completa do modelo pode ser encontrada em Menter, 1994.

$$P = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (\text{I.3a})$$

$$\gamma_i = \frac{\beta_i}{\beta^*} - \frac{\sigma_{\omega i} \kappa^2}{\sqrt{\beta^*}} \quad (\text{I.3b})$$

$$\tau_{ij} = \mu_t \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (\text{I.3c})$$

$$\mu_t = \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega, \omega F_2)} \quad (\text{I.3d})$$

$$\phi = \phi_1 F_1 + (1 - \phi_1) F_2 \quad (\text{I.3e})$$

$$F_1 = \tanh \left(\left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega d}, \frac{500 \nu}{d^2 \omega} \right), \frac{4 \rho \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} d^2} \right] \right\}^4 \right) \quad (\text{I.3f})$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2 \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-20} \right) \quad (\text{I.3g})$$

$$F_2 = \tanh \left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega d}, \frac{500 \nu}{d^2 \omega} \right)^2 \right] \quad (\text{I.3h})$$

Tabela I.1 – Constantes de fechamento padrão para o modelo $k - \omega$ SST

σ_{k1}	0.85	σ_{k2}	1.00	β^*	0.09
$\sigma_{\omega 1}$	0.65	$\sigma_{\omega 2}$	0.856	a_1	0.31
β_1	0.075	β_2	0.083	κ	0.41

ANEXO II - SUMARIZAÇÃO DO MODELO DE SMAGORINSKY-LILLY

O modelo de smagorinsky dinâmico propõe o cálculo da viscosidade turbulenta como:

$$\nu_t = C(x, t) \overline{\Delta}^2 |\overline{S}| \quad (\text{II.1})$$

O coeficiente dinâmico C é calculado levando em consideração as características locais do escoamento, com o método de dupla filtragem. O cálculo desse coeficiente é definido como:

$$C(x, t) = -\frac{1}{2} \frac{L_{ij} M_{ij}}{M_{ij} M_{ij}} \quad (\text{II.2})$$

Com seus tensores sendo definidos por:

$$L_{ij} = \langle \overline{v}_i \cdot \overline{v}_j \rangle - \langle \overline{v}_i \rangle \langle \overline{v}_j \rangle \quad (\text{II.3a})$$

$$M_{ij} = \langle \overline{\Delta} \rangle^2 \left| \langle \overline{S}_{ij} \rangle \right| \langle \overline{S}_{ij} \rangle - \langle \overline{\Delta}^2 \rangle \left| \overline{S}_{ij} \right| \overline{S}_{ij} \rangle \quad (\text{II.3b})$$

$$\langle \overline{S}_{ij} \rangle = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \langle \overline{v}_i \rangle}{\partial x_j} + \frac{\partial \langle \overline{v}_j \rangle}{\partial x_i} \right) \quad (\text{II.3c})$$

$$\left| \langle \overline{S} \rangle \right| = \sqrt{2 \langle \overline{S}_{ij} \rangle \langle \overline{S}_{ij} \rangle} \quad (\text{II.3d})$$

Nas equações acima a barra se refere ao processo de filtragem e o símbolo $\langle \cdot \rangle$ se refere ao segundo processo de filtragem, ou filtro teste. O desenvolvimento formal deste método pode ser encontrado em Lilly, 1992.

APÊNDICE A - DIFERENÇA RANS-LES PARA $k - \varepsilon$ STD E $k - \varepsilon$ RNG

Nas figuras abaixo são apresentados cálculos equivalentes aos feitos nas figuras 6.1 e 6.2. Na tentativa de investigar as diferenças encontradas nos cálculos puramente convectivos, os cálculos RANS foram refeitos utilizando-se dois outros modelos, o $k - \varepsilon$ *standard* e o *RNG* com tratamento avançado de parede e efeitos térmicos. Os resultados foram muito parecidos com o encontrado com o $k - \omega$ *SST*, e, portanto, inconclusivos.

Não foi possível fazer uma investigação parecida para os problemas LES e para os problemas radiativos por questões de custo computacional.

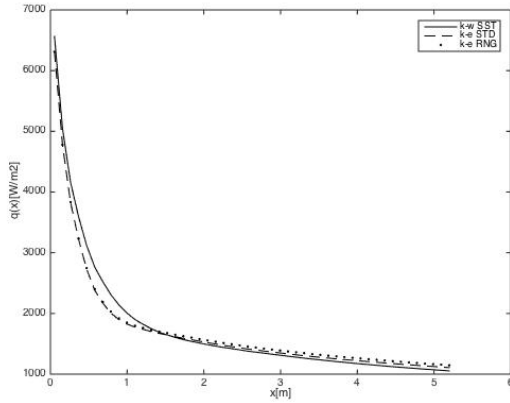


Figura A.1 – Fluxo de calor total médio na parede, por seção ao longo duto, para diferentes modelos RANS, caso puramente convectivo.

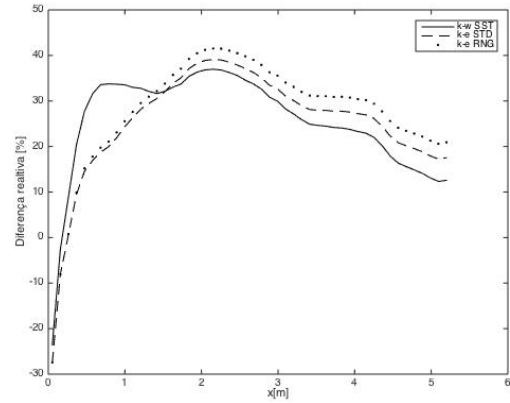


Figura A.2 – Diferença relativa nos fluxos de calor para diferentes modelos RANS em comparação ao LES, caso puramente convectivo.