

ANÁLISE TEMPO-FREQÜÊNCIA DE UM ESCOAMENTO EM TÊ – COMPARAÇÕES DE DADOS EXPERIMENTAIS COM RESULTADOS NUMÉRICOS OBTIDOS POR SIMULAÇÃO DE GRANDES ESCALAS

Graziela Marchi Tiago

LETeF – SEM - EESC – Universidade de São Paulo
Av. Trabalhador São Carlense, 400, cep:13560-970, São Carlos - SP
graziela@sc.usp.br

Paulo Seleglim Jr.

LETeF – SEM - EESC – Universidade de São Paulo
Av. Trabalhador São Carlense, 400, cep:13560-970, São Carlos - SP
seleglim@sc.usp.br

Resumo. *Escoamentos turbulentos têm sido por muitos anos o objetivo de importantes estudos para descobrir sua dinâmica. Dentre suas características, a mais significativa é a multiplicidade de escalas, desde as maiores estruturas (baixas frequências) controladas pela geometria que as geram, até as menores estruturas (altas frequências) limitadas pela viscosidade do fluido. Estes vórtices são importantes em muitas aplicações tecnológicas, sendo necessário entender a dinâmica da organização de seus movimentos para controlar mecanicamente sua produção ou supressão. Neste contexto, a análise de um misturador de ar em um escoamento em tê é o principal objetivo deste trabalho. A geometria em tê é bastante simples, mas propicia o aparecimento de um escoamento com transição de vórtices. Testes experimentais do escoamento, com duas entradas de ar com temperaturas diferentes, foram realizados no laboratório do LETeF. As medidas de temperatura foram obtidas com termopares instalados ao longo da tubulação. Com o software CFX[®] foram realizados estudos de métodos numéricos de grandes escalas. Estes resultados computacionais foram comparados com os dados experimentais, através da análise tempo-frequência. Estudos do escoamento mostram regiões de transição de turbulência, e a habilidade da técnica de análise tempo-frequência em caracterizar a existência e a forma da estruturas turbulentas com grandes vórtices.*

Palavras chave: simulação de grandes escalas, análise tempo-frequência, turbulência.

1. Introdução

A maioria dos escoamentos encontrados na natureza e em aplicações práticas são turbulentos, com um comportamento caótico de grande complexidade, instáveis e que contém flutuações dependentes do tempo e da posição no espaço. Por ocorrer com muita frequência na natureza, a turbulência é estudada por físicos, químicos, engenheiros, matemáticos, biólogos, médicos, economistas, meteorologistas, cada um com suas motivações, tentando compreender o problema.

Dentre os exemplos de escoamentos turbulentos, podemos citar o processo de mistura de combustível e oxigênio no interior de uma câmara de combustão, aonde as pequenas escalas de turbulência tornam essa mistura eficiente, aumentando o rendimento do motor e reduzindo os efeitos de poluição dos gases tóxicos liberados pelos automóveis e aviões. Também os fenômenos atmosféricos, como furacões e tornados que causam verdadeiras catástrofes por onde eles passam.

O escoamento turbulento possui várias características. Dentre elas, aumenta o poder de propagação de um escoamento, tornando-se mais eficiente a mistura de massa, contaminantes, energia, quantidade de movimento. Além disto, só ocorre em escoamentos rotacionais e tridimensionais. Suas soluções também são imprevisíveis, e os fatores que influenciam são as imperfeições nos modelos matemáticos e nos métodos de solução das equações, e as imprecisões nos sistemas de medidas do escoamento que fornecem as condições iniciais para a realização das simulações. Outra característica é seu espectro de energia, o qual deverá ser portador de uma larga banda de frequências ou comprimentos de onda e os altos números de Reynolds. E por fim, a característica mais importante é a multiplicidade de escalas, aonde as maiores estruturas (baixas frequências) são controladas pela geometria que as geram, e as menores estruturas (altas frequências) são limitadas pela viscosidade do fluido.

É grande o investimento em pesquisas relacionadas à compreensão e ao controle dos escoamentos turbulentos, e para entender os mecanismos físicos que governam este tipo de movimento. Para a maioria das aplicações da engenharia e mesmo para a compreensão fenomenológica dos escoamentos, a determinação exata da posição e da fase de um turbilhão não é tão indispensável. Desta forma, o importante é colocar em evidência a existência e a forma das estruturas turbilhonares e suas interações. Conhecer as informações estatísticas do escoamento são suficientes para a maioria das aplicações de engenharia, sendo impossível repetir com precisão os resultados obtidos experimentalmente através de simulações numéricas, ou seja, os vórtices produzidos numa simulação numérica não representam

exatamente os turbilhões observados numa experiência de laboratório, em relação à posição no espaço e no tempo, mesmo sendo as condições iniciais e limites bem próximas.

Dentre as técnicas utilizadas para se fazer o estudo da turbulência destacam-se análise tempo-frequência e análise tempo-escala, aplicadas com muito sucesso a um grande número de problemas tecnológicos e científicos. Seleglim (1993) propôs um critério mais objetivo para a caracterização em escoamento vertical baseado na quantificação do grau de não-estacionaridade, através do desvio padrão da frequência instantânea de Ville. Este critério foi validado em testes feitos em diferentes circuitos experimentais, discutidos em Seleglim e Hervieu (1994).

Posteriormente, Seleglim (1996), e Seleglim e Hervieu (1998) aperfeiçoaram o critério proposto anteriormente no sentido de torná-lo universal, independente da transição ou grandeza física estudada. O critério proposto para indicar a transição de regime foi a covariância tempo-frequência associada à transformada de Gabor. A validação do método foi a detecção de todas as transições de configuração de escoamento horizontal indicadas.

Vários são os autores que se valem de simulação numérica para o estudo da turbulência. Podemos destacar, Matos, Pinho e Silveira-Neto (1999) estudaram a simulação de grandes escalas de escoamentos turbulentos sobre uma camada plana livre e uma cavidade plana simétrica, usando o modelo sub-malha de Smagorinsky. Também Goulart, et al. (2004) estudaram experimentalmente e numericamente o desenvolvimento e as características do escoamento ao longo de um feixe de tubos com placas defletoras. Utilizaram o software CFX[®] com os modelos LES e $k-\epsilon$.

O escoamento em questão é um misturador de ar em t_e, sendo sua geometria bastante simples, mas propicia o aparecimento de um escoamento com transições de vórtices. Vários autores já estudaram o escoamento em t_e, considerado um misturador mais rápido e eficiente, dentre eles podemos citar: Maruyama, Suzuki e Mizushina (1981) investigaram experimentalmente um tubo de mistura de dois fluidos com fluxo de encontro numa junção em t_e; Tosun (1987) estudou o processo de micro-mistura e misturadores em t_e, e fez testes com os diâmetros da tubulação e recentemente, Chapuliot, et al. (2005) estudaram os principais mecanismos de rachadura na canalização como resultado de excesso térmico em um escoamento com zonas de mistura.

Neste contexto, o objetivo deste trabalho é estudar um escoamento de referência (“benchmark”), sendo este um misturador de ar em t_e, capaz de produzir resultados que possam validar os modelos de turbulência LES e DES implementados no software comercial CFX[®], sobretudo no que se refere à descrição do fenômeno de turbulência de grandes escalas. Isto tudo para garantir a confiabilidade dos resultados numéricos obtidos do escoamento. Faz parte igualmente dos objetivos, o desenvolvimento de técnicas de Análise de Sinais capazes de melhor descrever o fenômeno estudado no escoamento, comparando flutuações de temperatura dos dados experimentais com os resultados numéricos para caracterizar a existência e a forma das estruturas turbulentas com grandes vórtices.

2. Análise de Sinais

Os sinais de temperatura provenientes dos termopares instalados ao longo da tubulação do experimento e da simulação numérica foram analisados de acordo com os fundamentos de Análise de Sinais. Esta consiste em estudar e caracterizar as propriedades básicas dos sinais medidos. O método usado para fazer as comparações foi a análise dos Sinais no plano tempo-frequência.

2.1. Análise Tempo-Frequência

A idéia fundamental da análise tempo-frequência é entender e analisar situações onde a composição frequencial de um sinal está mudando no tempo. O objetivo básico da análise tempo-frequência é descobrir uma função que descreva a densidade de energia de um sinal simultaneamente no tempo e na frequência, e que possa ser usada e manipulada da mesma maneira como qualquer densidade. De posse de tal função, pode-se saber qual a fração de energia existente em uma determinada faixa temporal e frequencial, e calcular a densidade de frequências em um tempo particular, e momentos global e local entre outros.

Para se avaliar as propriedades do sinal para um tempo t desejado, dá-se ênfase ao sinal naquele momento e oculta-o em outros tempos, aonde denota-se o sinal como $s(t)$ e o tempo corrente como τ . Segundo Cohen (1995), isso é feito multiplicando o sinal por uma função janela $h(t)$ a fim de se produzir um sinal modificado do tipo:

$$s_t(\tau) = s(\tau)h(\tau - t) \quad (1)$$

Desde que o sinal modificado enfatize o sinal em torno do tempo t , a transformada de Fourier refletirá a distribuição de frequências em torno daquele tempo, com frequência ω :

$$s_t(\omega) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-j\omega\tau} s_t(\tau) d\tau \quad (2)$$

$$s_t(\omega) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-j\omega\tau} s(\tau)h(\tau-t)d\tau \quad (3)$$

A densidade de energia espectral no tempo t é:

$$P_{sp}(t, \omega) = |s_t(\omega)|^2 = \left| \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-j\omega\tau} s(\tau)h(\tau-t)d\tau \right|^2 \quad (4)$$

Assim, para cada tempo t diferente, consegue-se uma densidade de energia espectral e a totalidade dessas densidades é a distribuição tempo-freqüência $P_{sp}(t, \omega)$. Transformada a curto tempo de Fourier e transformada de Gabor são formas de se construir a função $P_{sp}(t, \omega)$. O que distingue cada forma é a função h analisante utilizada. A função junção tempo-freqüência foi obtida através da transformada de Gabor, o qual usa a função gaussiana como função analisante $h(\tau-t) = e^{-\alpha(\tau-t)^2}$. As funções estatísticas usadas para as comparações neste artigo foram a energia e a covariância tempo-freqüência da distribuição tempo-freqüência, calculadas para testes de vazão de ar mantidas constantes.

Sendo F_{min} e F_{max} os limites na freqüência, T_{min} e T_{max} os limites no tempo, a energia E do sinal o qual caracteriza a instabilidade de um sistema, é dada por:

$$E = \int_{F_{min}}^{F_{max}} \int_{T_{min}}^{T_{max}} P_{sp}(t, \omega) dt d\omega \quad (5)$$

A análise tempo-freqüência constitui uma poderosa ferramenta para avaliar a não estacionaridade de um sinal ou de um processo. Quando um sinal não varia em algum sentido, diz-se que ele é estacionário. No contexto dos processos determinísticos, a estacionaridade é geralmente assumida como um estado espectral em que a composição frequencial é constante em relação ao tempo (Selegim e Hervieu, 1998). Sinais reais, no entanto, nunca são puramente estacionários, logo uma definição mais realista é avaliar o seu grau de não estacionaridade.

A covariância aqui estudada, é uma indicação do quanto a freqüência instantânea e o tempo estão correlacionados. Logo, a covariância será nula quando a freqüência não variar com o tempo. Quanto maior a covariância, maior o grau de não estacionaridade de um sinal, e mais a freqüência varia com o tempo (Cohen, 1995; Lathi, 1968). Portanto, se tempo e freqüência são variáveis independentes, assumi-se que $P_{sp}(t, \omega)$ seja uma função separável, isto é:

$$P(t, \omega) = F(t)G(\omega) \quad (6)$$

Considerando t um instante particular da distribuição tempo-freqüência e definindo um apropriado horizonte T de análise, um tempo central $\Delta_t(\tau)$, uma freqüência central $\Delta_\omega(\tau)$ e um momento misto $\Delta_{t\omega}(\tau)$, temos:

$$\Delta_t(\tau) = \frac{1}{E(\tau)} \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{\tau-\frac{T}{2}}^{\tau+\frac{T}{2}} tP(t, \omega) dt d\omega \quad (7)$$

$$\Delta_\omega(\tau) = \frac{1}{E(\tau)} \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{\tau-\frac{T}{2}}^{\tau+\frac{T}{2}} \omega P(t, \omega) dt d\omega \quad (8)$$

$$\Delta_{t\omega}(\tau) = \frac{1}{E(\tau)} \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{\tau-\frac{T}{2}}^{\tau+\frac{T}{2}} t\omega P(t, \omega) dt d\omega \quad (9)$$

Sendo $\sum(\tau)$ um intervalo de deslizamento centralizado em t com T de duração, e E(t) a energia total de $\sum(\tau)$, eles são definidos como:

$$\Sigma(\tau) = \left[\tau - \frac{T}{2}, \tau + \frac{T}{2} \right] \quad (10)$$

$$E(\tau) = \int \int_{\Sigma(\tau)} P(t, \omega) dt d\omega \quad (11)$$

Se o sinal for independente do tempo e da frequência, é razoável assumir que a média temporal e a média frequencial não estão relacionadas. Sob essa suposição podemos esperar que:

$$\Delta_{t\omega}(\tau) = \Delta_{\omega}(\tau)\Delta_t(\tau) \quad (12)$$

Portanto, o excesso de $\Delta_{t\omega}(\tau)$ sobre $\Delta_{\omega}(\tau)\Delta_t(\tau)$ é uma boa indicação de quanto o tempo está correlacionado com a frequência. Logo, a covariância tempo-frequência é definida como (Selegim e Hervieu, 1998):

$$cov_{t\omega} = |\Delta_{t\omega}(\tau) - \Delta_{\omega}(\tau)\Delta_t(\tau)| \quad (13)$$

Assim, quando os sinais são independentes do tempo e da frequência, $cov_{t\omega} = 0$.

3. Descrição do circuito experimental

Os testes experimentais foram realizados no Laboratório de Engenharia Térmica e Fluidos da Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo. Foi montada uma tubulação em cano PVC do escoamento de ar em tê, com duas entradas e uma saída, como especificadas na Fig. 1 com todas as instalações e respectivas posições no experimento. Os termopares do tipo K, devidamente blindados, foram instalados em direção à saída do tê, sendo que o primeiro está bem no centro do escoamento, o segundo 0,20m após o primeiro, o terceiro 0,20m após o segundo e assim por diante até completar 8 termopares.

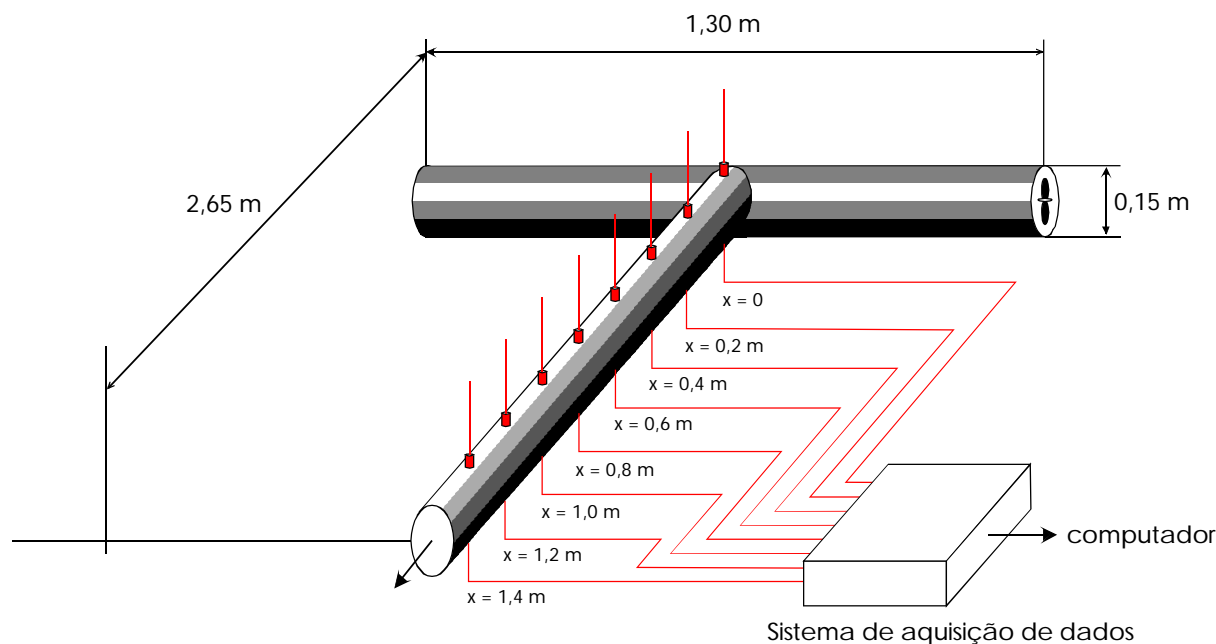


Figura 1. Representação esquemática da instalação experimental.

Para controlar a vazão de ar no experimento foram instalados ventiladores nas duas entradas da tubulação, sendo que de um lado após o ventilador foi colocada uma resistência de chuveiro blindada para elevar a temperatura desta entrada. Estes ventiladores conseguiram imprimir uma velocidade de 2,2m/s em cada entrada, e a resistência era aquecida a uma potência de 90W. Fez-se uma medida no experimento com um termômetro nas duas entradas. De um lado era a temperatura ambiente, e do outro como tínhamos a resistência aquecida, a temperatura era maior, mas oscilava um pouco, por isso resolvemos colocar uma média do que realmente estava marcando no termômetro.

Além dos termopares instalados, o circuito é provido de um sistema de aquisição para obter os sinais de temperatura da National Instruments, composto por um chassi PXI-1000B equipado com um controlador embutido NI

8176 PXI (Pentium III 1.26Ghz) e uma placa I/O multi-função PXI-6025E por 200 KS/s 12-bit de amostragem, que garante a comunicação com o computador.

Para aquisição e armazenamento dos dados foi implementado um programa no software LabVIEW®. Parava-se a aquisição de temperatura quando completasse a quantidade de pontos desejada para fazer comparações com as simulações numéricas, através do programa de análise tempo-frequência, $2^{15}=32768$. O programa permitia escolher quantidade de pontos amostrados por segundo, e a colocação de um filtro Butterworth passa-baixa em 30Hz para eliminar uma fonte de ruído em 60Hz. O efeito aliasing, causado por ruídos em altas frequências, foi eliminado fazendo a aquisição alta com 1000 pontos de temperatura por segundo.

4. Simulação Numérica

Para as simulações numéricas foi utilizado o software comercial CFX®, versão 5.7, com dois métodos de simulação de grandes escalas, LES e DES. O programa resolve as equações de Navier–Stokes na forma conservativa aproximando-as pelo método de volumes finitos baseado em elementos (Patankar, Taylor e Francis, 1980; Versteeg e Malalasekera, 1995). Considere S_M uma fonte de momento, S_E uma fonte de energia e λ a condutividade térmica, então:

$$\text{Equação da Continuidade: } \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (14)$$

$$\text{Equação do Movimento: } \frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j U_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_j \partial x_j} + S_M \quad (15)$$

$$\text{Equação de Energia Térmica: } \frac{\partial \rho h}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j h)}{\partial x_j} = \frac{\partial^2(\lambda T)}{\partial x_j \partial x_j} + S_E \quad (16)$$

Foi utilizado um computador Pentium4 de 3.0Ghz, com a plataforma Linux RedHat, sendo que cada simulação numérica demorava em média 15 dias.

4.1. Modelo LES

A Simulação de Grandes Escalas (LES/Smagorinsky) (Smagorinsky, 1963) é um processo de filtragem das equações do movimento e decomposição das variáveis do escoamento em grandes escalas (resolvidas) e pequenas escalas (não resolvidas), sendo que o tamanho característico do filtro determina a frequência de corte. Qualquer variável do escoamento f pode ser escrita como:

$$f = \bar{f} + f' \quad (17)$$

onde \bar{f} , a parte de grandes escalas, é definida através do volume médio como:

$$\bar{f}(x_i, t) = \int_{\text{vol}} G(x_i - x'_i) f(x'_i, t) dx'_i \quad (18)$$

onde $G(x_i - x'_i)$ é a função filtro (chamada filtro chapéu ou filtro gaussiano). A utilizada é a função filtro por volume, dada por:

$$G(x_i) = \begin{cases} \frac{1}{\Delta^3}, & \text{se } |x_i| \leq \frac{\Delta}{2} \\ 0, & \text{se } |x_i| > \frac{\Delta}{2} \end{cases} \quad (19)$$

onde Δ é tamanho característico do filtro.

As equações de quantidade de movimento filtradas (filtro gaussiano ou função filtro por volume) tornam-se:

$$\frac{\partial(\rho \bar{U}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{U}_i \bar{U}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \bar{U}_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial \rho \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (20)$$

sendo \bar{U}_i a componente de velocidade na direção i com filtro espacial, \bar{p} a pressão filtro no espaço e τ_{ij} o tensor de Reynolds sub-malha, definido como:

$$\tau_{ij} = \overline{U_i U_j} - \bar{U}_i \bar{U}_j \quad (21)$$

Através do modelo de Smagorinsky, o tensor de Reynolds sub-malha é aproximado por:

$$\tau_{ij} = -\frac{1}{3} \tau_{kk} = -2 \cdot v_{SGS} \cdot \bar{S}_{ij} = v_{SGS} \cdot \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \quad (22)$$

sendo v_{SGS} a viscosidade de escala sub-malha, calculada como:

$$\begin{cases} v_{SGS} = (C_s \Delta)^2 |\bar{S}| \\ |\bar{S}| = \sqrt{2 \bar{S}_{ij} \bar{S}_{ij}} \end{cases} \quad (23)$$

Para cálculos práticos, a constante de Smagorinsky C_s , é mudada dependendo do tipo de escoamento e da resolução da malha, sendo que se usou o valor padrão 0,1. Um estudo da influência dessa constante sobre os resultados será considerado como uma proposta de trabalhos futuros.

4.2. Modelo DES

O método de Simulação dos Vórtices Separadamente (DES) (Spalart, *et al.*, 1997; Strelets, 2001) é uma tentativa de combinar os modelos RANS e LES para gerar uma formulação híbrida, onde RANS (Equações médias de Reynolds) são usadas no interior das camadas limites e o LES é aplicado nas regiões de separação, aonde o comprimento característico da turbulência é maior do que o comprimento da malha. Assim, as estruturas turbulentas podem ser resolvidas maciçamente, e as grandes escalas turbulentas têm a mesma dimensão da estrutura geométrica que as produziu.

O modelo DES implementado no software CFX[®] é baseado na formulação RANS-SST (Menter e Kuntz, 2002, 2003), o qual suporta a formulação por zonas do modelo DES. O modelo RANS-SST combina o modelo $k-\omega$ nas regiões próximas à parede e o modelo $k-\epsilon$ em regiões afastadas, aonde o comprimento característico da turbulência for menor do que o comprimento da malha. Esta formulação é uma modificação das equações do modelo $k-\omega$ propostas por Wilcox (1986).

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + P_k - \beta \rho k \omega \quad (24)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i \omega)}{\partial x_i} = \alpha \rho S^2 - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + 2(1-F_1) \rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (25)$$

Além das variáveis independentes, a densidade, ρ , e o vetor velocidade, U , são tratados como quantidades conhecidas das equações de Navier-Stokes. P_k é o índice de produção de turbulência, que é calculado como:

$$P_k = \mu_t \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x_i} \left[U_i \left(3\mu_t \frac{\partial U_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \right] + P_{kb} \quad (26)$$

Para escoamentos incompressíveis, $\frac{\partial U_i}{\partial x_i}$ é pequeno e não contribui significativamente para a equação. O termo

P_{kb} é modelado no caso de escoamento com força de empuxo.

Além disto, F_1 é uma função mistura definida como:

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (27)$$

$$\arg_1 = \min \left(\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{CD_{k\omega} \sigma_{\omega 2} y^2} \right) \quad (28)$$

onde y é a distância para a parede mais próxima, e ν é a viscosidade cinemática e:

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right) \quad (29)$$

$F_1 = 0$, quando se está distante da superfície (modelo $k-\varepsilon$ é ativado) e $F_1 = 1$ quando se está na camada limite (modelo $k-\omega$ é ativado).

A viscosidade cinemática turbulenta é definida como:

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)} \quad (30)$$

$$\nu_t = \frac{\mu_t}{\rho} = \frac{k}{\omega} \quad (31)$$

onde S é uma medida invariante da taxa de tensão e F_2 é a segunda função de mistura definida como:

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2) \quad (32)$$

$$\arg_2 = \max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \quad (33)$$

Para evitar a construção da energia cinética turbulenta, k , em regiões de estagnação, Menter introduziu um limitante para a produção do termo dentro das equações:

$$\tilde{P}_k = \min(P_k, c_{lim} \rho \varepsilon) \quad (34)$$

com $c_{lim} = 10$ para modelos baseados em ω , frequência da turbulência. Este limitante não afeta o desempenho da camada de separação no modelo.

Todas as constantes são calculadas pelas mistura das correspondentes constantes dos modelos $k-\omega$ e $k-\varepsilon$ através de:

$$\alpha = \alpha_1 F_1 + \alpha_2 (1 - F_1) \quad (35)$$

As constantes para estes modelos são dadas por: $\beta' = 0,09$, $\alpha_1 = 5/9$, $\beta_1 = 3/40$, $\sigma_{k1} = 2$, $\sigma_{\omega 1} = 2$, $\alpha_2 = 0,44$, $\beta_2 = 0,0828$, $\sigma_{k2} = 1$ e $\sigma_{\omega 2} = 1/0,856$. O tensor de Reynolds, t , é calculado pela fórmula:

$$\tau = \mu_t 2S - \rho(2/3)\delta k \quad (36)$$

A formulação por zonas implementada no CFX[®], baseada na distância para a parede mais próxima e na função de mistura do modelo RANS-SST, introduz um multiplicador para o termo na equação- k :

$$\varepsilon = \beta' k \omega \rightarrow \beta' k \omega F_{DES-CFX} \quad (37)$$

$$F_{DES-CFX} = \max \left(\frac{L_t}{C_{DES} \Delta} (1 - F_{SST}), 1 \right) \quad (38)$$

com $F_{SST} = 0$, F_1 , F_2 e $C_{DES} = 0,61$ usado como um limitante que deverá ser ativado na região do modelo $k-\varepsilon$ e ε a dissipação de turbulência. Para o valor de $F_{SST} = 0$, o modelo DES padrão é reestabelecido e pode ocasionar uma

transição indesejada do modelo SST para o modelo LES no interior da camada limite estável e uma separação da malha. Caso se selecione $F_{SST} = F_1$ ou F_2 evita-se esta transição na camada limite estável, por isso foi selecionado o valor padrão de $F_{SST} = F_2$.

Para se calcular o comprimento característico da turbulência, L_t , utiliza-se:

$$k = \frac{3}{2} I^2 U^2 \quad (39)$$

$$\varepsilon = \rho C_\mu \frac{k^2}{\mu_t} \quad (40)$$

$$L_t = \frac{\sqrt{k^3}}{\varepsilon} \quad (41)$$

sendo I a intensidade de turbulência que pode variar de 0,1% à 10%, que corresponde a níveis muito baixos e muito altos de turbulência no escoamento e C_μ uma constante do modelo $k - \varepsilon$, cujo valor é 0,09.

4.3. Geometria e Discretização do domínio

Nas simulações numéricas foi montando uma geometria com as mesmas dimensões e características do experimento, Fig. 1. Como na simulação numérica o escoamento já inicia estabilizado, na montagem da geometria desprezou-se a parte dos ventiladores e da resistência aquecida, mudando a distância entre as duas entradas do escoamento de 1,30m para 1,0m.

O programa permite monitorar pontos dentro do escoamento. Isto foi feito representando as posições exatas dos termopares do experimento, e foi monitorada a temperatura em cada ponto. A malha usada em todas as simulações numéricas é tetraédrica, não-estruturada e possui 34169 nós, 9432 faces e 99307 elementos sendo 54591 tetraedros, 200 pirâmides, 44516 prismas.

O fluido usado no escoamento foi Ar a 25°C, com propriedades específicas do ar (viscosidade e densidade) mantidas constantes a 25°C e 1atm.

Nas duas entradas do escoamento, foi especificada a velocidade 2,2m/s como normal à superfície e selecionada temperatura constante para o fluido, sendo de um lado escoamento frio, e do outro escoamento quente. Além disto, as intensidades de turbulência selecionadas foram 1% e 0,5%.

A pressão de referência foi definida como constante a 101325Pa. Para a saída do escoamento foi colocada a pressão constante relativa de 0Pa.

O passo de tempo foi mantido constante e igual a 0,001s para se ter a mesma frequência de aquisição de pontos como ocorria no experimento. O tempo de duração das simulações sempre foi para totalizar $32768 = 2^{15}$ pontos de temperatura, ou seja, em torno de 33s, para fazer a análise no plano tempo-frequência.

O modelo de transferência de calor usado para prever a temperatura por toda parte do escoamento foi o modelo de Energia Térmica. Na parede foi considerado um modelo adiabático. Não foi selecionada a força de empuxo. As paredes são impermeáveis, limitadas, lisas e não-deslizantes.

5. Resultados

Na Tab. 1 temos listagem dos experimentos escolhidos, com as respectivas temperaturas ambiente e aquecida (°C), a frequência de pontos de temperatura adquiridos por segundo. Nos testes numéricos mostrados na Tab. 2, simulamos os modelos LES e DES, com as principais condições para as simulações especificadas nas seções anteriores, e a partir delas variamos as temperaturas das entradas, levando em consideração as temperaturas (°C) médias nos experimentos, o passo de tempo (em segundos) da simulação, e a intensidade de turbulência.

Os resultados numéricos dos sinais analisados no plano tempo-frequência possuem frequências maiores do que os experimentos. Essas oscilações ficaram em até 20Hz dependendo da simulação numérica e do termopar analisado. Para os experimentos foram observadas oscilações de frequência até 0,5Hz. O experimento não captura todas as faixas frequenciais devido à deficiência no sistema de aquisição, já que o tempo de resposta dos termopares é de aproximadamente 2,0s. Assim, os termopares acabam filtrando as altas frequências. Nas comparações, analisamos as temperaturas dos termopares até 0,5Hz no plano tempo-frequência, para ficar coerente com o experimento.

Inicialmente fizemos comparações entre as simulações LES1, LES2, LES3 e LES4 com os experimentos, variando as temperaturas das entradas dos modelos LES, mantendo a intensidade de turbulência em 1% e o mesmo passo de tempo. Depois de analisar os resultados, descartamos o teste numérico com temperatura muito distante dos experimentos, LES2.

Tabela 1. Experimentos.

Ensaio	Temp. ambiente(°C)	Temp. aquecida(°C)	Aquisição(Hz)
ensaio01	19	32	1000
ensaio02	20	34	1000

Tabela 2. Testes numéricos.

Ensaio	Temp. ambiente(°C)	Temp. aquecida(°C)	Passo de tempo(s)	Turbulência
LES1	19	30	0,001	1%
LES2	19	38	0,001	1%
LES3	20	35	0,001	1%
LES4	20	32	0,001	1%
LES5	20	32	0,001	0,5%
DES1	20	32	0,001	1%
DES2	20	32	0,001	0,5%

Para as comparações com o ensaio02, aproveitamos as simulações numéricas LES1 e LES3, e com o ensaio01 o melhor resultado foi o LES4. Esta diferença é principalmente pela posição dos termopares em que os vórtices ocorrem, sendo que entre os próprios experimentos eles aparecem em termopares distintos. Por isso o objetivo do trabalho é comprovar a existência e a forma das estruturas turbulentas no escoamento.

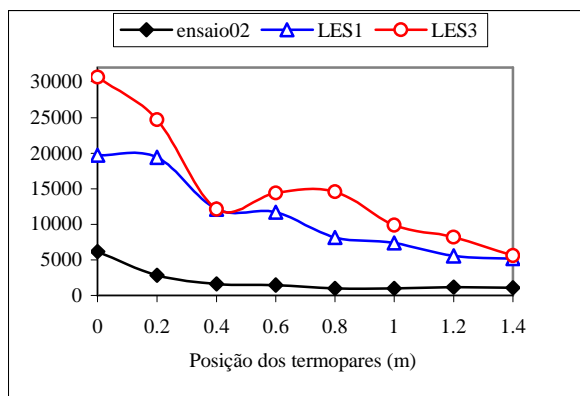


Figura 2: Energia $(^{\circ}\text{C s})^2$ (eq. 5)

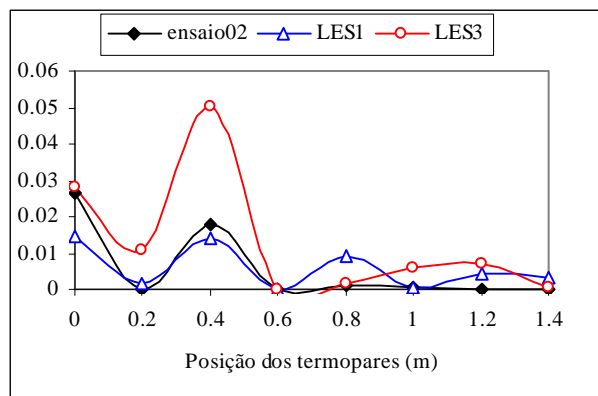


Figura 3: Covariância tempo-freqüência (eq. 13)

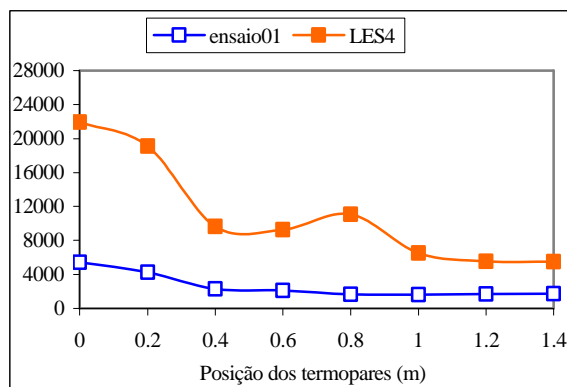


Figura 4: Energia $(^{\circ}\text{C s})^2$ (eq. 5)

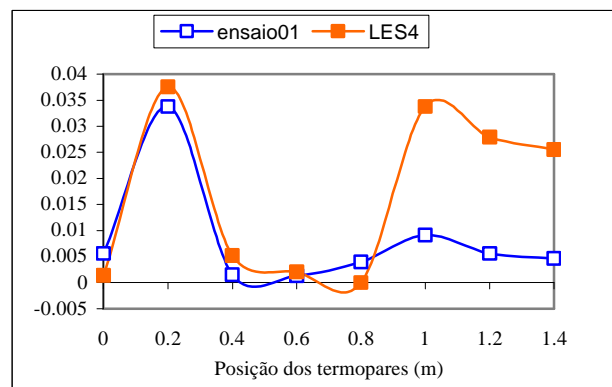


Figura 5: Covariância tempo-freqüência (eq. 13)

Analisando as Fig. 2 e 4, a energia alta no início do escoamento indica um sistema mais instável, e se sabe que a turbulência necessita de energia para se desenvolver. Além disto, os grandes vórtices precisam de energias maiores para se manter, o que se observa nos primeiros termopares. As simulações numéricas LES1, LES3 e LES4 representam os experimentos, apesar de possuírem energias mais altas, provavelmente estejam associadas às várias freqüências que as

simulações numéricas indicam em relação ao experimento. Pelos gráficos de energia fica comprovada a forma destas estruturas turbulentas com grandes vórtices no escoamento.

Pela Fig. 3 de covariância tempo-frequência, percebemos que a melhor comparação é feita entre o ensaio02 e LES1, e a covariância está alta no início quando os grandes vórtices passam e atingem o máximo nos termopares 1 e 3, ou seja, nestas posições temos as recirculações e a formação de vórtices menores a partir do termopar 3, com um regime mais estável. Ou seja, as transições de escoamento são caracterizadas pelos altos valores da covariância tempo-frequência quando comparados com os correspondentes valores obtidos enquanto o escoamento está estabilizado. Isto comprova a existência destes vórtices, podendo ter uma variação só na posição, como indicado na Fig. 5, quando se compara a covariância entre o ensaio01 e LES4.

Agora, faremos comparações com a mudança no método numérico, entre o ensaio02, LES1 e DES1, que juntos produziram os melhores resultados, descartando neste caso o ensaio01 e LES4, apenas pela diferença na posição aonde os vórtices ocorrem. Novamente pela Fig. 6, as duas simulações apresentam o mesmo comportamento do ensaio02, apesar de possuírem energias mais altas pelas várias escalas de frequências que apresentam quando comparadas ao experimento, destacando-se a simulação DES1. Também fica comprovada a forma das estruturas turbulentas com grandes vórtices.

Pela Fig. 7 de covariância tempo-frequência, a simulação LES1 mostrou uma representação melhor do experimento, sendo que o DES1 apresenta uma discordância no termopar 4, e depois deste as covariâncias são maiores do que no LES1. Novamente, os altos valores da covariância tempo-frequência quando comparados com os correspondentes valores obtidos enquanto o escoamento está estabilizado, comprova a existência da transição dos regimes com a passagem dos grandes vórtices.

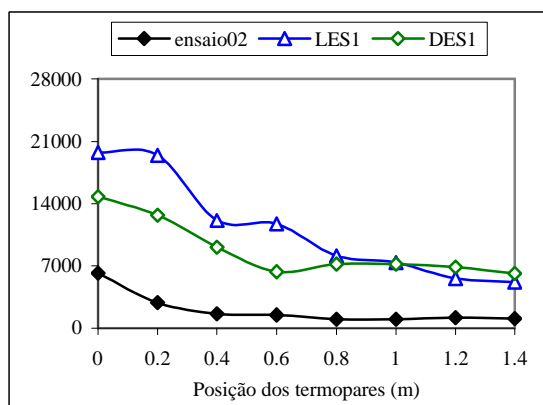


Figura 6: Energia $(^{\circ}\text{C s})^2$ (eq. 5)

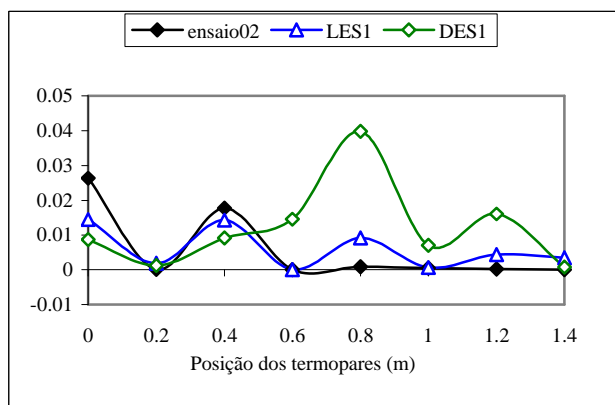


Figura 7: Covariância tempo-frequência (eq. 13)

Para as comparações com a mudança na intensidade de turbulência, a simulação DES2 não produziu bom resultados na covariância tempo-frequência quando comparado ao ensaio02, como mostrado na Fig. 8. Já a simulação LES5 se diferenciou na posição do termopar de transição, e ficou melhor quando comparado ao ensaio01. Além disso, vamos descartar o DES2 quando comparado ao ensaio01 no gráfico de covariância tempo-frequência, Fig. 9, pois não oscilou como o experimento na posição do termopar 2.

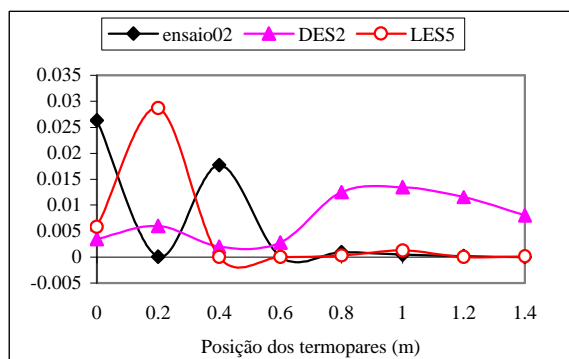


Figura 8: Covariância tempo-frequência (eq. 13)

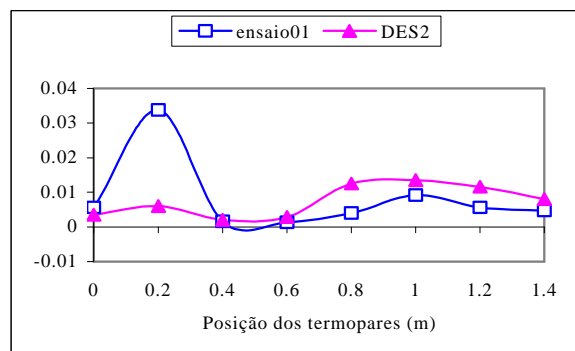


Figura 9: Covariância tempo-frequência (eq. 13)

Assim mudando a intensidade de turbulência, o ensaio01 será comparado ao LES4 e ao LES5, apenas pela posição aonde os vórtices ocorrem. Pelo Fig. 10, apesar da pouca diferença entre as simulações numéricas, o LES5 representa

melhor o ensaio01, mesmo com energias mais altas. Representam o experimento, já que os valores altos de energia no início do escoamento estão ligados aos maiores vórtices e a região de mais instabilidade do escoamento.

Analisando a Fig. 11 de covariância tempo-freqüência, a simulação LES5 mostrou uma representação muito melhor principalmente nos últimos termopares quando comparado ao LES4. Comprova novamente que existe a transição dos regimes. Apesar da simulação LES5 ter representado melhor, não se pode afirmar com certeza que a intensidade de turbulência do experimentos seja de aproximadamente 0,5%.

Na Fig. 12, temos a distribuição no plano tempo-freqüência do termopar 2 da simulação LES5, indicando a não-estacionaridade do sinal. Também pela Fig. 13, temos uma seção de planos com a distribuição de temperatura da simulação LES5, dispostos nas mesmas posições dos termopares, indicando também as estruturas complexas das recirculações.

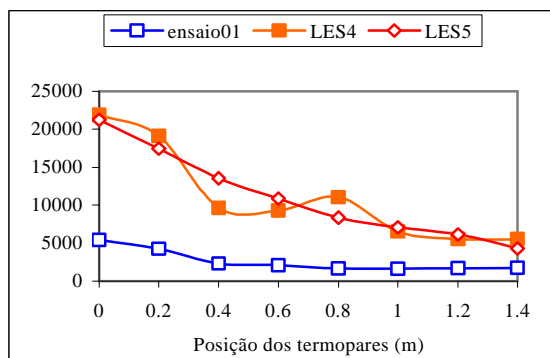


Figura 10: Energia $(^{\circ}\text{C s})^2$ (eq. 5)

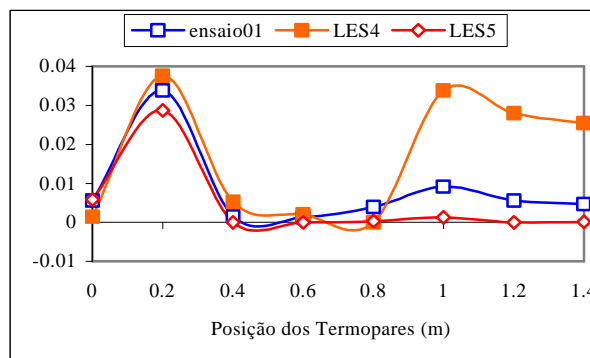


Figura 11: Covariância tempo-freqüência (eq. 13)

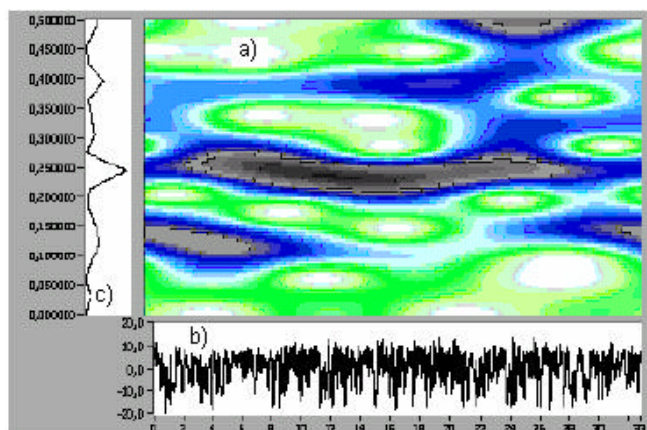


Figura 12: a) distribuição no plano tempo-freqüência;
b) sinal de temperatura em função do tempo em segundos;
c) sinal frequencial em Hz.

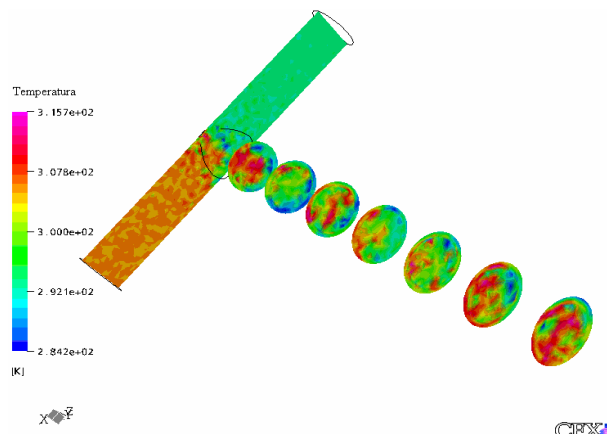


Figura 13: Seção de planos com a distribuição de temperatura (K) da simulação LES5.

6. Conclusões

A comparação de dados experimentais obtidos do escoamento em um misturador de ar em t \hat{e} com as simulações numéricas de grandes escalas resolvidas pelo software comercial CFX[®] foi proposta neste trabalho. As comparações são feitas pelas análises da distribuição no plano tempo-freqüência. Elas testaram o desempenho e a eficiência dos métodos numéricos LES e DES em representar a realidade do escoamento, sobretudo no que se refere à descrição do fenômeno de turbulência de grandes escalas, caracterizando a existência e a forma destas estruturas.

Testes numéricos mostraram que os modelos quando comparados ao experimento do misturador de ar em t \hat{e} , com as especificações da Fig. 1, mostraram freqüências mais altas do que as medidas no experimento. As análises foram feitas até às freqüências de 0,5Hz, para ficar coerente com as faixas frequenciais dos experimentos. Estudos atuais investigam formas de se obter oscilações frequenciais mais baixas e melhores resultados físicos do escoamento. Estes estudos analisarão a influência da mudança de valores da constante de Smagorinsky, mudanças no passo de tempo das simulações, aumento do tempo total de processamento, refinamento da malha numérica e mais testes com a mudança na intensidade de turbulência.

A análise plano tempo-freqüência do experimento conseguiu identificar a existência dos vórtices no escoamento e sua forma, não sendo possível prever com certeza a posição exata aonde estes vórtices ocorrem. Os grandes vórtices

foram comprovados principalmente pela observação do gráfico de energia, se mostrando altas no início e caindo à medida que o escoamento se deslocava para a saída, já que os grandes vórtices necessitam de energia para se manter. A existência foi observada nos gráficos de covariância tempo-frequência, que indicaram oscilações nos seus valores, e conseqüentemente a não-estacionaridade e a transição do escoamento com a passagem dos vórtices.

Foram feitos alguns testes nas simulações numéricas com condições próximas ao experimento, mudando as temperaturas de entrada, os métodos de solução (LES e DES), e a intensidade de turbulência, mas mantendo sempre o mesmo passo de tempo do experimento e a mesma malha. Estas simulações conseguiram também comprovar a existência e a forma das estruturas turbulentas de grandes vórtices e seus resultados se aproximam dos experimentos. Para as condições testadas, o método LES produziu melhores resultados se comparado ao modelo DES. Para se tentar melhorar os resultados do modelo DES, trabalhos futuros analisarão a influência das funções de mistura aplicadas ao modelo, o refinamento da malha numérica e mais testes com a intensidade de turbulência.

7. Agradecimentos

Este trabalho contou com o apoio financeiro do CNPq (Processo n° 141503/2004-1) e da Fapesp (Processo n° 03/138119-6).

8. Referências

- CFX[®], Manual. Ansys Inc., 2004.
- Chapuliot, S., Gourdin, C., Payen, T., Magnaud, J. P., Monavon, A., 2005, "Hydro-thermal-mechanical analysis of thermal fatigue in a mixing tee", *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 235, pp. 575-596.
- Cohen, L., 1995, "Time-frequency analysis", New Jersey, Prentice Hall.
- Goulart, J.N.V.; Oliveira Jr., J.A.A.; Petry, A.P.; Möller, S.V., 2004, "Escoamento turbulento em feixe de tubos: análise numérica e experimental", *Proceedings of the 10th Brazilian congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT 2004*, Braz. Soc. Of Mechanical Sciences and Engineering – ABCM, Rio de Janeiro, Paper CIT04-0175, 29 Nov. – 03 Dec.
- Lathi, B. P., 1968, "An introduction to random signals and communication theory", Scranton, International textbook Co.
- Maruyama, T., Suzuki, S., Mizushina, T., 1981, "Pipeline mixing between two fluid streams meeting at a T-junction", *International Chemical Engineering*, Vol. 21, No. 2, pp. 205-212.
- Matos, A. de; Pinho, F.A.A.; Neto, A.S., 1999, "Large-eddy simulation of turbulent flow over a two-dimensional cavity with temperature fluctuation", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 49-59.
- Menter, F.R.; Kuntz, M., 2002, "Adaptation of eddy-viscosity turbulence models to unsteady separated flow behind vehicles", *Proc. Conf. The Aerodynamics of Heavy Vehicles: Trucks, Busses and Trains*, Asilomar, Ca.
- Menter, F.R.; Kuntz, M., 2003, "Development and Application of a Zonal DES turbulence model for CFX-5", *CFX-Validation Report*, CFX-VAL17/0503.
- Patankar, S.V.; Taylor; Francis, 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow".
- Seleglim, P. Jr., 1993, "Analyse temps-fréquence appliqué aux écoulements diphasiques", *Mémoire de DEA*, Grenoble, Institut National Polytechnique de Grenoble.
- Seleglim, P. Jr., Hervieu, E., 1994, "Caractérisation des changements de configuration des écoulements diphasiques gaz-liquide par analyse de la fréquence instantanée", *C. R. Acad. Sci. Paris*, t. 319, série II, pp. 611-616.
- Seleglim, P. Jr., 1996, "Caractérisation des changements de configurations d'un écoulement diphasique horizontal par l'application de methodes d'analyse temps-frequence. Grenoble. 301p. Tese (Doutorado) - De L'Institut National Polytechnique de Grenoble.
- Seleglim, P. Jr., Hervieu, E., 1998, "An objective indicator for two-phase flow pattern transition", *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 184, pp. 421-435.
- Smagorinsky, J., 1963, "General circulation experiments with the primitive equations", *Month. Weath. Rev.*, Vol. 93, pp. 99-165.
- Sparlat, R.R.; Jou, W.H.; Strelets, M.; Allmaras, S.R., 1997, "Comments on the feasibility of LES for wings, and on a hybrid RANS/LES approach", *1st AFOSR Int. Conf. On DNS/LES*, Aug. 4-8, Ruston, LA. In *Advances in DNS/LES*, C. Liu & Z. Liu Eds., Greyden Press, Columbus, OH.
- Strelets, M., 2001, "Detached eddy simulation of massively separated flows", *AIAA Paper 0879*.
- Tosun, G., 1987, "A study of micromixing in tee mixers", *Industrial and Engineering Chemistry Research*, Vol. 26, pp. 1184-1193.
- Versteeg, H.K.; Malalasekera, W., 1995, "An introduction to computational fluid dynamics, the finite volume method", Longman.
- Wilcox, D.C., 1986, "Multiscale model for turbulent flows", In *AIAA 24th Aerospace Sciences Meeting*. American Institute of Aeronautics and Astronautics.

TIME-FREQUENCY ANALYSIS OF THE FLOW IN A TEE JUNCTION – COMPARING EXPERIMENTAL DATA WITH NUMERICAL RESULTS OBTAINED FOR LARGE EDDY SIMULATION

Graziela Marchi Tiago

LETeF – SEM - EESC – Universidade de São Paulo
Av. Trabalhador São Carlense, 400, cep:13560-970, São Carlos - SP
graziela@sc.usp.br

Paulo Seleglim Jr.

LETeF – SEM - EESC – Universidade de São Paulo
Av. Trabalhador São Carlense, 400, cep:13560-970, São Carlos - SP
seleglim@sc.usp.br

Abstract. *Turbulent flows have been the objective of important studies to discover its dynamic. One important characteristic of these flows is the multiplicity of scales, since the large structures (low frequencies) controlled by the geometry that generates them, until the small structures (high frequencies) limited by the fluid viscosity. These vortices have an important function in many technological applications, it is necessary to understand the dynamics of its movements to control the mechanisms for production or suppression these vortices. In this context, the analysis of air mixer in a tee junction is the main objective of this work. The tee geometry is sufficiently simple, but contributes for the appearance of a flow with vortices transition. Experimental tests of the flow with two different air temperatures inlets were done at the LETeF laboratory. The measures of temperature were acquired with thermocouples installed along the pipe. Numerical studies with Large Eddy Simulation method using CFX[®] software were applied to the flow. These computational results were compared with the experimental data through the time-frequency analysis. Studing the flow show turbulence transition regions, and the ability of the time-frequency analysis technique in characterizing the existence and the form with large vortices of the turbulent structures.*

Keywords: large eddy simulation, time-frequency analysis, turbulence.