

# INFLUÊNCIA DA LOCALIZAÇÃO DA CONDIÇÃO DE FRONTEIRA DE PRESSÃO FIXA E CONSTANTE NA SIMULAÇÃO DE ABERTURAS AO AR AMBIENTE

Pedro Dinis Gaspar<sup>1\*</sup>, L.C. Carrilho Gonçalves<sup>1</sup> e R.A. Pitarma<sup>2</sup>

1: Universidade da Beira Interior  
Departamento de Engenharia Electromecânica  
Rua Fonte do Lameiro – Edifício 1 das Engenharias, 6201-001 Covilhã  
e-mail: dinis@ubi.pt , carrilho@ubi.pt

2: Instituto Politécnico da Guarda  
Escola Superior de Tecnologia e Gestão  
Departamento de Engenharia Mecânica  
Avenida Dr. Francisco Sá Carneiro, n.º 50, 6300-559 Guarda  
e-mail: rpitarma@ipg.pt

**Palavras-chave:** CFD, Condição de fronteira, Estudo experimental, Expositor refrigerado

**Resumo.** *No presente trabalho faz-se um estudo comparativo da influência da localização da condição de fronteira (cf) de pressão fixa a simular uma abertura ao ar ambiente. Foram desenvolvidos vários modelos de CFD para equipamento expositor refrigerado com a cf de pressão fixa imposta para:  $\frac{1}{3}L$ ;  $\frac{2}{3}L$ ;  $L$ ; e  $\frac{3}{2}L$ , sendo  $L$  a largura do equipamento. Os resultados numéricos são comparados com valores experimentais segundo a classe climática n.º 3 da Norma EN 441. São evidenciados os méritos e as limitações da aplicação prática destes modelos e explicitadas considerações a ter em conta durante a definição das cf de pressão fixa.*

## 1. INTRODUÇÃO

É amplamente aceite que a Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD – *Computational Fluid Dynamics*) permite uma descrição válida dos escoamentos laminares e turbulentos de variados problemas em engenharia que envolvem transferências de calor e massa pela resolução numérica das equações da conservação de massa, da quantidade de movimento e da energia. As técnicas de modelação matemática para simulação do comportamento térmico e do escoamento do ar em sistemas de AVAC&R (Aquecimento, Ventilação, Ar Condicionado & Refrigeração) têm sido alvo de alguma investigação, embora a diversidade de casos possíveis a torne numa área com necessidade de maiores estudos na avaliação das condições de funcionamento. As dificuldades vão desde a ocupação do espaço por distintos elementos, normalmente com formas irregulares, bem como pela diversidade de cargas térmicas existentes nos espaços, sendo o caminho percorrido pelo ar nas secções em estudo extremamente complexo. Assim sendo, é necessário ter em consideração os constrangimentos a que está sujeita a simulação dos processos, além do esforço computacional relativo à modelação do escoamento e do processo de transferência de calor e massa. Para além destas situações, as equações diferenciais às derivadas parciais que governam os fenómenos físicos que se pretendem modelar possuem um carácter quasi-linear ou não linear, dependendo do número de condições de fronteira (*cf*) requeridas para a sua resolução da ordem da equação. A natureza matemática das equações irá definir o tipo de *cf* a implementar em cada caso [1-2]. A definição inadequada das condições iniciais e de fronteira poderá originar soluções múltiplas para um dado problema numérico (num problema bem colocado a solução depende de um modo contínuo das condições iniciais e fronteira). Os tipos de *cf* impostos são uma prática comum nas simulações numéricas, podendo ser classificados em três classes: variável dependente definida explicitamente – Dirichlet; imposição da derivada normal à fronteira – Von Neumann; e Mistas – Robin. A sua correcta definição é imprescindível à obtenção de resultados numéricos apropriados ao fenómeno físico que se pretende modelar. Todavia, as técnicas de CFD tornaram-se numa ferramenta de análise que permite a substituição ou suporte a testes em protótipos, sendo adequadas em soluções eficientes de projecto e com um custo mais reduzido. Globalmente, as características e benefícios da aplicação de técnicas de CFD a sistemas de AVAC&R conduzem ao desenvolvimento de modelos únicos, à análise de vários fenómenos a um custo mais reduzido, à possibilidade de visualizar os resultados, de responder a questões de falhas, de determinar retornos e de promover projectos de execução mais rápida e com menor custo, na base de que os resultados dos modelos se aproximam das realidades.

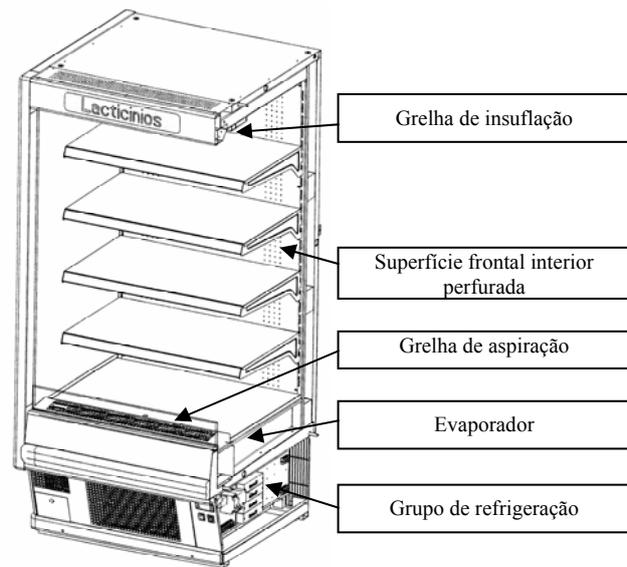
## 2. CASO DE ESTUDO

Os equipamentos de refrigeração destinados à conservação e exposição em frio de produtos alimentares perecíveis com uma abertura frontal ao ar ambiente, apresentam problemas técnicos por resolver, e por isso, têm maior necessidade de estudo e investigação. As tentativas de optimização do desempenho térmico destes equipamentos apresentam diversas dificuldades, devido à exigência de satisfazer em simultâneo, requisitos de ordem técnica, comercial e económica. A maioria dos estabelecimentos tem

instalado este tipo de equipamentos (ver Figura 1 a), com sistemas de cortina de ar que promovem uma barreira térmica adequada entre o consumidor e os produtos alimentares perecíveis. Na Figura 1 b) é apresentada uma configuração esquemática típica de um equipamento expositor vertical aberto. O ar ambiente é aspirado através dos ventilos-convectores localizados a jusante do evaporador. O ar que passa através do evaporador é arrefecido até à temperatura de conservação dos produtos alimentares. O ar é conduzido por uma conduta posterior, sendo uma parte introduzida a baixa velocidade na zona de conservação e exposição, pela sua passagem através do painel perfurado na parede frontal. A outra parte passa pela grelha de insuflação, formando uma cortina de ar, que se desenvolve entre as grelhas de insuflação e de aspiração, destinada a reduzir a interação térmica entre o ar dos dois espaços (interior e exterior). A menor eficácia da aerotermodinâmica da cortina de ar, é determinada por efeitos difusivos, por instabilidades, e pela velocidade e direcção do ar ambiente, e poderá traduzir-se numa menor qualidade de conservação dos alimentos expostos e em custos energéticos mais elevados. Estes factos são corroborados pela carga térmica com maior preponderância nos equipamentos expositores abertos ser relativa à infiltração de ar ambiente representando uma contribuição de aproximadamente 72% da carga térmica total [3].



a) Mural Fundador Plus.



b) Configuração esquemática.

Figura 1. Expositor refrigerado vertical aberto (cortesia: JORDÃO Cooling Systems®).

A crescente evolução dos níveis de exigência dos estabelecimentos comerciais e dos consumidores, levou à necessidade de desenvolvimento de métodos de análise,

experimentais e numéricos, que permitissem minimizar o consumo energético dos equipamentos e melhorar o seu desempenho térmico. Usualmente o desenvolvimento de equipamentos de refrigeração é conduzido por via experimental com base na alteração física dos equipamentos existentes. Devido aos elevados custos económicos e humanos envolvidos neste tipo de abordagem, têm sido desenvolvidos modelos computacionais para a previsão e visualização dos fenómenos físicos, permitindo detectar e corrigir o desempenho global dos equipamentos a custos mais reduzidos. No campo da refrigeração foram desenvolvidos diversos estudos numéricos para analisar as características do fluxo de ar com transferência de calor que se apresentam como referências ao presente trabalho. O estudo elaborado por [4] apresenta uma revisão da aplicação de CFD em indústrias do ramo alimentar, incluindo os processos de secagem, esterilização, refrigeração e mistura. É também realizada uma breve descrição de vários códigos comerciais de CFD usados para a modelação de fenómenos neste ramo industrial. Neste mesmo sentido, também [5] apresentam uma revisão dos modelos computacionais desenvolvidos aplicando os métodos numéricos às diferenças finitas, elementos finitos e volumes finitos (sendo este último a base da formulação da técnica de CFD). Estes autores estudam os processos de aquecimento/arrefecimento na indústria alimentar. Mais recentemente, também [6-7] realizaram uma revisão das várias aplicações de CFD na indústria alimentar, de que se salientam: (1) os casos de estudo do escoamento em câmaras de refrigeração, equipamentos de transporte e expositores refrigerados e (2) as aplicações de CFD em processos de ventilação, secagem, esterilização, refrigeração, exposição e conservação em frio, e mistura. Estas revisões bibliográficas apresentam os modelos matemáticos usualmente utilizados para simular os processos neste tipo de aplicações, referindo também as vantagens dos códigos comerciais face aos “códigos académicos”, indicando como os códigos comerciais impulsionaram a aplicabilidade da CFD, tornando esta técnica viável para a obtenção de soluções mais eficientes de design e melhores performances globais. No entanto, conforme indicado por [7], a aplicação de CFD a esta área ainda se depara com muitos desafios entre os quais se salientam: a definição adequada das propriedades físicas dos fluidos; a heterogeneidade do fluido de trabalho no domínio de cálculo; a variabilidade das dimensões deste domínio; a simplificação da turbulência; os arranjos da malha computacional e selecção do passo de tempo em simulações dinâmicas. A aplicação de técnicas CFD ao design e projecto de equipamentos e à análise da qualidade dos produtos apresentam-se como novas oportunidades para a indústria alimentar e um benefício potencial para os consumidores. Conforme [6], a implementação recente de CFD era baseada totalmente em códigos “académicos” desenvolvidos pelos autores, predominantemente em linguagem de programação FORTRAN, que apresentam resultados corroborados por resultados experimentais, sendo estes códigos dependentes de um conhecimento profundo dos modelos matemáticos e dos métodos numéricos de resolução. À medida que a utilização de CFD e as capacidades computacionais aumentaram e se tornaram de uso generalizado, foram disponibilizados diversos códigos comerciais desenvolvidos a partir de códigos “académicos”. É importante referir que o aperfeiçoamento e aparecimento de diversos códigos comerciais de CFD, levaram à

aplicação da modelação numérica aos mais diversos fenómenos físicos com a consequente validação, o que torna a sua utilização mais acessível nas áreas técnicas, com modelos matemáticos otimizados para cada caso. Presentemente, existem cerca de 15 códigos comerciais, sendo alguns bastante difundidos e utilizados pelos meios académico e industrial. Conforme [7], a aplicação de códigos CFD (académicos e comerciais) em equipamentos e processos na indústria alimentar tem crescido fortemente, sendo evidenciada pelo crescimento contínuo de publicações de artigos em revistas científicas de renome (tendo esta área sido objecto de cerca de centena publicações no biénio 2005-2006). Comparativamente a outras áreas, este número é reduzido, o que revela a necessidade de estudos adicionais. Neste campo, os códigos comerciais têm ganho protagonismo, sendo cada vez mais utilizados pelos meios académico e industrial para o desenvolvimento de estudos na indústria alimentar e em particular em processos de refrigeração. Sendo a CFD um método de substituir e/ou reduzir o peso da componente experimental dos estudos, a fiabilidade das previsões numéricas é essencial, e assenta no conhecimento dos modelos matemáticos e dos processos numéricos de resolução, e na valia científica das simplificações realizadas para o domínio em estudo. A corroboração experimental dos resultados finais é uma imposição nestes processos.

### 3. ESTUDO EXPERIMENTAL

O estudo experimental inicia-se a partir do trabalho desenvolvido por [8] e tem por objectivo alargar o domínio e a amplitude das análises efectuadas. O desenvolvimento e execução dos trabalhos foram realizados com a colaboração de um fabricante nacional deste tipo de equipamentos (JORDÃO Cooling Systems<sup>®</sup>), tendo sido todos os ensaios experimentais realizados num equipamento de teste, no departamento de I&D desta empresa. O estudo experimental de validação das previsões numéricas seguiu uma metodologia orientada pela Norma EN 441 [9] para equipamentos refrigerados abertos para a classe de produtos M1 (produtos de charcutaria com temperatura de conservação na gama,  $T_{\text{cons}} = -1$  a  $5$  °C) e para a classe climática n.º 3 ( $T_{\text{amb}} = 25$  °C,  $\phi_{\text{amb}} = 60$  %,  $v_{\text{amb}} = 0,2$  m/s, com a velocidade do ar ambiente exterior orientada paralelamente à abertura ao ar ambiente do equipamento).

Os ensaios experimentais foram realizados numa câmara de simulação climática ARALAB - FITOCLIMA 650000 EDTU com um volume interno de 650 m<sup>3</sup>, em que a gama de temperatura de ensaios vai desde os  $-70/-40$  a  $180$  °C e a gama de humidade relativa, de 15 a 98 %. A velocidade de aquecimento e de arrefecimento do ar é de 1,5 e 1 °C/min, respectivamente. Na Figura 2 é apresentada a disposição do equipamento no interior da câmara climática, assim como a distribuição das pontas de prova no espaço destinado à exposição e conservação em frio dos produtos alimentares.



Figura 2. Disposição genérica dos simuladores de produtos e das pontas de prova: termopares, anemómetros e higrómetros.

O sistema de aquisição de dados INTAB PC-Logger 3100 liga as pontas de prova descritas na Tabela 1, distribuídas no interior do equipamento conforme Figura 3 a) e b). Adicionalmente, para consolidar as medições efectuadas pelo sistema de aquisição de dados, foram utilizados os seguintes equipamentos: termo-anemómetro de fio quente, referência AM 4003 para medições da temperatura e velocidade do ar junto às grelhas de insuflação e aspiração, junto ao grupo de refrigeração, e no painel frontal perfurado (ver Figura 3 b). Nestas mesmas localizações, foi determinada a perda de pressão fazendo uso de um micro-manómetro, Air Instruments Resources, referência MP3KDS. A temperatura das várias superfícies interiores do equipamento foi obtida com um termómetro digital FLUKE 51 (termopar de contacto tipo K). Foram distribuídos na zona de exposição e conservação vários termómetros digitais LIANG CHERNG, referência AWM 2464 com ponta de prova, termopar tipo K, para avaliar *in-loco* a evolução da temperatura do ar nesta zona. Foram efectuadas diversas séries de medidas experimentais para avaliar a influência das condições do ar ambiente nas grandezas relevantes no desempenho térmico (temperatura, humidade e velocidade do ar na zona de conservação e exposição de produtos), com objectivo de aumentar a fiabilidade dos resultados experimentais tendo sido calculado o valor médio das grandezas físicas em função da repetitividade dos valores das medições. Após ter sido verificada a inexistência de efeitos de extremidade significativos nas grandezas objecto, as medições experimentais da velocidade e direcção do escoamento foram considerados para o plano médio. Estes ensaios decorreram durante períodos de 12 horas aplicando-se as condições preliminares indicadas na Norma EN 441 relativas à estabilização das condições ambiente de teste.

Sonda	Tipo	Grandeza	Referência	Localização
1	Termopar K	Temperatura	$T_{cons}$	Zona de conservação
2	Termopar K	Temperatura	$T_{insuf}$	Grelha de insuflação
3	Termopar K	Temperatura	$T_{asp}$	Grelha de aspiração
4	Termopar K (contacto)	Temperatura (superfície)	$T_{prod}$	Interior dos produtos
5	Termopar K	Temperatura	$T_{evap\ out}$	Saída do ar no evaporador
6	Termopar K (contacto)	Temperatura (superfície)	$T_{evap\ in}$	Entrada do evaporador
7	Anemómetro	Velocidade	$v_{insuf}$	Grelha de insuflação
8	Anemómetro	Velocidade	$v_{asp}$	Grelha de aspiração
9	Higrómetro	Humidade	$\phi_{cons}$	Zona de conservação
10	Higrómetro	Humidade	$\phi_{insuf}$	Grelha de insuflação
11	Higrómetro	Humidade	$\phi_{asp}$	Grelha de aspiração
12	Pinça Amperimétrica	Intensidade de corrente	$I$	Alimentação

Tabela 1. Legenda e descrição das pontas de prova.

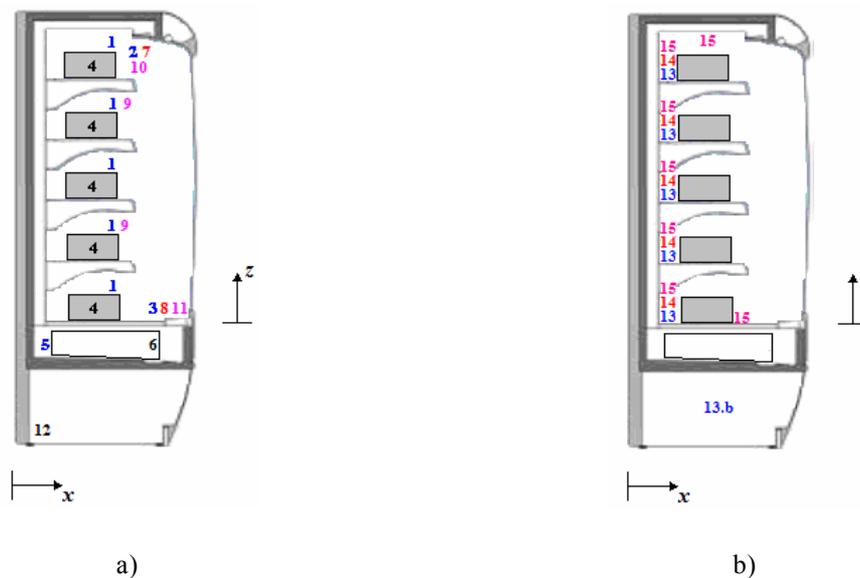


Figura 3. Localização das pontas de prova no plano médio do equipamento expositor refrigerado.

Na Tabela 2 são apresentados os valores médios das grandezas em estudo para o ensaio. Foi considerada a média dos valores, pois embora os resultados se mantivessem estáveis, foram obtidos em regime transitório de funcionamento do equipamento. Aos valores da temperatura e humidade do ar na zona de exposição e conservação de produtos (sonda n.º 1 e n.º 9) e da temperatura no interior dos simuladores de produtos alimentares (sonda n.º 4), foi novamente determinada a média de modo a obter valores globais para o espaço de exposição e conservação em frio dos produtos.

sonda	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
grandeza	$T_{\text{cons}}$	$T_{\text{insuf}}$	$T_{\text{asp}}$	$T_{\text{prod}}$	$T_{\text{evap out}}$	$T_{\text{evap in}}$	$\mathbf{v}_{\text{insuf}}$	$\mathbf{v}_{\text{asp}}$	$\phi_{\text{cons}}$	$\phi_{\text{insuf}}$	$\phi_{\text{asp}}$	$I$
unidade	°C	°C	°C	°C	°C	°C	m/s	m/s	%	%	%	A
Valor	3,9	2,8	9,2	2,9	-1,1	-0,8	1,3	1,8	75,0	78,7	96,4	6,9

Tabela 2. Resultados experimentais para a classe climática EN 441 n.º 3 (valores médios).

#### 4. MODELO COMPUTACIONAL

O presente trabalho tem por objectivo apresentar um estudo de optimização do modelo computacional desenvolvido por [10]. Assim, com base no modelo computacional original, foi aplicada uma metodologia para o seu aperfeiçoamento que consistiu na avaliação da influência de características do modelo matemático, descritivo dos fenómenos físicos, e do modelo numérico, que caracteriza o procedimento de resolução. Vários estudos de optimização do modelo foram realizados, como a análise da influência do código de CFD utilizado; a dependência do refinamento da malha computacional; o esquema de discretização dos termos convectivos nas equações de transporte e a dependência do modelo de turbulência [11]. É inequívoco que as previsões numéricas são afectadas por estes factores.

A simulação computacional com base na modelação matemática do escoamento com transferência de calor no interior do equipamento é descrita pelas equações diferenciais da conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia [12]. Desprezando os efeitos de extremidade face ao comprimento do equipamento simulado, está considerado o caso bidimensional, em que o escoamento turbulento é não isotérmico e o processo de transferência de calor se processam em regime permanente. O ar é suposto gás ideal, incompressível mas dilatável e com propriedades constantes. Para contabilizar a variação da massa específica, foi adicionado o termo representativo do efeito da força de impulsão, à componente vertical das equações da conservação da quantidade de movimento. É ainda, utilizada a equação de estado dos gases ideais para avaliar a variação da massa específica com os gradientes térmicos no escoamento. A equação da energia é desenvolvida para a temperatura, considerando a inexistência de geração interna de calor e desprezando o termo da dissipação viscosa devido às características do escoamento. Na modelação matemática é considerado o modelo de turbulência  $k-\varepsilon$  RNG, conforme exposto em [13]. No entanto, sendo restrito a regiões em que o escoamento é completamente turbulento, os efeitos da viscosidade sobre o escoamento nas proximidades das paredes sólidas, foram tidos em consideração utilizando o método das funções logarítmicas de equilíbrio - leis de parede [14].

Os modelos matemático e numérico, que traduzem a simulação dos fenómenos físicos que se pretendem representar e o correspondente procedimento de resolução, são implementados no código de CFD – Fluent [15] com uma malha computacional bidimensional quadrilátera não estruturada, gerada pelo algoritmo *Pave*. O código resolve as equações diferenciais discretizadas segundo os métodos de diferenças a montante, *UDS*

- *Upwind Differencing Scheme* [16], e *MUSCL - Monotone Upstream-Centered Schemes for Conservation Laws* [17], através do método das diferenças finitas – formulação de volumes de controlo, tal como exposto por [18]. A utilização de métodos de discretização de diferentes ordens, tem por objectivo aumentar a convergência global e a precisão dos resultados. A escolha dos métodos de discretização para cada uma das variáveis foi efectuada após análise da convergência de uma série de resoluções numéricas preliminares. Os métodos de discretização usados para cada uma das variáveis estão indicados na Tabela 3.

Grandeza	Variável	Método de discretização
Pressão	$p$	PRESTO!
Quantidade de movimento	$u, w$	MUSCL
Energia cinética turbulenta	$k$	UDS
Taxa de dissipação de energia cinética turbulenta	$\varepsilon$	UDS
Energia	$e$	MUSCL

Tabela 3. Métodos de discretização das grandezas.

O sistema de equações algébricas de diferenças finitas é resolvido através do algoritmo *PISO - Pressure-Implicit with Splitting of Operators* [19] para o acoplamento pressão-velocidade, segundo um processo numérico iterativo para a malha computacional, sendo considerado o método de interpolação da pressão *PRESTO! - PREssure STaggering Option* [18]. Os modelos foram processados por uma PC workstation HP Kayak, com processador Intel Pentium III a 547 MHz e 256 MBytes de RAM.

As *cf* impostas no modelo são as seguintes:

- (1) paredes isotérmicas com o valor da temperatura prescrito ao obtido experimentalmente;
- (2) imposição da velocidade, temperatura, energia cinética e sua taxa de dissipação nas entradas e saídas mássicas;
- (3) do tipo fluxo imposto e uniformemente distribuído para simular a dissipação de calor resultante pela iluminação do equipamento;
- (4) de pressão constante para a abertura do equipamento ao ar ambiente, em que a direcção do escoamento é determinada em cada volume de controlo (*vc*) da superfície em função da diferença de pressão.

Tendo em consideração que a variação da massa específica irá provocar diferenças de pressão que imponham a direcção do escoamento para o interior do equipamento e considerando a condição climática n.º 3 indicada na Norma EN 441, ( $T_{amb} = 25\text{ °C}$ ,  $\phi_{amb} = 60\%$ ), a temperatura do ar ambiente considerada é de  $25\text{ °C}$ . É importante salientar que todas as grandezas de reentrada no domínio computacional foram especificadas como normais à condição de fronteira. A *cf* – 4 é muito susceptível de provocar dificuldades de

convergência devido às flutuações da massa à entrada e saída, que ocorrem nos vc's através da face em que está imposta, durante o procedimento iterativo de resolução. É este o efeito que se pretende analisar através da influência da localização desta *cf*, relativamente à região de estudo do modelo computacional.

Na *cf* – 4 são impostos os seguintes parâmetros:

- Pressão estática – Pressão relativa,  $p_0 = 0$  Pa;
- Temperatura de retorno – Temperatura ambiente,  $T_{amb} = 25$  °C [9];
- Parâmetros da turbulência – Com a entrada do escoamento no domínio computacional é necessário especificar as grandezas turbulentas, consideradas valores constantes para a Intensidade de turbulência,  $I$ , e igual a 10%, e para o Diâmetro hidráulico,  $D_h$ , especificado com a dimensão linear correspondente à abertura do equipamento ao ar ambiente ( $D_h = 1,2$  m).

A condição imposta à Intensidade de turbulência, sendo a mais desfavorável, pretende incorporar os efeitos de turbulência resultantes da passagem dos consumidores pela frente do equipamento, do sistema de condicionamento de ar, das influências de outros equipamentos na sua vizinhança.

## **5. INFLUÊNCIA DA LOCALIZAÇÃO DA CONDIÇÃO DE FRONTEIRA DE PRESSÃO FIXA**

### **5.1. Aplicação**

A influência da distância a que a *cf* de pressão fixa é imposta não é consensual, pois os estudos numéricos desenvolvidos neste âmbito não são concordantes, pois [20-21] impuseram a localização da *cf* de pressão fixa a uma distância de cerca de  $\frac{2}{3}$  e  $\frac{5}{4}$ , respectivamente, da largura do equipamento de refrigeração. No estudo desenvolvido por [23] relativo à modelação numérica de cortinas de ar, esta *cf* é implementada longe da zona de interesse, sendo indicada uma distância de  $40 b$ , sendo  $b$  a largura da cortina de ar. Para avaliar a influência da distância a que esta *cf* é imposta, na convergência e precisão da solução, foram desenvolvidos vários modelos computacionais. Considerando  $L$  como a largura do equipamento, foram desenvolvidos vários modelos em que a *cf* de pressão fixa é imposta a: (a)  $\frac{1}{3}L$ ; (b)  $\frac{2}{3}L$ ; (c)  $L$ ; e (d)  $\frac{3}{2}L$  conforme indicado na Figura 4, sendo também indicado o número de volumes de controlo de cada modelo.

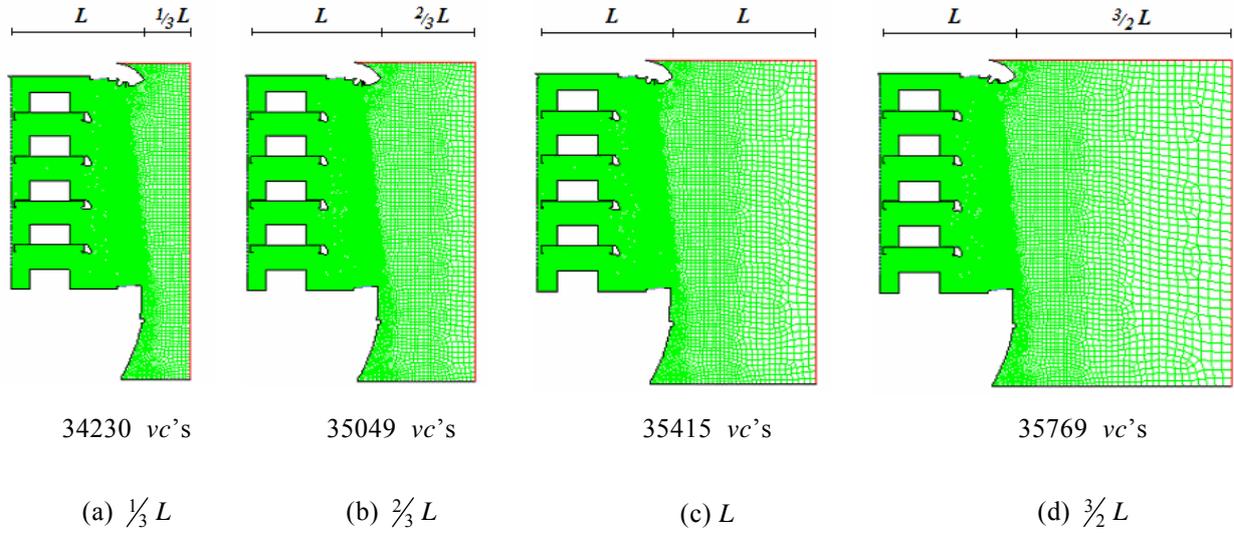


Figura 4. Geometria/malha computacional dos modelos destinados à avaliação da influência da localização da  $cf$  de pressão fixa.

As variáveis dos modelos foram iniciadas conforme indicado na Tabela 4. Os factores de relaxação impostos estão descritos na Tabela 5.

Modelo	Variáveis					
	$p$	$u$	$w$	$T$	$k$	$\varepsilon$
Valor	0,1	0,01	0,01	5	$10^{-3}$	$10^{-3}$

Tabela 4. Inicialização das variáveis no processo iterativo de cálculo.

Modelo	Variáveis					
	$p$	$\rho$	$\mu_t$	$\mathbf{p} = m\mathbf{v}$	$k$	$\varepsilon$
Valor	0,3	0,8	0,8	0,7	0,8	0,8

Tabela 5. Factores de relaxação impostos às variáveis durante o processo iterativo.

## 5.2. Resultados

Considerando o critério de convergência definido para os resíduos,  $R$ , das variáveis conforme indicado na Tabela 6, verificou-se que o procedimento iterativo terminou quando foi atingido o número de iterações definido (1500 iterações) embora o tempo de cálculo,  $t$ , tenha sido distinto para os vários modelos. Apesar de o critério de convergência não ter sido cumprido, a evolução dos resíduos das diversas variáveis para os vários modelos estabiliza no valor constante indicado na Tabela 6 com 500 a 800 iterações,

consoante o modelo. É razoável admitir que a partir desse momento é atingida a convergência possível da solução.

Modelo	Critério – $R$	Variáveis					Tempo, $t$ [min]	
		$\nabla \cdot \mathbf{v}$	$u$	$w$	$T$	$k$		$\varepsilon$
(a)	$1 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-6}$	$1 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-3}$	106
(b)	$6 \cdot 10^{-3}$	$7 \cdot 10^{-4}$	$8 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{-5}$	$1 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^{-3}$	113	
(c)	$4 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-4}$	$4 \cdot 10^{-4}$	$7 \cdot 10^{-6}$	$5 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{-3}$	128	
(d)	$1 \cdot 10^{-2}$	$4 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-4}$	$9 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-2}$	134	

Tabela 6. Critério de convergência e estabilização dos resíduos das variáveis, por modelo.

Nas Figuras 5 a 7 são apresentadas respectivamente, as previsões do campo de temperaturas, do campo de velocidade e das linhas de corrente nas entradas e saídas mássicas para os distintos modelos computacionais.

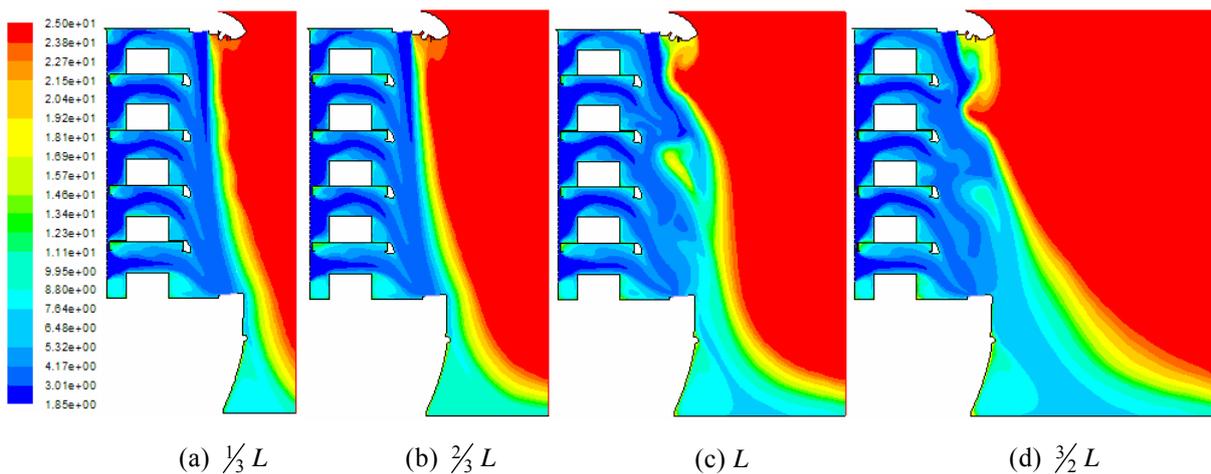


Figura 5. Previsão do campo de temperaturas.

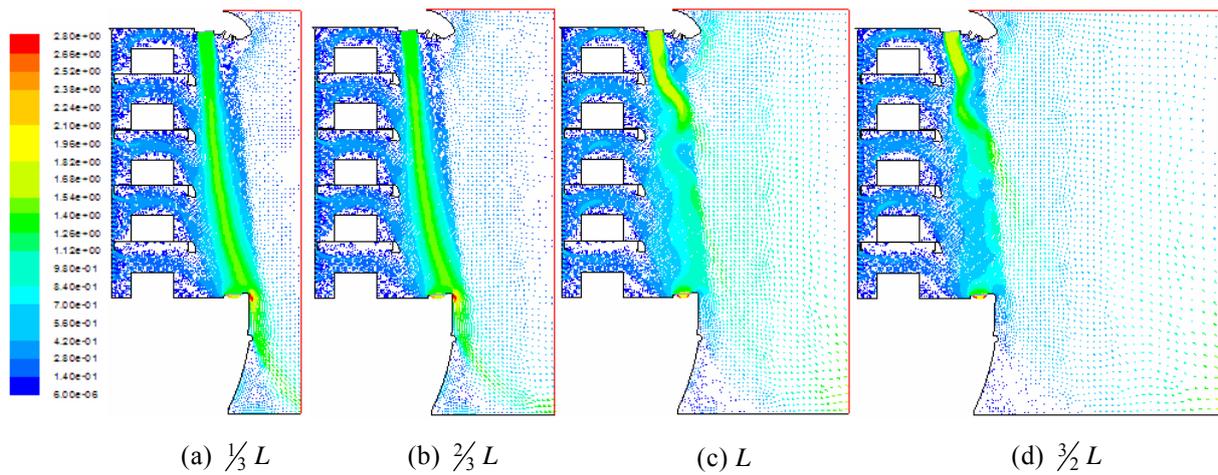


Figura 6. Previsão do campo de velocidades.

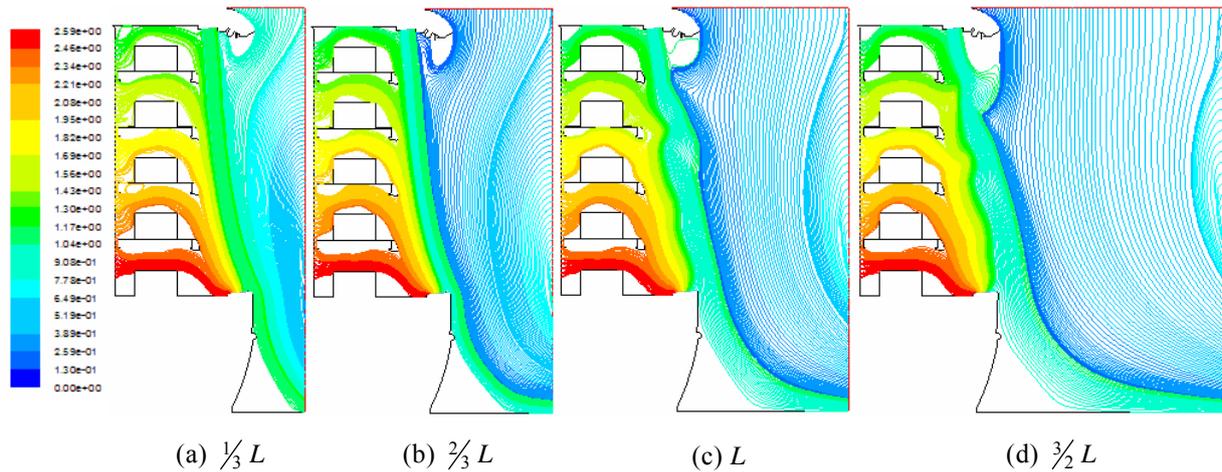


Figura 7. Previsão das linhas de corrente nas entradas e saídas mássicas.

Face às *cf* destes modelos, a dificuldade de convergência resulta da especificação da distância imposta para a *cf* de pressão fixa. Considerando que o ar é um gás ideal e incompressível no domínio em estudo, a variação da massa específica em função da temperatura vai determinar diferenças de pressão entre o interior e exterior, que afectarão a amplitude e direcção do fluxo mássico, ao satisfazer a equação da continuidade. Este aspecto induz flutuações nas variáveis dependentes ( $p$ ,  $T$ ,  $u$ ,  $w$ ,  $k$ ,  $\varepsilon$ ), afecta os valores dos correspondentes resíduos e consequentemente aumenta o tempo de convergência. A análise dos resíduos indicados na Tabela 6, permite concluir que à medida que a *cf* imposta está mais afastada do domínio computacional de interesse, mais elevados são os

seus valores. Esta situação é perceptível na Figura 7, onde o aumento da área da *cf* em que a direcção do fluxo mássico é alterada ao longo do processo iterativo para cumprir a continuidade, é visível à medida que a *cf* imposta está mais afastada do domínio computacional. Dos resultados na Tabela 6, a estabilização dos resíduos mais próxima do critério de convergência, definido para os vários modelos computacionais, conduz a uma maior confiança no modelo com a *cf* de pressão fixa imposta a uma distância  $\frac{2}{3}$  da largura do equipamento. Este resultado indica que o modelo (b), em que o fluxo mássico de entrada e saída no domínio computacional se mantém mais estável ao longo do processo iterativo.

A comparação dos resultados experimentais com os resultados numéricos indica uma tendência genérica muito aproximada da evolução da temperatura, com ligeiras discrepâncias quantitativas.

Na Tabela 7 são apresentados os valores médios das previsões da temperatura e respectivos desvios absolutos e relativos para cada um dos modelos desenvolvidos, tendo em consideração que estes desvios não se encontram uniformemente distribuídos no domínio. As maiores discrepâncias surgem na região próxima da abertura do equipamento ao ar ambiente, enquanto que na zona do plano médio interior os desvios são desprezáveis.

Modelo	(a)	(b)	(c)	(d)
$T_{\text{cons}}$	4,64 °C	4,52 °C	4,14 °C	3,89 °C
Desvio absoluto	0,70 °C	0,58 °C	0,20 °C	0,05 °C
Desvio relativo	17,8%	14,7%	5,1%	1,3%

Tabela 7. Previsão da temperatura e desvios absolutos/relativos médios dos modelos.

Da análise da Tabela 7 verifica-se que o modelo (d) é o que apresenta o menor valor de desvio relativo médio. Com base nos resultados indicados nas Tabelas 6 e 7, verifica-se que a imposição da *cf* de pressão fixa para simular a abertura do equipamento ao ar ambiente deverá localizar-se a uma distância igual a  $\frac{3}{2}$  da largura do equipamento, pois permite prever com maior precisão a temperatura e velocidade do ar na zona de exposição e conservação dos produtos alimentares. Todavia, não é conclusivo que o afastamento da concordância de resultados se deve apenas à localização da *cf*. Relativamente ao procedimento experimental não são de desprezar os erros relacionados com a precisão dos aparelhos e a medição. Relativamente ao modelo computacional, os desvios entre resultados numéricos e experimentais poderão resultar da geometria bidimensional, da malha computacional desenvolvida, dos modelos matemáticos considerados e respectivas simplificações, e também dos métodos numéricos utilizados para discretizar e resolver as equações de transporte linearizadas.

## 6. CONCLUSÕES

Apresentou-se neste trabalho um estudo de optimização de um modelo computacional com o objectivo de simular os fenómenos associados à refrigeração de produtos alimentares perecíveis em equipamentos expositores refrigerados abertos. Indicou-se um modo possível de estabelecer uma complementaridade entre a análise experimental e a modelação numérica. As simulações numéricas evidenciaram uma dependência dos modelos matemáticos empregues, dos parâmetros geométricos (como a dimensão e forma da malha computacional), assim como do procedimento de cálculo numérico. Neste caso em particular, avaliou-se a influência da localização da *cf* de pressão fixa destinada a simular a abertura do equipamento de refrigeração ao ar ambiente. Foram desenvolvidos os modelos computacionais, em que a *cf* de pressão fixa é imposta, a saber: (a)  $\frac{1}{3}L$ ; (b)  $\frac{2}{3}L$ ; (c)  $L$ ; e (d)  $\frac{3}{2}L$ , sendo  $L$  a largura do equipamento.

A fiabilidade das previsões numéricas foi avaliada por confrontação com resultados experimentais decorrentes duma análise experimental exaustiva para determinação da variação das grandezas relevantes: temperatura, humidade e velocidade do ar na zona de conservação e exposição de produtos alimentares. Todos os modelos apresentam uma tendência de convergência da solução, mas nenhum deles atingiu o critério de convergência definido, estabilizando num valor fixo a partir de 500 a 800 iterações. A dificuldade de convergência deve-se sobretudo: (1) à especificação da *cf* de pressão fixa, já que a variação da massa específica em função da temperatura vai provocar diferenças de pressão, e conseqüentemente alterar a amplitude e direcção do fluxo mássico de modo a satisfazer a continuidade; (2) às flutuações das variáveis dependentes que afectam os valores dos correspondentes resíduos. Os resíduos aumentam proporcionalmente com a distância a que é imposta a *cf* de pressão fixa, o que indica uma alteração da amplitude e direcção do fluxo mássico numa maior área dos volumes de controlo adjacentes à *cf*. Todavia, a estabilidade do fluxo mássico de entrada e saída do domínio computacional ao longo do processo iterativo, não reflecte a obtenção de previsões numéricas mais precisas, já que por comparação com resultados experimentais, a precisão da solução aumenta proporcionalmente com a distância a que é localizada a *cf* de pressão fixa. Assim, pela análise dos resultados numéricos, a *cf* de pressão fixa deverá ser localizada afastada da zona de estudo no domínio computacional de modo a que as suas variações não afectem as grandezas nucleares de estudo.

## 7. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à JORDÃO Cooling Systems<sup>®</sup> pela colaboração no trabalho e disponibilidade dos equipamentos, e em particular ao Eng.º Luís Basto pela disponibilização de todos os elementos necessários à experimentação. Agradecimento também à Universidade da Beira Interior e ao Instituto Politécnico da Guarda pelo apoio e orientação ao desenvolvimento dos trabalhos.

## REFERÊNCIAS

- [1] R. Courant e D. Hilbert, *Methods of mathematical physics, vol. II*, Interscience Publishers, New York, (1962).
- [2] C. Hirsch, *Numerical computation of internal and external flows, vol. I, Fundamentals of numerical discretization*, John Wiley & Sons, New York, (1989).
- [3] R. Faramarzi, “Efficient display case refrigeration”, *ASHRAE Journal*, Vol. **41**, n. °11, (1999).
- [4] Bin Xia e Da-Wen Sun, “Applications of computational fluid dynamics (CFD) in the food industry: a review”, *Computers and Electronics in Agriculture* Vol. **34**, issues 1-3, May, (2002).
- [5] Lijun Wang e Da-Wen Sun, “Recent developments in numerical modelling of heating and cooling processes in the food industry - a review”, *Trends in Food Science & Technology* Vol. **14**, (2003).
- [6] N.J. Smale, J. Moureh e G. Cortella, “A review of numerical models of airflow in refrigerated food applications”, *International Journal of Refrigeration* Vol. **29**, issue 6, September, (2006).
- [7] T. Norton e Da-Wen Sun, “Computational fluid dynamics (CFD) - an effective and efficient design and analysis tool for the food industry: a review”, *Trends in Food Science & Technology* Vol. **17**, issue 11, November, (2006).
- [8] P.D. Gaspar, “Estudo Numérico e Experimental do Desempenho Térmico de Equipamentos Expositores Refrigerados”, Dissertação de Mestrado, Universidade da Beira Interior, Covilhã, Julho, (2002).
- [9] European Standard EN 441, *Refrigerated display cabinets, parts 1 to 12*, European Committee for Standardization, Brussels, (1994-1998).
- [10] P.D. Gaspar, A.B. Miranda e R.A. Pitarma, “Optimização Numérica de Expositores Refrigerados Abertos”, *VI Congresso Ibero-Americano de Engenharia Mecânica, Coimbra*, Outubro, (2003).
- [11] P.D. Gaspar e R.A. Pitarma, “Simulação de equipamento industrial de refrigeração: estudo de caso”, *VI Congresso de Métodos Computacionais em Engenharia, Lisboa*, Maio, (2004).
- [12] J.H. Ferziger e M. Perić, *Computational methods for fluid dynamics – 3<sup>rd</sup> edition*, Springer-Verlag, Berlin, Germany, (2002).
- [13] V. Yakhot e S.A. Orszag, “Renormalization Group Analysis of Turbulence: I. Basic Theory”, *Journal of Scientific Computing* Vol. **1**, issue 1, (1986).
- [14] W. Rodi, “Turbulence models and their application in hydraulics - A state of the art review”, *International Association for Hydraulics Research*, (1980).
- [15] Fluent, *Fluent 6 – User’s guide*, Fluent Incorporated, Lebanon, NH, U.S.A., December, (2001).
- [16] K.C. Karki e S.V. Patankar, “Pressure-based calculation procedure for viscous flows at all speeds in arbitrary configurations”, *AIAA Journal* Vol. **27**, (1989).
- [17] B. Van Leer, “Toward the ultimate conservative difference scheme, IV, a second order sequel to Godunov's method”, *Journal of Computational Physics* Vol. **32**, (1979).

- [18] S.V. Patankar, *Numerical heat transfer and fluid flow*, Hemisphere Publishing Corporation, McGraw-Hill, (1980).
- [19] R.I. Issa, "Solution of the implicitly discretized fluid flow equations by operator-splitting", *Journal of Computational Physics* Vol. **62**, (1985).
- [20] G. Cortella, M. Manzan e G. Comini, "CFD simulation of refrigerated display cabinets", *International Journal of Refrigeration* Vol. **24**, issue 3, May, (2001).
- [21] B.N. George e D.R. Buttsworth, "Investigation of an open refrigeration cabinet using computational simulations with supporting experiments", *2000 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Orlando, Florida, U.S.A.*, November, (2000).
- [22] P. Bhattacharjee e E. Loth, "Simulations of laminar and transitional cold wall jets", *International Journal of Heat and Fluid Flow* Vol. **25**, issue 1, February, (2004).

## 7. ANEXO A

A comparação dos resultados experimentais com os resultados numéricos indica uma tendência genérica muito aproximada da evolução da temperatura e da velocidade do ar, com ligeiras discrepâncias quantitativas, conforme apresentado nas Figuras 8 e 9.

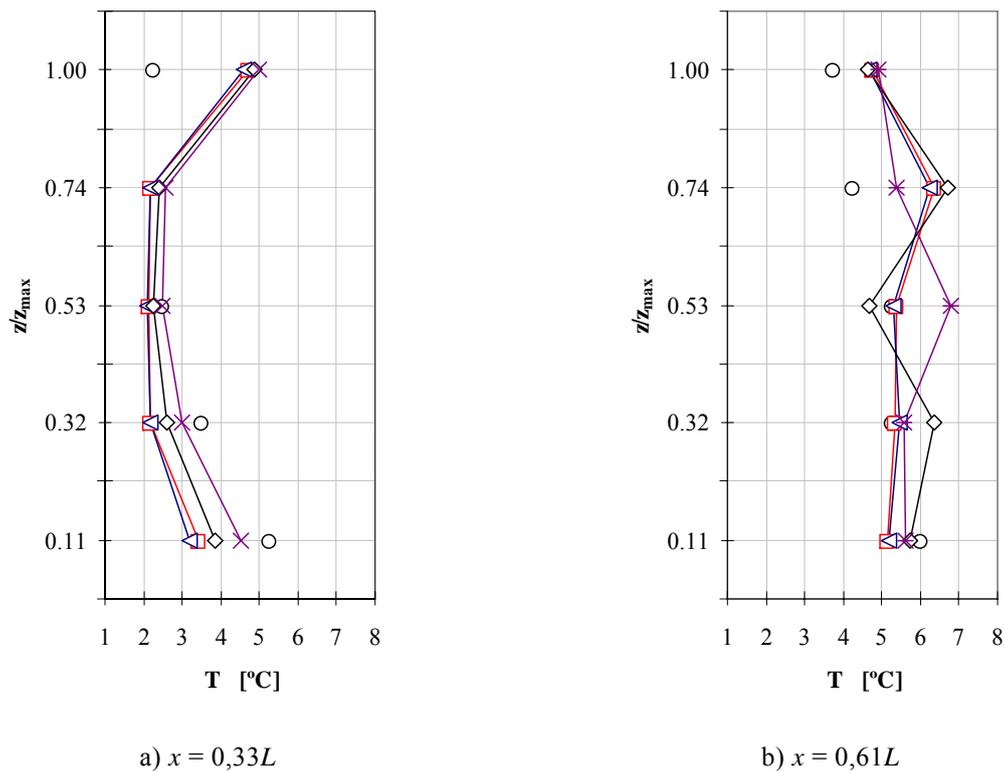


Figura 8. Comparação dos resultados experimentais com os resultados numéricos – Temperatura do ar.  
 Legenda:  $\circ$  - experimentais;  $\square$  - modelo (a);  $\triangleleft$  - modelo (b);  $\diamond$  - modelo (c);  $*$  - modelo (d).

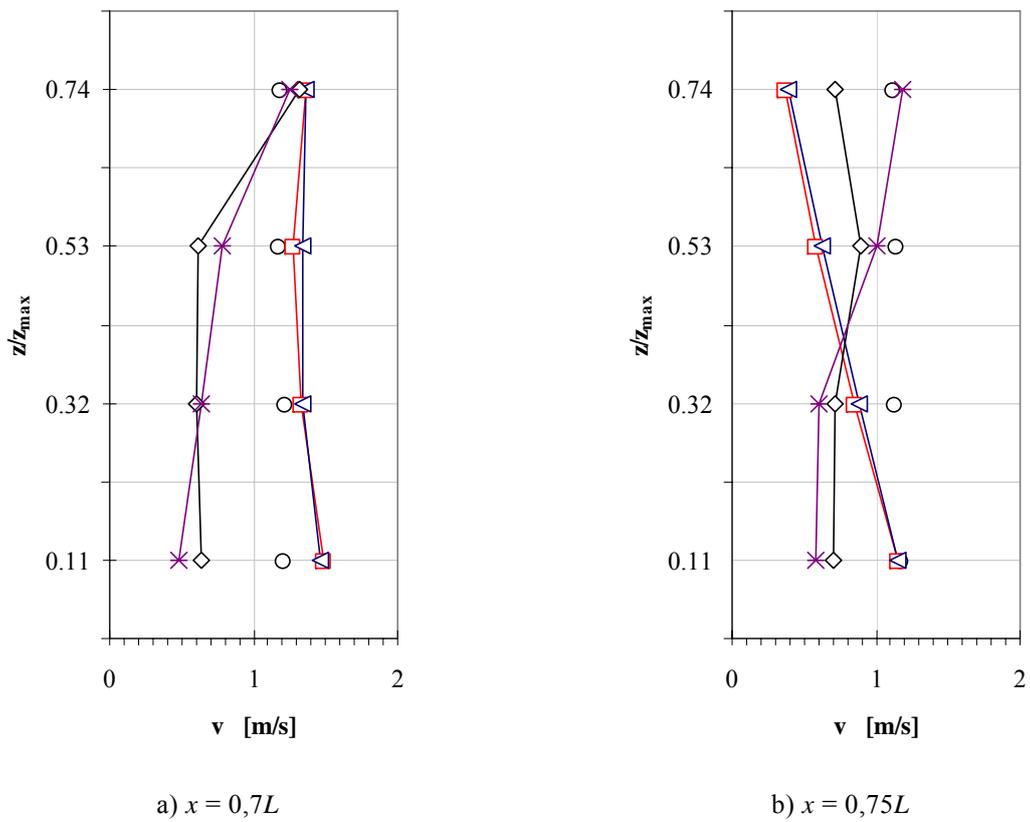


Figura 8. Comparação dos resultados experimentais com os resultados numéricos – Velocidade do ar.  
 Legenda:  $\circ$  - experimentais;  $\square$  - modelo (a);  $\triangleleft$  - modelo (b);  $\diamond$  - modelo (c);  $*$  - modelo (d).

### Nomenclatura:

#### Geral:

$b$	Largura da cortina de ar, [m].
$D_h$	Diâmetro hidráulico, [m].
$I$	Intensidade de corrente eléctrica, [A].
$I_t$	Intensidade de turbulência.
$k$	Energia cinética turbulenta [ $m^2/s^2$ ].
$L$	Largura, [m].
$m$	Massa, [kg].
$p$	Pressão, [Pa].
$\mathbf{p}$	Quantidade de movimento, [kg m/s].
$R$	Resíduo.
$T$	Temperatura, [ $^{\circ}C$ ].

$u$	Velocidade segundo $x$ , [m/s].
$v$	Velocidade segundo $y$ , [m/s].
$\mathbf{v}$	Vector velocidade, [m/s].
$w$	Velocidade segundo $z$ , [m/s].
$x, y, z$	Coordenadas espaciais, [m].
$z_{\max}$	Altura vertical da abertura ao ar ambiente ( $=D_h$ ), [m].

*Índices Inferiores e Superiores:*

amb	Ambiente.
asp	Aspiração.
cons	Conservação.
evap_in	Entrada do evaporador.
evap_out	Saída do evaporador.
$i, j, k$	Componentes das direcções cartesianas.
insuf	insuflação.
prod	Produtos.

*Simbologia grega:*

$\varepsilon$	Dissipação de energia cinética, [m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ].
$\phi$	Humidade relativa [%].
$\rho$	Massa específica, [kg/m <sup>3</sup> ].
$\mu_t$	Viscosidade dinâmica turbulenta, [N·s/m <sup>2</sup> ].

*Siglas:*

AVAC&R	Aquecimento, Ventilação, Ar Condicionado & Refrigeração.
$cf$	condição de fronteira.
CFD	Computational Fluid Dynamics.
MUSCL	Monotone Upstream-Centered Schemes for Conservation Laws.
PISO	Pressure-Implicit with Splitting of Operators.
PRESTO!	PREssure STaggering Option.
RNG	ReNormalization Group Theory.
UDS	Upwind Differencing Scheme.
$vc$	volume de controlo.