



ESTUDO NUMÉRICO DO DESEMPENHO TÉRMICO DE EXPOSITORES REFRIGERADOS ABERTOS

P. D. GASPAR¹, R. A. PITARMA²

¹ Universidade da Beira Interior, Departamento de Engenharia Electromecânica
Calçada do Lameiro, Edifício 1 das Engenharias, 6201-001 Covilhã, Portugal

² Instituto Politécnico da Guarda, E.S.T.G., Departamento de Engenharia Mecânica
Avenida Dr. Francisco Sá Carneiro, n.º 50, 6300-559 Guarda, Portugal

(Recibido 2 de abril de 2004, para publicación 12 de julio de 2004)

Resumo – A crescente utilização de equipamentos expositores refrigerados em estabelecimentos comerciais de produtos alimentares, desencadeou um apreciável incremento do consumo energético neste sector. Por motivos comerciais, muitos destes equipamentos são abertos ao ar ambiente. A reduzida eficácia da barreira térmica produzida pela vedação aerodinâmica da cortina de ar traduz-se, para além dos relevantes custos energéticos, numa menor qualidade de conservação dos alimentos expostos. Este trabalho tem por objectivo apresentar um estudo numérico do desempenho térmico de expositores refrigerados abertos. O código de Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD) – Phoenix é utilizado para prever e visualizar o escoamento turbulento do ar e a transferência de calor no espaço refrigerado. Estudos experimentais complementares permitiram validar o modelo computacional para a configuração estudada, evidenciando as potencialidades do código para este tipo de aplicação. Resultados numéricos correspondentes a um estudo preliminar de optimização são apresentados e discutidos.

1. INTRODUÇÃO

A larga maioria dos estabelecimentos comerciais de produtos alimentares perecíveis possui equipamentos expositores refrigerados, o que tem originado um forte crescimento do consumo energético neste sector. Os expositores refrigerados dividem-se em três grandes grupos: verticais (murais), horizontais (ilhas) e vitrinas (cfr. [1]). A correcta escolha dos equipamentos influencia directamente a apresentação dos produtos e, conseqüentemente, a sua venda. Pelas suas características, nomeadamente o facto de apresentar uma ampla área de exposição em modo “self-service”, os expositores verticais são muito utilizados. Por motivos de marketing comercial, como sejam a apresentação atractiva dos alimentos e o fácil manuseamento, muitos destes equipamentos são abertos ao ar ambiente. Na Fig. 1 é apresentado um esquema da configuração típica de um equipamento expositor vertical aberto. A cortina de ar desenvolve-se entre as grelhas de insuflação e de retorno, enquanto que através da parede frontal perfurada dá-se a entrada de ar refrigerado a velocidade reduzida.

Este tipo de aparelhos depende, por conseguinte, de uma cortina de ar para reduzir a circulação de ar entre os dois ambientes contíguos – espaço refrigerado e o ar ambiente. Porém, a reduzida eficácia da barreira térmica produzida pela vedação aerodinâmica da cortina de ar, traduz-se numa menor qualidade de conservação dos alimentos expostos e em relevantes custos energéticos. Assim, a importância da optimização do consumo energético dos equipamentos a par da maior exigência da sociedade pela qualidade e segurança alimentar justificam a necessidade de maior investigação neste domínio.

A bibliografia sobre o desempenho térmico de expositores refrigerados é notoriamente escassa e marcadamente experimental. Pode citar-se, por exemplo, o trabalho proposto por [2] para avaliação do impacto da utilização de capas protectoras de alumínio, com baixa emissividade, no consumo energético e no desempenho térmico de um expositor refrigerado vertical aberto. Embora orientado para a climatização, a eficácia da vedação aerodinâmica de aparelhos de cortina de ar é experimentalmente analisada em [3]. A modelação numérica tem ganho, porém, relevância crescente, já que se tornou num método expedito e versátil de previsão. Em [4] é desenvolvida uma simulação bidimensional em CFD de

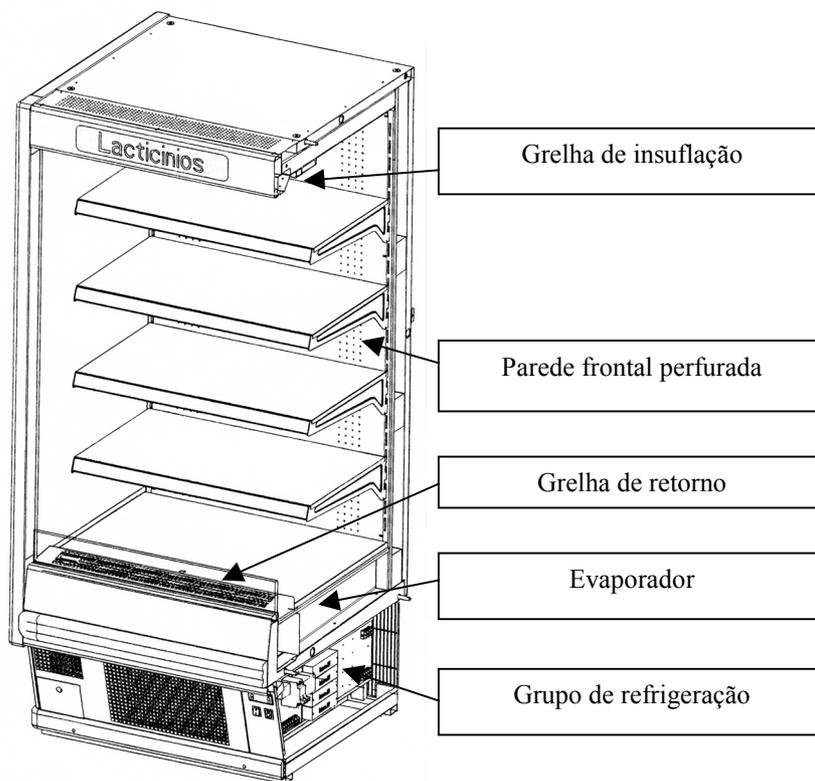


Fig. 1. Configuração típica de um expositor refrigerado vertical aberto (cortesia: Jordão Cooling Systems®).

equipamentos de refrigeração abertos ao ar ambiente. O código foi desenvolvido com base numa formulação da vorticidade das linhas de corrente. Ainda, incorpora um modelo de turbulência de grandes escalas (LES – Large Eddy Simulation). O modelo desenvolvido para a previsão da distribuição da velocidade e da temperatura do ar nos equipamentos, tem como objectivo a redução da infiltração de ar ambiente exterior e conseqüentemente, o consumo energético. Ainda, em [5] é investigada a convecção turbulenta num expositor refrigerado fechado e em [6] é analisada a característica do escoamento num compartimento refrigerado preenchido por caixas de produtos. Na prática verifica-se que o desenvolvimento dos equipamentos de refrigeração por parte dos fabricantes é feito experimentalmente, através de tentativa e erro, com base na alteração física dos equipamentos existentes. Trata-se de uma prática com elevados custos económicos e humanos, mas muito seguida face à complexidade inerente à descrição teórica de escoamentos de ar em geometrias complexas, como é o caso destes equipamentos. Regra geral, os estudos reportam-se unicamente à medição da temperatura do ar no espaço refrigerado.

O trabalho aqui apresentado consistiu na aplicação e validação experimental do código de CFD – Phoenics, para caracterizar e visualizar os fenómenos físicos ocorrentes em expositores refrigerados verticais abertos de forma a sustentar o desenvolvimento futuro deste tipo de equipamentos. Resultados numéricos de configurações alternativas, correspondentes a um estudo preliminar de optimização, são apresentados e discutidos, evidenciando as potencialidades do modelo para aplicação em engenharia.

2. MODELO COMPUTACIONAL

O modelo matemático para a descrição do escoamento turbulento e da transferência de calor no espaço refrigerado, consiste num conjunto de equações diferenciais de derivadas parciais, exprimindo a conservação de massa, de quantidade de movimento e de energia. Estas equações podem ser representadas segundo uma mesma equação geral de transporte, definida por:

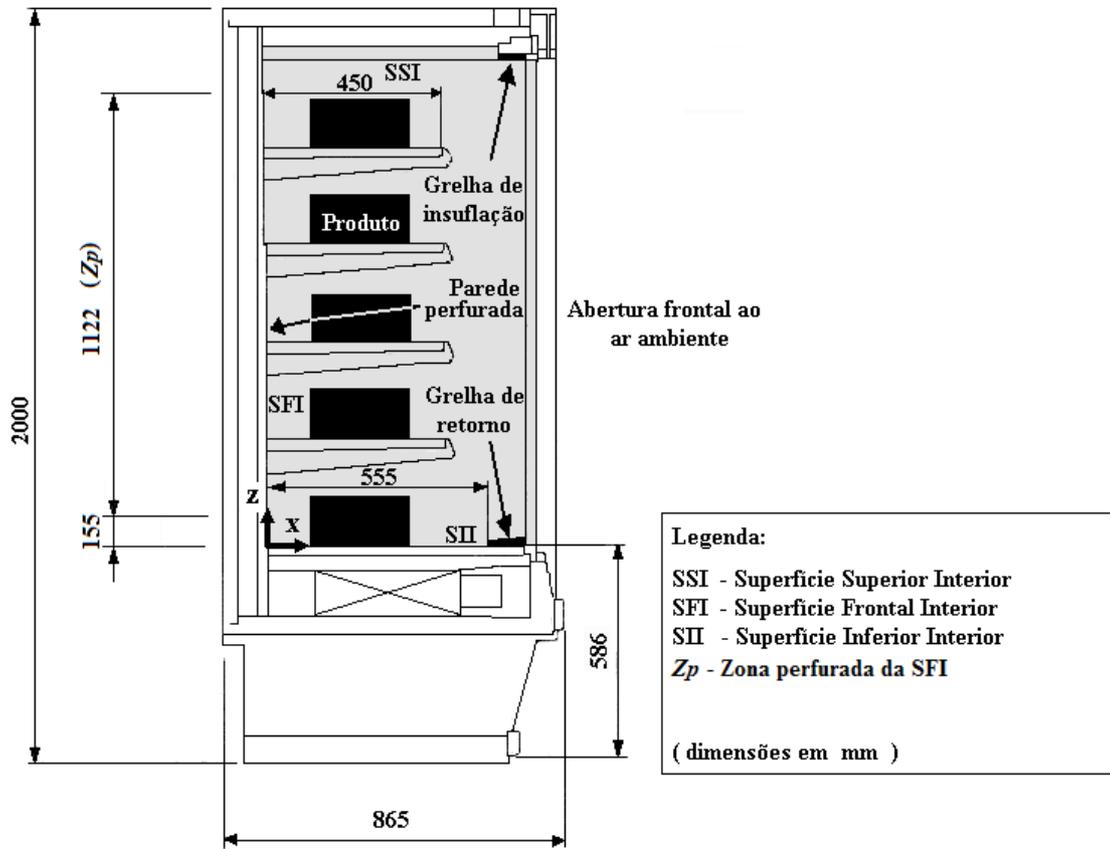


Fig. 2. Esquema do expositor refrigerado estudado e domínio computacional.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i \phi) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) + S_\phi \quad (1)$$

em que U_i é a componente da velocidade média na direcção x_i , ϕ representa a variável dependente, Γ_ϕ é o coeficiente de difusão da variável ϕ e S_ϕ constitui o termo fonte.

Nas equações para a continuidade, quantidade de movimento e energia térmica, a variável ϕ toma, respectivamente, os valores 1, U_i (velocidade média na direcção x_i) e h (entalpia específica). O efeito da turbulência é modelado por recurso a uma versão para altos números de Reynolds do modelo de turbulência $k-\varepsilon$ [7]. Assim, torna-se necessário resolver adicionalmente duas equações diferenciais de transporte, correspondentes à energia cinética turbulenta (k) e à sua taxa de dissipação (ε). Os efeitos de impulsão são contabilizados, quer na componente vertical da equação de conservação de quantidade de movimento, quer no modelo de turbulência. O estabelecimento das condições de fronteira nas paredes é feito por recurso às leis de parede [8].

O modelo numérico é suportado pelo código de CFD – Phoenics, resolvendo as equações diferenciais discretizadas segundo um esquema de diferenciação híbrido, através do método das diferenças finitas – formulação de volumes de controlo, tal como exposto em [9]. O sistema de equações algébricas de diferenças finitas é resolvido através do algoritmo SIMPLEST (cfr. [10]), segundo um processo numérico iterativo para malha ortogonal deslocada não uniforme, com 50×240 volumes de controlo. Um estudo preliminar de influência de malha, baseado na comparação das previsões numéricas obtidas com malhas mais refinadas (100×480 e 150×720), permitiu constatar que a malha utilizada possibilita já uma descrição realista do escoamento com menor custo computacional. Na Fig. 2 é apresentado um esquema do equipamento expositor refrigerado, em que a área sombreada corresponde ao domínio computacional.

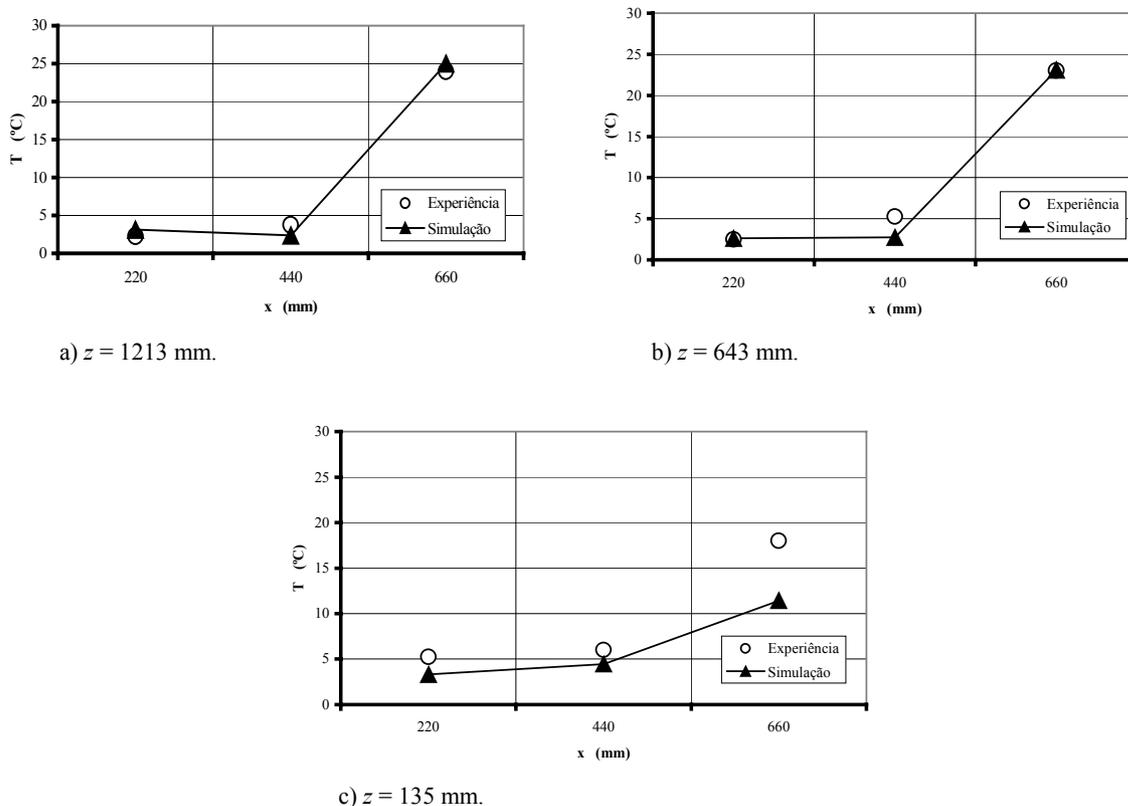


Fig. 3. Perfis comparativos de temperatura.

3. VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL

O estudo experimental foi conduzido de acordo com a norma ASHRAE [11] para equipamentos refrigerados abertos. Os testes realizaram-se em compartimento devidamente isolado do exterior, com condições ambientais estáveis ($T = 25$ °C e $HR = 60$ %). O equipamento estudado tem, na versão de laticínios, uma temperatura de funcionamento de 3 a 6 °C. As medições experimentais foram realizadas em diversos pontos do domínio físico coincidentes com os nós da malha do modelo numérico. Foram efectuados diversos ensaios experimentais de modo a reduzir a incerteza dos resultados e foi considerado o valor médio das grandezas físicas em função da repetibilidade das medições. As medições da velocidade e da temperatura do ar foram realizadas, respectivamente, por um sistema de anemometria de fio/filme quente a temperatura constante, com precisão de 0,1 m/s, e com termopares do tipo T, com precisão de 0,4 °C.

Os gráficos apresentados na Fig. 3 representam perfis comparativos entre as medições experimentais e as previsões numéricas em planos horizontais segundo várias cotas. A comparação dos valores experimentais com os resultados numéricos evidencia, para a temperatura, uma boa concordância qualitativa com ligeira discrepância quantitativa. Os desvios não se encontram uniformemente distribuídos no domínio, pois as maiores discrepâncias localizam-se na região próxima da abertura frontal, sendo o erro praticamente desprezável na zona interior. Em termos médios globais, o modelo computacional apresenta um erro absoluto de 2 °C. Dada a gama de temperaturas em questão (1,5 °C \rightarrow 25 °C), pode atribuir-se uma boa capacidade de previsão ao modelo computacional. Maiores detalhes podem ser encontrados em [12].

Ensaio experimentais exploratórios permitiram caracterizar diversas condições de fronteira do modelo computacional. Assim, medições dos valores médios da velocidade e da temperatura do ar junto às

Tabela 1. Valores médios da velocidade do ar e da temperatura medidos experimentalmente.

Zona		Velocidade do ar (m/s)	Temperatura (°C)
Grelhas	Insuflação	2,5	1,5
	Retorno	1,7	9,1
Zona perfurada (Z_p)	Limite superior	1,0	1,5
	Limite inferior	1,5	1,5
Paredes	SSI	–	6,6
	SFI	–	6,3
	SII	–	8,1
Abertura ao ar ambiente		–	25,0

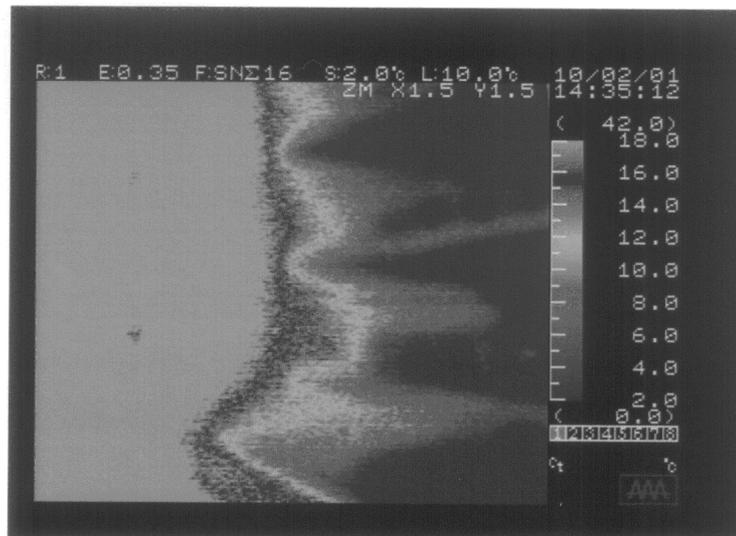


Fig. 4. Imagem termográfica (vista lateral).

grelhas de insuflação/retorno e junto à perfuração da superfície (parede) frontal interior, SFI, permitiram implementar nas fronteiras perfis ajustados aos medidos experimentalmente. Para a insuflação através da parede frontal perfurada foram adoptados no cálculo computacional um perfil uniforme para a temperatura ($T = 1,5\text{ °C}$) e um perfil linear decrescente para a componente predominante da velocidade (entre $U_{máx} = 1,5\text{ m/s}$ e $U_{min} = 1,0\text{ m/s}$ para os limites inferior e superior da zona perfurada, Z_p , respectivamente). Do mesmo modo foram também realizadas medições da temperatura superficial das paredes interiores do equipamento (SSI, SFI e SII), (cfr. Fig. 2) para incorporar, de um modo simplificado, os ganhos de calor por radiação térmica conforme exposto em [12]. Na Tabela 1 são apresentados os valores médios das medições das diversas grandezas.

Foram ainda utilizadas técnicas experimentais complementares, nomeadamente visualizações com fumo e termografia de infravermelho. Os ensaios de visualização com injeção de fumo permitiram caracterizar qualitativamente o escoamento. Os testes de visualização revelaram a eficácia actual da cortina de ar, indicando como se processa a infiltração de ar pela interacção do ar ambiente com o ar refrigerado. A interacção térmica do ar ambiente com o ar refrigerado também pode ser visualizada na imagem obtida com termografia por infravermelho (Fig. 4). O registo de imagem permite distinguir a entrada de ar quente e húmido do compartimento para o interior do espaço refrigerado em diversos pontos

Tabela 2. Características geométricas e funcionais dos casos de estudo.

Características Geométricas e Funcionais		Unidades	Caso A	Caso B	Caso C
Dimensões globais	Altura (H_T)	mm	2000	2000	2000
	Largura (W_T)	mm	865	865	865
	Comprimento (L_T)	mm	2500	2500	2500
Zona perfurada (Z_p)	Diâmetro (\varnothing)	mm	4,25	8,50	8,50
	N.º de orifícios (N_i)	–	4160	4160	4240
Velocidade do ar	Grelha de insuflação	m/s	2,5	2,1	2,0
	Grelha de retorno	m/s	1,7	1,7	1,7
	Zona perfurada (Z_p)	m/s	0,16 a 0,08	0,16 a 0,08	0,16 a 0,08
Temperatura do ar	Grelha de insuflação	°C	1,5	1,5	1,5
	Grelha de retorno	°C	9,1	9,1	9,1
	Zona perfurada (Z_p)	°C	1,5	1,5	1,5
Prateleiras	Largura (L_{prat})	mm	450	450	400
	Perfuração (\varnothing_{prat})	mm	–	–	10,0
	N.º de orifícios (N_2)	–	–	–	224
	Espaçamento (Δh)	mm	212	212	212

ao longo do plano da cortina de ar. Pela análise conjunta dos diversos tipos de ensaios, tanto de visualização como de medição, é perceptível a saída de ar refrigerado para o compartimento.

4. APLICAÇÃO PRÁTICA

4.1. Descrição dos casos de estudo

A fim de evidenciar as potencialidades do modelo de simulação, este foi aplicado ao equipamento expositor refrigerado esquematizado na Fig. 2, para três configurações distintas. Para além da configuração de origem (*Caso A*), foram considerados dois novos casos de estudo (*Caso B* e *Caso C*) com o propósito de melhorar o desempenho térmico do equipamento. O *Caso B* corresponde ao aumento do diâmetro dos orifícios perfurados na parede frontal interior. Consequentemente, o caudal de ar refrigerado introduzido através destes elementos no espaço condicionado é aumentado e o caudal introduzido pela grelha de insuflação que forma a cortina de ar é reduzido. O *Caso C* consiste na mesma configuração do *Caso B*, mas com modificações na geometria das prateleiras. As características geométricas e funcionais do equipamento, bem como dos casos de estudo, encontram-se expostas na Tabela 2.

4.2. Resultados e discussão

As previsões do campo de velocidade na globalidade do domínio computacional são apresentadas na Fig. 5. A comparação do campo de temperatura no interior do equipamento, para os três casos de estudo, pode ser observada na Fig. 6. Em termos gerais, são visíveis as baixas velocidades nas zonas entre as prateleiras (Fig. 5), em contraste com a velocidade máxima presente na zona relativa à insuflação. O *Caso B* apresenta uma melhor distribuição do escoamento e o *Caso C* indica um aumento significativo da circulação de ar refrigerado entre as prateleiras.

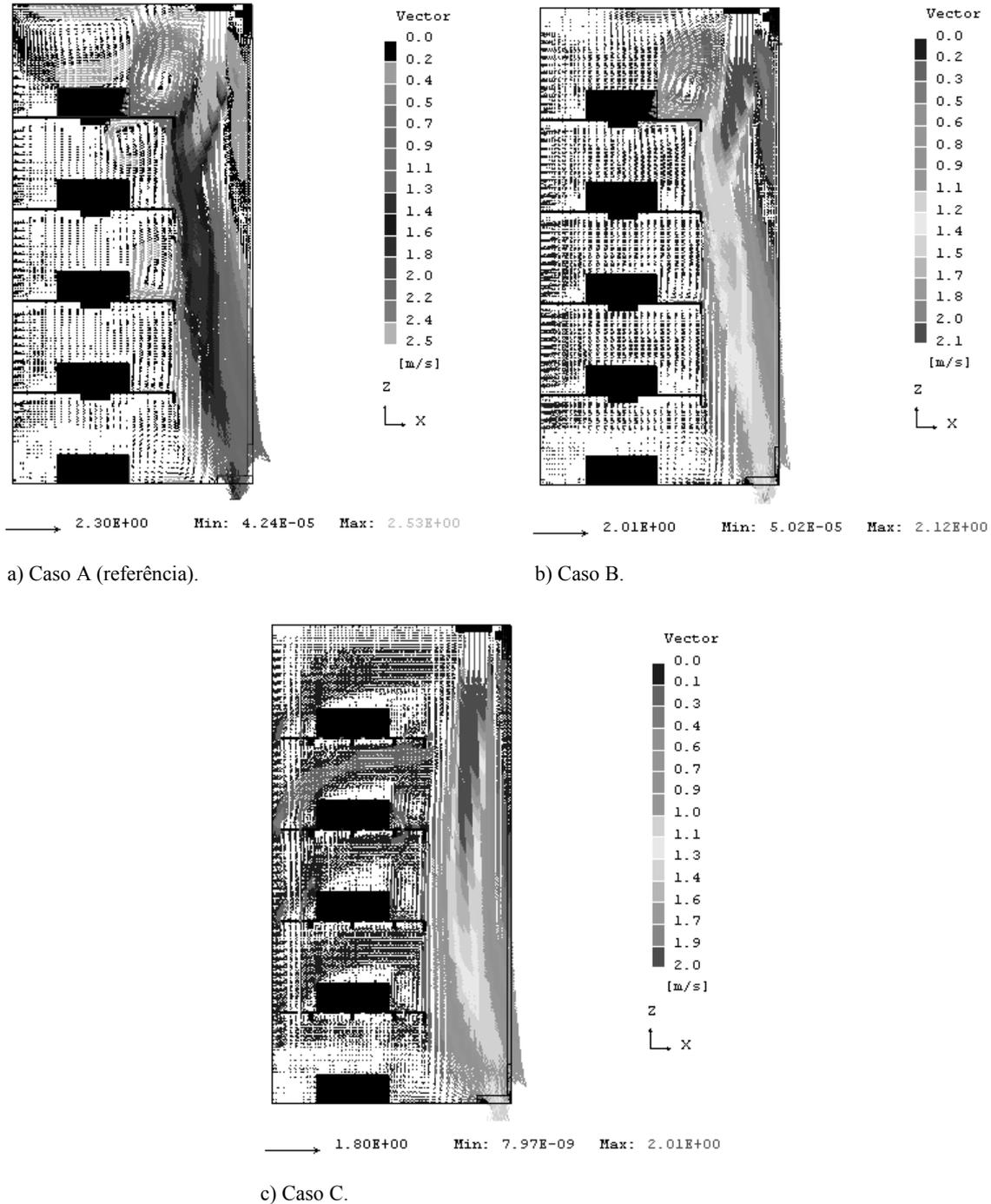


Fig. 5. Campo de velocidade previsto (m/s).

Na zona periférica da grelha de insuflação observa-se, nos três casos estudados, a entrada de ar ambiente para o interior do equipamento e a sua interacção com o ar refrigerado insuflado pela grelha. No *Caso A* é evidente uma grande recirculação na prateleira superior. Nos *Casos B* e *C* esta recirculação é atenuada devido à redução da velocidade de insuflação, i.e. do caudal de ar refrigerado introduzido pela cortina de ar. Por outro lado, em consequência do aumento do caudal de ar introduzido através da parede perfurada, pode observar-se uma crescente uniformização do campo de velocidade.

A previsão dos campos de velocidade indica uma perda substancial de ar para o ambiente junto à zona periférica da grelha de retorno nos três casos analisados. Nesta zona é evidente a perda de capacidade de

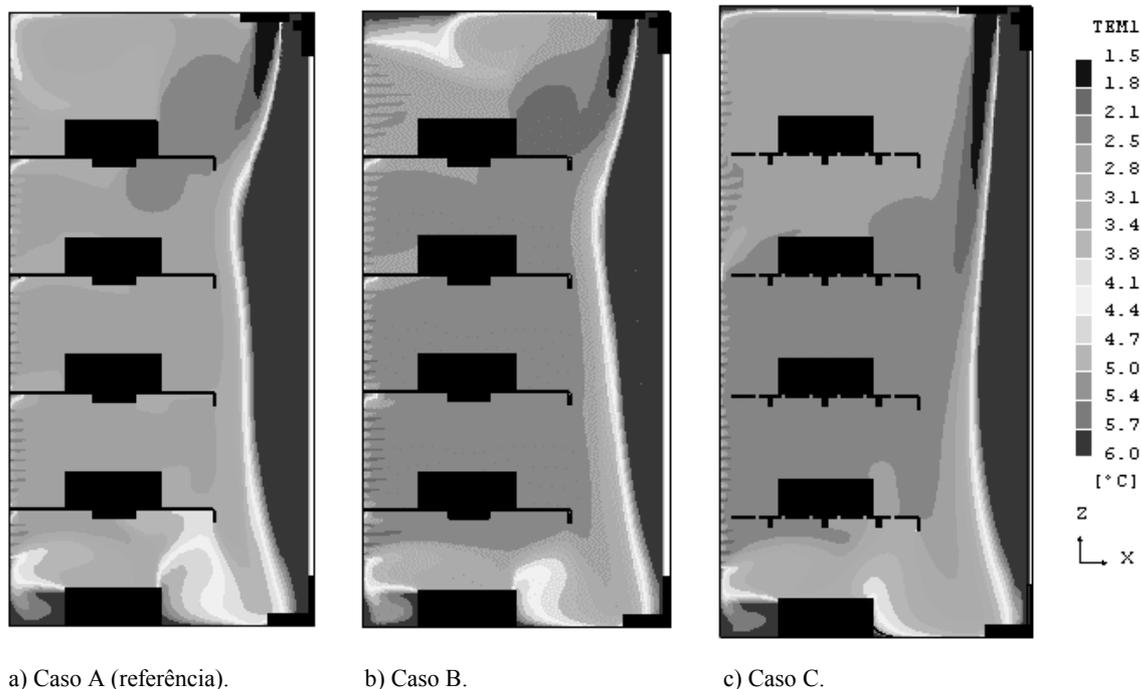


Fig. 6. Campo de temperatura previsto ($^{\circ}\text{C}$).

bloqueio da cortina de ar devido à sucessiva interação com o ar ambiente. Na zona periférica à insuflação pela parede perfurada são observadas as baixas velocidades que caracterizam o escoamento no espaço condicionado. Com as modificações implementadas nos *Casos B e C*, há um aumento substancial da circulação de ar refrigerado e uma redução da temperatura entre prateleiras. Assim, observa-se progressivamente nos casos de teste, uma maior conformidade do escoamento em todo o espaço refrigerado.

Na Fig. 6 são apresentadas as previsões do campo de temperatura no interior do equipamento para as três configurações estudadas. Em todos os casos pode visualizar-se o efeito da cortina de ar como “barreira” à entrada de ar ambiente para o interior do equipamento. Do mesmo modo, pode observar-se a interação do ar refrigerado introduzido pela grelha de insuflação com o ar ambiente e a posterior saída da mistura pela zona inferior da abertura ao ar ambiente. É perceptível o escoamento do ar refrigerado insuflado pela grelha de insuflação, bem como a sua entrada através da parede perfurada. Pode ainda observar-se uma zona crítica na parte inferior de exposição do equipamento, onde a temperatura prevista encontra-se no limite superior da temperatura de conservação destes géneros alimentares. Esta previsão é também função das temperaturas superficiais impostas para as paredes interiores do equipamento.

No *Caso B*, o campo de temperatura previsto é muito mais uniforme, correspondendo o desvio médio de temperatura a uma redução de aproximadamente $0,7^{\circ}\text{C}$. É também previsível que com a redução da velocidade de insuflação, haja uma ligeira subida da temperatura na zona da prateleira superior do equipamento e uma redução de recirculação de ar que aí estava localizada. Com as modificações adicionais efectuadas no *Caso C*, embora não haja uma uniformização muito acentuada do campo de temperaturas, prevê-se uma redução em termos globais de cerca de $0,8^{\circ}\text{C}$ relativamente à configuração de referência – *Caso A*. A melhoria do desempenho térmico do equipamento (*Casos B e C*) é também comprovada pela maior eficácia da cortina de ar. Com efeito, através do balanço dos caudais mássicos associados às previsões numéricas na superfície livre do expositor (abertura ao ar ambiente), verifica-se uma redução da infiltração de ar quente ambiente. Relativamente à configuração inicial (*Caso A*), esta redução é de 19,7 % no *Caso B* e de 28,8 % no *Caso C*.

Em síntese, as previsões numéricas permitem concluir que as modificações propostas ao equipamento original (*Casos B e C*), asseguram, em termos globais, uma maior uniformização do campo de

temperatura e a redução da sua temperatura média. No entanto, os resultados obtidos evidenciam também a forte necessidade do prosseguimento do estudo. Com efeito, é ainda notória a relevante perda de ar refrigerado para o ambiente na zona periférica à grelha de retorno e que será objecto de análise em próximos estudos.

5. CONCLUSÃO

Foi apresentado um estudo numérico do desempenho térmico de expositores refrigerados verticais abertos. O código de CFD – Phoenics foi usado para simular e visualizar o escoamento e a transferência de calor no espaço refrigerado. Para ilustrar a sua aplicabilidade prática, o código foi utilizado na modelação de um equipamento convencional, sendo testadas configurações alternativas correspondentes a um estudo preliminar de optimização. Através da comparação de resultados numéricos e experimentais para a temperatura, pode concluir-se que o modelo de simulação permite prever, com precisão adequada, o desempenho térmico destes equipamentos. Desta forma, é possível constatar que a simulação computacional das condições de frio em expositores frigoríficos constitui uma solução eficiente e económica para o estudo de problemas neste domínio da engenharia, permitindo o desenvolvimento consistente dos equipamentos com base em estudos paramétricos detalhados.

REFERÊNCIAS

- [1] P. D. Gaspar, A. B. Miranda, R. A. Pitarma, “Equipamentos Expositores Refrigerados: Perspectiva Comercial e Energética”, *I Jornadas Técnicas de Primavera da EFRIARC*, Porto, Portugal (2001).
- [2] Southern California Edison, “Effects of the low emissivity shields on the performance and power use of a refrigerated display case”, Detailed report, Energy Efficiency Division, Refrigeration Technology and Test Center, Southern California Edison, Irwindale, (1997).
- [3] L. P. C. Neto, M. C. G. Silva, “Estudo da vedação aerodinâmica de espaços climatizados – Alguns resultados”, *VI Congresso Ibero-Americano de Engenharia Mecânica*, Coimbra, Portugal (2003).
- [4] G. Cortella, M. Manzan, G. Comini, “CFD simulation of refrigerated display cabinets”, *International Journal of Refrigeration*, n.º 24, (2001).
- [5] S. C. Hu, N. W. Fan, Y.-Z. R. Hu, “Optimization of the display design using numerical models”, *PHOENICS Journal of CFD & its applications*, vol. 7, n.º 1, (1994).
- [6] H. W. Wang, A. H. Visser, “3D flow patterns in refrigerated stores”, *PHOENICS Journal of CFD & its applications*, vol. 4, n.º 2, (1991).
- [7] B. E. Launder e D. B. Spalding, “The numerical computation of turbulent flows”, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 3, (1974).
- [8] W. Rodi, *Turbulence models and their application in hydraulics – A state of the art review*, International Association for Hydraulics Research, Delft Hydraulics, The Netherlands, (1980).
- [9] S. V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Publishing Corporation, McGraw-Hill, New York, (1980).
- [10] S. V. Patankar, “A calculation procedure for two-dimensional elliptic situations”, *Numerical Heat Transfer*, vol. 4, (1981).
- [11] ASHRAE, “ASHRAE Standard 72-1998 - Method of testing open refrigerators”, ASHRAE, (1999).
- [12] P. D. Gaspar, “Estudo Numérico e Experimental do Desempenho Térmico de Equipamentos Expositores Refrigerados”, Dissertação de Mestrado, Universidade da Beira Interior, Covilhã, (2002).

NUMERICAL STUDY OF THE THERMAL PERFORMANCE OF REFRIGERATED DISPLAY CASES

Abstract – The increasing usage of refrigerated display cases in foodstuff commercial establishments unchained an appreciable growth of the energy consumption in this sector. By commercial reasons, many of

these equipments are opened to surrounding air. The reduced effectiveness of the thermal barrier produced by the aerodynamic fence of the air curtain implies high-energy costs and a reduced quality of the displayed foods preserved in cold. This work presents a numerical study of the thermal performance of a vertical refrigerated display case open to the ambient air. The Computational Fluid Dynamics (CFD) code – Phoenix is used to predict and visualize the turbulent airflow and the heat transfer in the refrigerated space. Complementary experimental studies had allowed the validation of the model computational for the tested configuration, evidencing the potentialities of the code for this type of applications. The corresponding numerical results of a preliminary optimization study are presented and analysed.