

ISOLAMENTO TÉRMICO POR CORTINA DE AR – APLICAÇÃO A INSTALAÇÕES E EQUIPAMENTOS FRIGORÍFICOS

Pedro Dinis Gaspar *, **R. A. Pitarma ****

* Universidade da Beira Interior
Departamento de Engenharia Electromecânica
Rua Fonte do Lameiro – Edifício 1 das Engenharias, 6201-001 Covilhã
Tel: (+351) 275329958/275329925
Fax: (+351) 275329972
e-mail: dinis@dem.ubi.pt

** 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

Resumo

As cortinas de ar são dispositivos frequentemente utilizados em aplicações comerciais e industriais para confinar e preservar espaços contíguos, com ambientes térmicos distintos, cujos acessos devam ser mantidos abertos por razões operacionais e/ou comerciais. Neste estudo é analisada a aplicação de cortinas de ar em equipamentos expositores frigoríficos, para aplicação no sector do comércio alimentar, sendo descritas as características da vedação aerodinâmica e os principais factores que influenciam o seu desempenho. É feita a caracterização do escoamento recirculatório desenvolvido no espaço confinado, sendo ainda avaliado o peso relativo da carga térmica imposta pela abertura ao ar ambiente face à carga térmica de arrefecimento necessária à adequada conservação em frio dos produtos alimentares. A metodologia seguida baseia-se em estudos experimentais e na simulação numérica do escoamento turbulento não-isotérmico neste tipo de equipamentos.

Os resultados obtidos mostram a satisfatória concordância entre valores numéricos e experimentais e evidenciam a forte dependência do desempenho térmico do equipamento em relação à eficácia da vedação aerodinâmica.

1. INTRODUÇÃO

Segundo a Norma AMCA Standard 220-91 [1], uma cortina de ar é definida como um jacto de ar estabelecido segundo a altura e a espessura de uma abertura, com suficiente velocidade e volume para reduzir a infiltração de ar, isto é, a transferência de calor e de massa entre um ambiente exterior e um espaço com atmosfera controlada. Destinada a confinar espaços controlados, este dispositivo deverá, simultaneamente, facilitar a passagem de pessoas e equipamentos, e inibir a passagem de insectos, pó ou detritos.

Dada a sua versatilidade, assiste-se actualmente a uma crescente utilização deste tipo de equipamentos em espaços habitacionais, comerciais e industriais como vedação térmica. Todavia, face ao número de variáveis que influenciam o desempenho dos dispositivos, torna-se imprescindível desenvolver métodos que permitam otimizar o seu desempenho térmico, assim como a sua eficiência energética.

Antes de mais, há que salientar que os tipos de cortinas de ar dependem da sua aplicação específica. Fundamentalmente podem ser do tipo não recirculadas, frequentemente utilizadas em espaços comerciais e em câmaras frigoríficas, ou então do tipo recirculadas, usualmente encontradas nos equipamentos de exposição e conservação de produtos alimentares. A investigação nesta temática iniciou-se sobre cortinas de ar do tipo não recirculadas (ver [2 - 5]), tendo sido desenvolvidos diversos estudos sobre os fenómenos de transferência de calor e de massa que aí ocorrem. À medida que a Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD) se foi tornando num método expedito de previsão, quer pelo constante desenvolvimento de modelos matemáticos e numéricos para a simulação dos mais variados fenómenos físicos, quer pela validação de diversos modelos, distintos investigadores (ver como exemplo [6 - 8]) passaram a fazer uso desta técnica metodológica para estudarem os fenómenos físicos que se desenrolam nas cortinas de ar e suas vizinhanças.

No entanto, os estudos frequentemente desenvolvidos envolviam a análise de cortinas de ar não recirculadas, com principal aplicação na vedação de zonas de acesso a espaços comerciais ou industriais climatizados e na protecção de portas de câmaras de congelação. No que concerne as cortinas de ar do tipo

recirculadas, embora os fenómenos físicos assentem nas mesmas leis, a maneira como se desenvolvem apresenta diversas particularidades que influenciam drasticamente a operação da cortina de ar. Assim, foi necessário estudar com rigor este tipo específico de dispositivo de modo a avaliar como se processam os fenómenos físicos relevantes neste caso, e também como otimizar o desempenho térmico e a eficiência energética, já que este tipo de vedação aerodinâmica é fundamentalmente instalada em equipamentos de refrigeração (ver como exemplo [9 - 12]). Mais especificamente, a aplicação de cortinas de ar que este estudo pretende abordar são os dispositivos instalados em equipamentos verticais de exposição e conservação de produtos alimentares.

Após esta abordagem superficial ao tipo de investigações realizadas sobre cortinas de ar, chega-se à conclusão que fundamentalmente foram estudadas cortinas do tipo não recirculadas e ainda que devido à enormidade de variáveis em jogo, o assunto requer pesquisa adicional de modo a ser convenientemente descrito.

A necessidade de analisar mais profundamente as cortinas de ar recirculadas surge do facto da maioria dos estabelecimentos comerciais terem instalados equipamentos expositores refrigerados abertos (murais), semelhantes à configuração exposta na Fig. 1, devido à necessidade do consumidor poder ver e manusear sem constrangimentos o produto que se predispõe a adquirir. Esta solução de refrigeração deve-se a questões de marketing e conseqüentemente reflecte-se na rentabilidade do estabelecimento. Qualquer um dos tipos de equipamento expositor pode ser classificado segundo diversas características de mercado. Entre as quais, a instalação em modo de serviço e além disso serem fechados ou abertos ao ar ambiente. Neste último caso dependem de cortinas de ar para impedir a entrada no seu interior, de ar ambiente a uma temperatura superior e com um conteúdo de humidade mais elevado, de modo a manterem a correcta temperatura dos produtos que armazenam. 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.

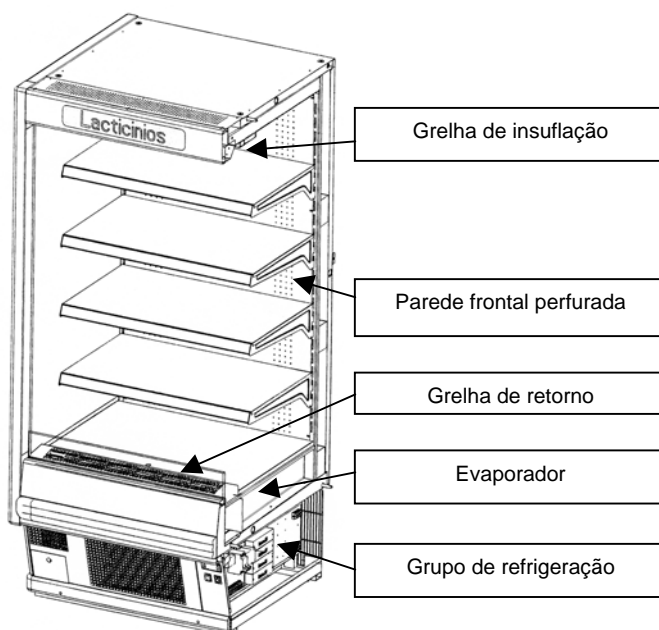


Fig. 1 – Configuração típica de um expositor refrigerado vertical aberto.
(cortesia: Jordão Cooling Systems®).

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 (cfr. Fig. 2). 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 interacção entre o ar ambiente e o ar refrigerado da cortina aumenta o fluxo de calor ao longo da cortina de ar, que por sua vez irá incrementar a carga térmica da unidade. Assim, a redução da interacção térmica da cortina de ar com o ar ambiente aumentará a quantidade de ar refrigerado que é recirculado, reduzindo a carga de arrefecimento, bem como, diminuindo a frequência dos ciclos de descongelação, permitindo, por uma vertente, a manutenção de uma temperatura mais uniforme no interior do equipamento e, por outra, a redução do consumo energético. Para maximizar a mistura na fronteira interior e minimizar na fronteira exterior, a cortina de ar deverá possuir um gradiente de temperatura ascendente e um gradiente de velocidade descendente, do interior para o exterior, tal que o escoamento a elevada velocidade e baixa temperatura assegure a mistura na fronteira interior enquanto o escoamento a baixa velocidade e temperatura ambiente na fronteira exterior minimize a mistura do ar refrigerado insuflado pela cortina com o ar ambiente do local (cfr. Fig. 3). Além disso, a eficiência das cortinas de ar é afectada pela diferença de densidade entre o ar refrigerado e o ar ambiente, assim, quanto mais reduzida for a temperatura de funcionamento e maior for a abertura vertical do expositor, maior deverá ser a espessura e a velocidade da cortina de ar.

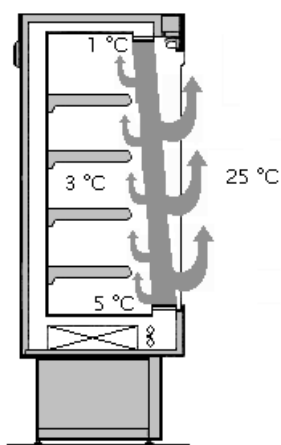


Fig. 2 – Influência da cortina de ar nas interações térmicas.

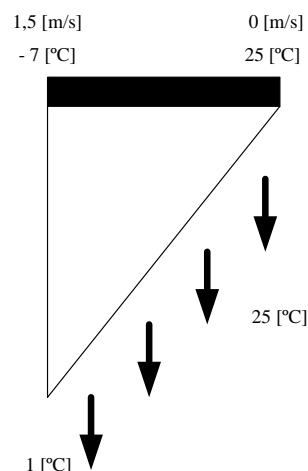


Fig. 3 – Exemplo de configuração ideal dos gradientes de temperatura e velocidade da cortina de ar.

Além dos efeitos dos gradientes de temperatura e de velocidade, o fluxo de ar que abandona a grelha de descarga deverá seguir a mesma direcção, pelo que geralmente as grelhas de descarga apresentam uma configuração de favos de abelha, cujo objectivo consiste no direccionamento do escoamento e redução da intensidade de turbulência, para atenuar os mecanismos difusivos e reduzir a mistura. A cortina de ar forma uma barreira térmica, que a baixos números de Reynolds apresenta-se com uma vedação efectiva, tanto à entrada de ar ambiente do estabelecimento comercial como à saída de ar refrigerado do interior do expositor. No entanto, as cortinas de ar não conseguem ser mantidas a baixos

números de Reynolds e o escoamento real está situado no regime de transição (ver Fig. 4). Quanto mais reduzidas forem as instabilidades do fluxo de ar da cortina, ou seja, quanto mais se reduzir o número de Reynolds de modo a tornar o escoamento completamente laminar, maior será a possibilidade de obter uma barreira de ar que reduza efectivamente a uma pequena fracção a interacção com o ar quente e húmido ambiente.

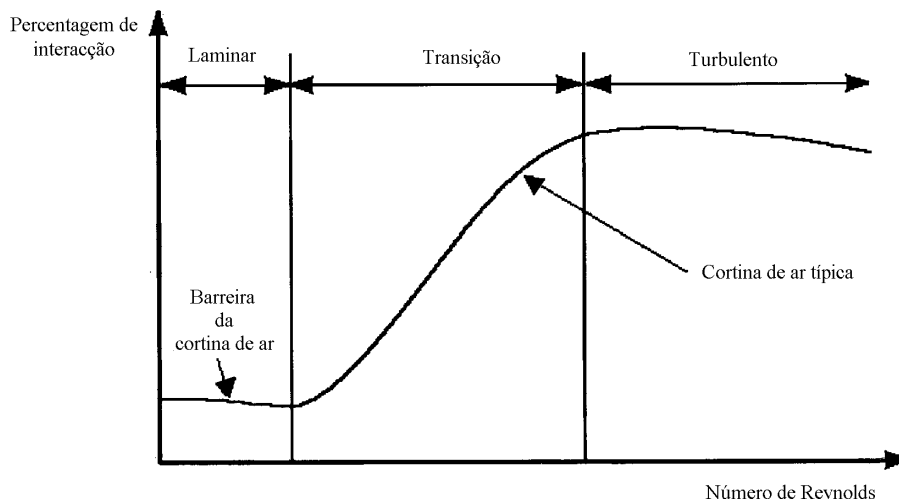


Fig. 4 – Tendência conceptual da percentagem de interacção com o N.º de Reynolds.

Geralmente, os expositores abertos possuem entre uma a três cortinas de ar dependendo da temperatura de funcionamento e da área da superfície da abertura de exposição (cfr. Fig. 5). Dependendo do modelo de expositor e do fim que lhe é destinado, podem ser utilizadas diversas cortinas de ar com gradientes de temperatura e velocidade não uniformes, cada uma com a sua temperatura e velocidade.

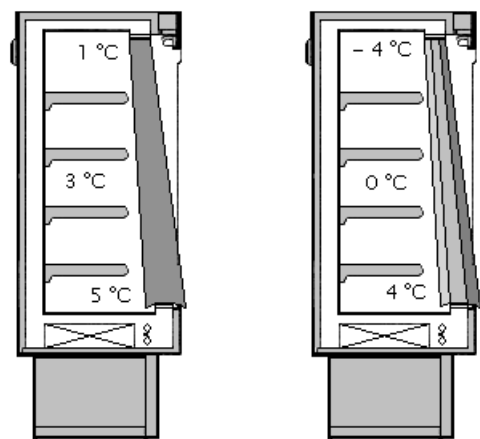


Fig. 5 – Cortinas de ar em murais com diferentes temperaturas de funcionamento.

Qualquer um destes parâmetros irá influenciar o desempenho do equipamento. Sabendo que o funcionamento dos sistemas de refrigeração corresponde aproximadamente a metade da electricidade consumida num estabelecimento comercial, sendo a maior fatia correspondente aos diversos tipos de balcões frigoríficos abertos, torna-se fundamental para o sector desenvolver estratégias de racionalização de energia que passem também pela optimização do desempenho da cortina de ar.

3. CARGA DE ARREFECIMENTO

Os sistemas de refrigeração instalados em equipamentos expositores controlam a temperatura de armazenamento dos produtos, removendo todas as componentes dos ganhos de calor. A transmissão de calor num equipamento expositor refrigerado envolve interações entre o produto e o ambiente interno do expositor, bem como com o ambiente das zonas circundantes. As componentes de calor do ambiente circunvizinho incluem a condução, convecção e radiação. O produto troca calor com o ambiente dentro do equipamento expositor refrigerado por convecção e radiação, sendo tipicamente a convecção o modo principal de transmissão de calor que arrefece o produto. As cargas de condução, radiação e convecção (infiltração de ar ambiente), bem como as trocas de calor entre o produto e os elementos superficiais interiores do balcão dependem das temperaturas do ar ambiente e do ar no interior do balcão. A carga refrigerante de um balcão expositor refrigerado, tipicamente possui as seguintes componentes sensíveis e latentes: carga térmica por transmissão através das paredes (componente convectiva, condutiva e radiativa); carga térmica por infiltração de ar; carga térmica por radiação; carga térmica interna (devido à iluminação, sistema de ventilação e outras...); carga térmica dos produtos alimentares (devido à respiração dos produtos e à temperatura de armazenamento) e carga térmica do equipamento (grupo de refrigeração, mecanismo de descongelação, sistema de anti-embaciamento e outros...)

Para expositores refrigerados destinado à conservação a temperatura positiva (3 °C – 6 °C) usados para comercializar lacticínios, frutas e legumes, talho e charcutaria e peixaria, as componentes principais da carga refrigerante são representadas pela infiltração de ar ambiente, radiação e condução, tendo a iluminação e os motores da ventilação um peso considerável na carga térmica final.

A Fig. 6 descreve a contribuição comparativa das cargas para um expositor vertical aberto com 2.4 [m], destinado à exposição em frio de carne segundo um teste efectuado por Faramarzi [13], testado às condições ambiente de temperatura de bolbo seco (DB) de 24 [°C] e 55% de humidade relativa (RH). Os testes de laboratório mostram que a infiltração constitui a maior componente de carga refrigerante de um equipamento expositor refrigerado vertical aberto. A radiação e as cargas internas são as próximas componentes em peso relativo.

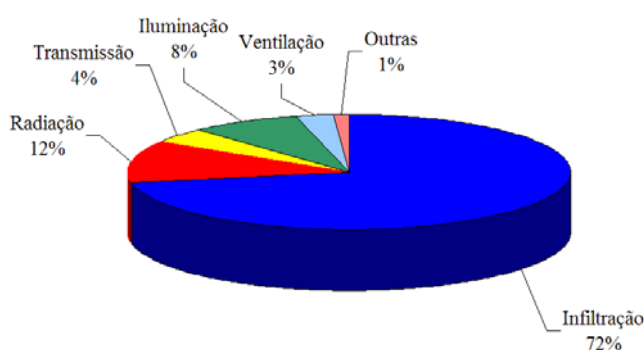


Fig. 6 – Peso relativo das componentes individuais da carga refrigerante.

A carga térmica por infiltração corresponde aos ganhos de calor associados à entrada de ar ambiente, pela cortina de ar no espaço refrigerado do expositor. Assim, verifica-se que a cortina de ar é sem dúvida o mecanismo que de algum modo reduz esta componente da carga refrigerante, tendo em conta que o seu desempenho e a quantidade de calor transferido dependem de vários factores, entre outros, podem ser citados aqueles que se julga possuírem importância redobrada:

- *Perfil e magnitude da velocidade da cortina de ar;*
- *Perfil e magnitude da temperatura da cortina de ar;*
- *Características dimensionais (largura e espessura) da cortina de ar;*
- *Temperaturas e humidades no interior do equipamento expositor refrigerado e do ambiente do compartimento onde está inserido;*
- *Efeitos de perturbação da cortina de ar (movimentação no interior do compartimento, velocidade do ar ambiente, diferenças de pressão,...);*
- *Efeitos de turbulência e viscosidade turbulenta na região inicial do jacto.*

Esta carga térmica tem as componentes sensível e latente. A componente sensível retrata a parcela do calor associado ao aumento de temperatura do equipamento expositor refrigerado. A componente latente é imputada ao conteúdo de humidade do ar ambiente que atravessa a cortina de ar. À medida que o ar passa pelo evaporador, perde o seu calor, sensível e latente.

Determinar a carga de infiltração é o aspecto mais desafiador da análise da carga refrigerante de um equipamento expositor refrigerado. A falta de conhecimento do desempenho térmico das cortinas de ar contribui significativamente para este desafio, principalmente, pela ausência de um método robusto e simplificado para determinar a quantidade de ar que entra no balcão.

Actualmente, um pouco em função do objectivo final dos expositores refrigerados, que reside na exposição e venda de produtos alimentares, os aspectos estéticos e de design são de extrema importância, em detrimento dos aspectos construtivos, geométricos e de materiais capazes de reduzir a carga de arrefecimento o que dificulta a real aplicação dos estudos realizados até ao momento.

4. CASO DE ESTUDO

Gaspar [14] desenvolveu um estudo cujo objectivo consistiu na simulação numérica dos fenómenos de transmissão de calor e massa em equipamentos expositores verticais abertos. Este estudo foi complementado com a realização de ensaios experimentais (termometria por termopares, anemometria de fio quente a temperatura constante, gases traçadores, termografia por infravermelhos e visualização do escoamento por injeção de fumo) para uma análise qualitativa dos parâmetros relevantes. Os ensaios experimentais foram realizados num equipamento facultado por um dos fabricantes nacionais: *JORDÃO Cooling Systems*[®] que acedeu a colaborar neste estudo. O equipamento estudado foi um expositor refrigerado vertical aberto, que na versão de laticínios, tem uma temperatura de funcionamento de 3 a 6 [°C]. A representação física e matemática dos fenómenos físicos que envolvem o escoamento de fluidos com transmissão de calor é expressa por um conjunto de equações diferenciais exprimindo a conservação de massa, de quantidade de movimento e de energia. Assumiu-se o escoamento bidimensional, turbulento, não isotérmico e o processo de transmissão de calor em regime estacionário, considerando-se o fluido como um gás ideal, incompressível mas dilatável. O modelo de turbulência utilizado foi o k-ε standard (Launder e Spalding [15]). O modelo numérico é suportado pelo código Phoenix, resolvendo as equações diferenciais discretizadas segundo um esquema de diferenciação híbrido, através do método das diferenças finitas – formulação de volumes de controlo (Patankar [16]). O sistema de equações algébricas de diferenças finitas é resolvido através do algoritmo SIMPLEST (cfr. [17]), segundo um processo numérico iterativo para a malha ortogonal deslocada não uniforme, com 50x240 volumes de controlo, do domínio computacional, após ter sido analisada a influência do refinamento da malha computacional na precisão das

previsões numéricas.

As simulações numéricas efectuadas têm por objectivo avaliar a distribuição do campo de velocidades e de temperaturas no interior do equipamento, de modo a identificar eventuais deficiências dos equipamentos. 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 considerada (1,5 [°C] → 25 [°C]), pode-se atribuir uma eficácia considerável ao modelo computacional desenvolvido. Após a validação do modelo numérico, foram considerados dois novos casos de estudo (Caso B e Caso C) para além da configuração original (Caso A), para o eventual aperfeiçoamento do desempenho térmico do equipamento. O Caso B corresponde ao aumento do diâmetro dos orifícios perfurados na parede frontal interior, isto é, ao aumento do caudal mássico de ar refrigerado introduzido por estes elementos no espaço condicionado e à redução do caudal mássico introduzido pela grelha de insuflação que forma a cortina de ar. O Caso C consiste na mesma configuração do Caso B, mas com modificações na geometria das prateleiras.

As previsões expostas na Fig. 7 indicam que na zona periférica da grelha de insuflação, para os três casos estudados, dá-se 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.

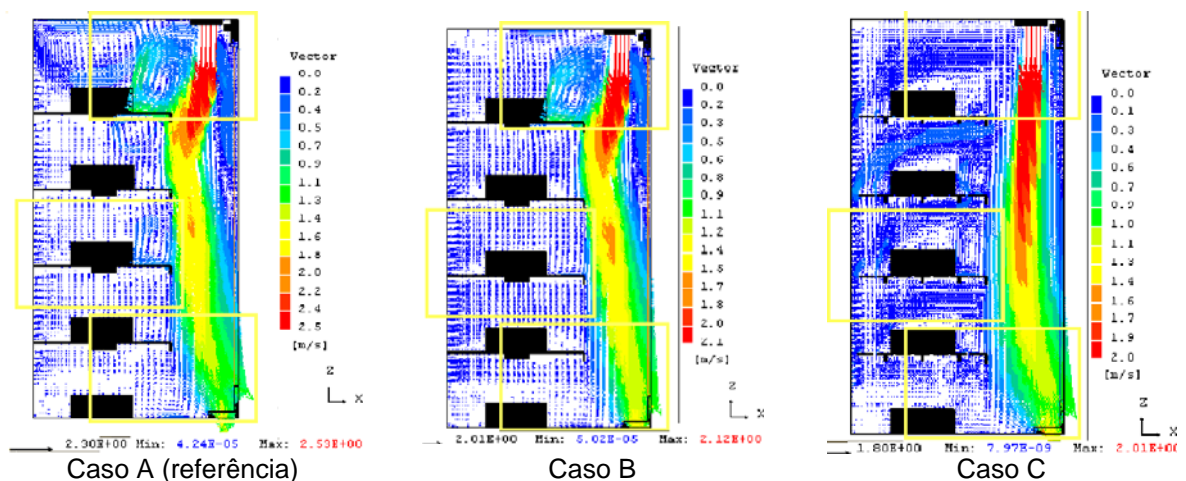


Fig. 7 – Campo de velocidades [m/s] : Domínio Computacional.

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 bloqueio da cortina de ar devido à sucessiva interacção 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. 8 são apresentadas as previsões do campo de temperatura no interior do equipamento para as três configurações estudadas.

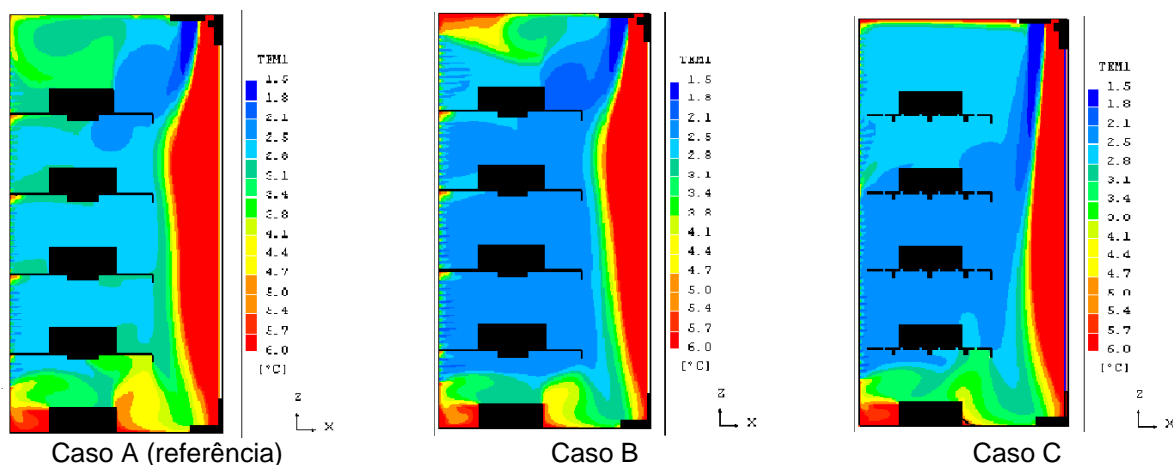


Fig. 8 – Campo de temperaturas [°C] : Escala de visualização do contorno interior de temperatura.

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 interacção 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.

No Caso B, o campo de temperaturas previsto é muito mais uniforme, correspondendo o desvio médio de temperatura a uma redução de aproximadamente 0,7 °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 °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, respectivamente.

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 temperaturas 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. CONCLUSÕES

Foram apresentadas as características fundamentais dos dispositivos de cortina de ar e sua aplicação em equipamentos de refrigeração. Analisaram-se as componentes da carga de refrigeração, tendo-se identificado que a componente de infiltração de ar pela abertura que separa o espaço exterior do espaço com atmosfera controlada é aquela que possui um peso relativo superior, o que corrobora a necessidade de investigar e otimizar o desempenho, tanto térmico como energético dos dispositivos de cortina de ar. Assim, foi apresentado um estudo numérico do desempenho térmico de expositores refrigerados verticais abertos que fazem uso deste dispositivo. 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.

6. REFERÊNCIAS

- [1] AMCA, "AMCA Standard 220-91 - Test methods for air curtain units", AMCA(AMCA Standard 220-91), 1991.
- [2] Hayes, F.C., Stoecker, W.F., "Design data for air curtains", ASHRAE Trans., 75(2), 1969.
- [3] Guyonnaud, L., Sollicec, C., "Mass transfer analysis of an air curtain system", Advances in Fluid Mechanics, vol. 21, 1998.
- [5] Neto, L.P.C., Silva, M.C.G., "Influence of the jet initial inclination angle on the performance of an air curtain device", 7th International Conference on Energy-Efficient Healthy Buildings (Healthy Buildings 2003), Singapore, 2003.
- [7] Howell, R.H., Shibata, M., "Optimum heat transfer through turbulent recirculated plane air curtains" ASHRAE Transactions, vol. 86, part 1, 1980.
- [8] Bhattacharjee, P., Loth, E., "Simulations of laminar and transitional cold wall jets", International Journal of Heat and Fluid Flow, vol. 25, issue 1, February, 2004.
- [9] Ge, Y.T., Tassou, S.A., "Simulation of the performance of single jet air curtains for vertical refrigerated display cabinets", Applied Thermal Engineering, vol. 21, issue 2, January, 2001.
- [10] Axell, M., Per Fahlén, "Design criteria for energy efficient vertical air curtains in display cabinets", 21st IIR International Congress of Refrigeration, Washington DC, August, 2003.
- [11] Wu, Y., Xie, G., Chen, Z., Niu, L., Sun, D., "An investigation on flowing patterns of the airflow and its characteristics of heat and mass transfer in an island open display cabinet with goods", Applied Thermal Engineering, vol. 24, issue 13, September, 2004.
- [12] Cui, J., Wang, S., "Application of CFD in evaluation and energy-efficient design of air curtains for horizontal refrigerated display cases", International Journal of Thermal Science", vol. 43, issue 10, October, 2004.
- [13] Faramarzi, R., "Efficient display case refrigeration", ASHRAE Journal, vol. 41, n.º 11, November 1999.
- [14] Gaspar, P.D., "Estudo numérico e experimental do desempenho térmico de equipamentos expositores refrigerados", Dissertação de Mestrado, Universidade da Beira Interior, Covilhã, Julho 2002.
- [15] Launder, B.E., Spalding, D.B., "The numerical computation of turbulent flows", Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, vol. 3, 1974.
- [16] Patankar, S.V., "Numerical heat transfer and fluid flow", Hemisphere Publishing Corporation, McGraw-Hill, New York, 1980.
- [17] Patankar, S.V., "A calculation procedure for two-dimensional elliptic situations", Numerical Heat Transfer, vol. 4, 1981.