

Estudo Experimental do Impacto da Variação das Condições do Ar Ambiente no Desempenho Global de Expositores Refrigerados Abertos

Pedro Dinis Gaspar*, L.C. Carrilho Gonçalves* e R.A. Pitarma**

* Departamento de Engenharia Electromecânica

Universidade da Beira Interior

Rua Fonte do Lameiro – Edifício 1 das Engenharias, 6201-001 Covilhã

Telf: +351 275 329 925; fax: +351 275 329 972; e-mail: dinis@ubi.pt, carrilho@ubi.pt

** Departamento de Engenharia Mecânica

Escola Superior de Tecnologia e Gestão - Instituto Politécnico da Guarda

Avenida Dr. Francisco Sá Carneiro, n.º 50, 6300-559 Guarda

Telf: +351 271 220 100; e-mail: rpitarma@ipg.pt

Resumo — Neste artigo são apresentados os resultados de diversos ensaios experimentais realizados num equipamento de refrigeração vertical, aberto ao ar ambiente, segundo a Norma EN 441, com o objectivo de analisar a impacto das variações das condições do ar ambiente no seu desempenho global. Com base nos resultados experimentais, foram determinadas as cargas térmicas totais sensível e latente, mostrando-se a grande dependência dos processos de interacção térmica e mássica nos equipamentos refrigerados abertos, influenciando o seu consumo energético e a segurança alimentar dos produtos que conservam.

1. Introdução

A importância do sector da refrigeração comercial tem vindo a acentuar-se pela necessidade crescente de produtos alimentares frescos nas áreas urbanas, pela melhor regulamentação do sector e pelas exigências dos consumidores relativamente à qualidade dos produtos. Conforme [1], a evolução dos investimentos e custos associados à refrigeração, nas últimas décadas, indica um aumento do valor dos produtos alimentares refrigerados e consequentemente do investimento anual em equipamentos que mantenham estes produtos em perfeitas condições de consumo. O investimento efectuado em equipamentos de refrigeração comercial, não deve ser separado do seu inerente consumo energético. Segundo [2], o consumo energético de estabelecimentos comerciais de venda de produtos deve-se em grande parte aos expositores refrigerados abertos ao ar ambiente, indicando [3] que a este tipo de equipamentos é atribuído cerca de 50% do consumo de energia eléctrica. Segundo [4] estima-se que a procura mundial de equipamentos de refrigeração comercial aumente 4,8 % anualmente, sendo o mercado de vendas liderado pelos expositores de refrigeração e de congelação fechados ao ar ambiente e as câmaras de refrigeração e de congelação, seguidos dos expositores

abertos ao ar ambiente. A análise conjunta destes dados permite verificar que grande parte do consumo energético no sector da refrigeração comercial é imputada aos equipamentos expositores refrigerados abertos ao ar ambiente. Estes equipamentos de refrigeração têm um potencial de vendas superior, determinado pela concorrência do mercado e pelas exigências das empresas relacionadas com os serviços de alimentação. Este desempenho comercial é conseguido através da inexistência de uma barreira física entre o produto conservado em frio e o consumidor, de modo que este possa ver e manusear sem constrangimentos o produto que pretende adquirir. Porém, esta facilidade determina que a carga térmica mais significativa seja devida à infiltração do ar ambiente através da cortina de ar. A eficácia desta barreira aerotermodinâmica é muito dependente das condições do ar ambiente, isto é, da sua temperatura (T_{amb}), humidade relativa (ϕ_{amb}) e velocidade - módulo (v_{amb}) e direcção (θ_{amb}). A interacção térmica está associada à variação destas grandezas, cujo impacto no desempenho global dos equipamentos é significativo e diferenciado. Se a esta dependência forem associados os efeitos negativos das alterações climáticas que segundo [5] se caracterizam por um aumento da temperatura média e uma redução da precipitação, com uma estação chuvosa mais curta, mas mais intensa, torna-se indispensável avaliar a influência das condições do ar ambiente no funcionamento dos equipamentos, assim como promover o desenvolvimento de metodologias que promovam a redução do consumo energético e a melhoria do desempenho térmico, e deste modo determinar maior segurança alimentar. Este trabalho de natureza experimental pretende contribuir na prossecução deste objectivo, sendo investigada a influência das condições do ar ambiente no desempenho global de equipamentos expositores verticais abertos ao ar ambiente.

2. Estudo Experimental

Com base nas investigações desenvolvidas por [6-8], este estudo tem por objectivo estender a amplitude das análises efectuadas. O desenvolvimento e execução do trabalho experimental foram realizados com a colaboração de um fabricante nacional deste tipo de equipamentos (*JORDÃO Cooling Systems*®), pelo que todos os ensaios experimentais foram realizados num equipamento real de teste, no departamento de I&D desta empresa. O estudo experimental foi conduzido de acordo com a Norma EN 441 [9] para equipamentos refrigerados abertos para a classe de produtos M1 (produtos de charcutaria com temperatura de conservação, $T_{\text{cons}} \in [-1 \ 5] \text{ } ^\circ\text{C}$). Os ensaios experimentais foram efectuados numa câmara de simulação climática ARALAB - FITOCLIMA 650000 EDTU utilizando um sistema de aquisição de dados INTAB - PC-Logger 3100, ao qual foram ligadas as seguintes pontas de prova: 9 termopares tipo K para medição da temperatura do ar; 5 termopares de contacto tipo K; 4 higrómetros; 2 anemómetros de fio quente; 2 sondas de pressão e uma pinça amperimétrica. O PC-Logger 3100 foi utilizado em conjunto com o *software* EasyView 5, para uma visualização gráfica da evolução das grandezas físicas medidas e para análise e tratamento de dados.

Os ensaios experimentais efectuados corresponderam às diferentes condições climáticas indicadas na Norma EN 441. Foram também considerados ensaios em condições do ar ambiente adicionais, face às indicações prestadas pelo fabricante. Estes ensaios surgiram da necessidade de avaliar a influência das condições do ar ambiente no desempenho dos equipamentos decorrente da experiência de instalação dos equipamentos por parte do fabricante nestes ambientes. Os diversos ensaios experimentais, efectuados durante períodos de 12 horas, encontram-se definidos na Tabela I.

TABELA I

DESCRIÇÃO DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS - CONDIÇÕES DO AR AMBIENTE

Ensaio N.º	Classe (EN 441)	T_{amb} [°C]	ϕ_{amb} [%]	v_{amb} [m/s]	θ_{amb} [°]
1	1	16	80	0,2	0°
2		20	60	0,2	0°
3		21	45	0,2	0°
4	2	22	65	0,2	0°
5		25	35	0,2	0°
6	3	25	60	0,2	0°
7		25	60	0,2	90°
8		25	60	0,2	45°
9		25	60	0,4	0°

A Norma EN 441 indica que durante o procedimento experimental, o escoamento do ar ambiente deverá ser paralelo ($\theta_{\text{amb}} = 0^\circ$) ao plano da abertura frontal do equipamento ao exterior com $v_{\text{amb}} = 0,2 \text{ m/s}$. Com o objectivo de avaliar a influência da direcção e do módulo da velocidade do ar ambiente no desempenho global do equipamento, assim como na cortina de ar, foram realizados os ensaios n.º 7 (EE7) e n.º 8 (EE8) correspondentes às T_{amb} , ϕ_{amb} e v_{amb} indicadas pela classe climática n.º 3, mas com orientação do escoamento do ar

ambiente respectivamente perpendicular ($\theta_{\text{amb}} = 90^\circ$) e oblíqua ($\theta_{\text{amb}} = 45^\circ$) ao plano da abertura ao exterior.

As pontas de prova legendadas na Tabela II foram distribuídas no interior do equipamento conforme Fig. 1.a).

TABELA II
LEGENDA E DESCRIÇÃO DAS PONTAS DE PROVA

Sonda	Grandeza	Tipo	Ref.	Localização
1	Temperatura	Termopar K	T_{cons}	Zona de conservação
2	Temperatura	Termopar K	T_{insuf}	Grelha de insuflação
3	Temperatura	Termopar K	T_{asp}	Grelha de aspiração
4	Temperatura	Termopar K (sup.)	T_{prod}	Interior dos produtos
5	Temperatura	Termopar K	$T_{\text{evap_out}}$	Saída do ar no evaporador
6	Temperatura	Termopar K (sup.)	$T_{\text{evap_in}}$	Entrada do evaporador
7	Velocidade	Anemómetro	v_{insuf}	Grelha de insuflação
8	Velocidade	Anemómetro	v_{asp}	Grelha de aspiração
9	Humidade relativa	Higrómetro	ϕ_{cons}	Zona de conservação
10	Humidade relativa	Higrómetro	ϕ_{insuf}	Grelha de insuflação
11	Humidade relativa	Higrómetro	ϕ_{asp}	Grelha de aspiração
12	Corrente	Pinça Amp.	I	Alimentação

Durante os ensaios experimentais foram efectuadas medições segundo procedimento manual nas localizações das pontas de prova indicadas na Fig. 1.b): Sonda n.º 13 - medições da temperatura e velocidade do ar junto ao grupo de refrigeração (T_{grupo} e v_{grupo}), assim como à saída pelos orifícios da superfície frontal perfurada (T_{orific} e v_{orific}), sendo utilizado um termo-anemómetro de fio quente, referência AM 4003. Sonda n.º 14 - nesta última localização, foi determinada a perda de pressão por meio de um micro-manómetro Air Instruments Resources, referência MP3KDS. Sonda n.º 15 - A temperatura das várias superfícies interiores do equipamento foi obtida com um termómetro digital FLUKE 51, com termopar tipo K. Foram efectuadas diversas séries de ensaios de modo a reduzir a incerteza dos resultados tendo sido calculado o valor médio das grandezas físicas em função da repetibilidade dos valores das medições.

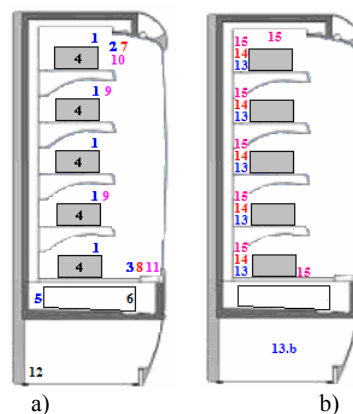


Fig. 1. Localização das pontas prova.

Verificada a inexistência de efeitos de extremidade assinaláveis nas grandezas objecto, foram realizados os distintos ensaios experimentais em função das condições do ar ambiente para o plano médio do comprimento do equipamento. Na Fig. 2 é apresentada a disposição do equipamento no interior da câmara climática, assim como a distribuição das pontas de prova no espaço de exposição e conservação dos produtos.

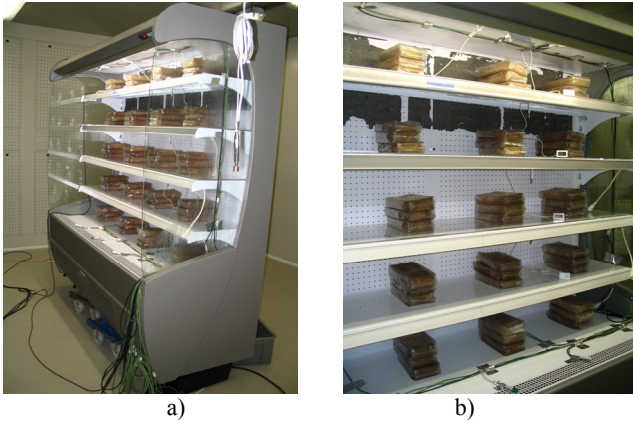


Fig. 2. Disposição genérica das pontas de prova.

2. Carga de Arrefecimento

A análise da influência das condições do ar ambiente no desempenho global dos expositores refrigerados abertos requer o cálculo das diversas componentes da carga de arrefecimento, tendo por base os valores das medições experimentais segundo as metodologias apresentadas na secção precedente.

Segundo [3], um equipamento deste tipo é sujeito às seguintes componentes sensíveis e latentes da carga térmica: (1) por infiltração de ar; (2) por transmissão de calor (condução e convecção); (3) por radiação térmica; (4) cargas internas devido à iluminação e ao sistema de ventilação; (5) respiração e armazenamento de produtos; (6) devido aos mecanismos de descongelamento e de anti-embaciamento. Apenas as cargas térmicas (1) a (3) são directamente influenciadas pela variação das condições do ar ambiente. A série de equações simplificadas que se apresenta é usada para o cálculo destas componentes da carga térmica total.

A. Carga térmica por transmissão de calor

A carga térmica por transmissão de calor define a componente sensível dos ganhos de calor que se referem à condução de calor através dos materiais da estrutura do equipamento. A diferença de temperaturas entre o ar da vizinhança e o ar na zona de conservação e exposição de produtos alimentares é a força motriz para esta transferência de calor. Para o cálculo é necessário determinar o coeficiente global de transferência de calor, U (Eq. 1), determinado pela associação em série das resistências térmicas dos diversos elementos que constituem as paredes do equipamento, considerando os coeficientes de convecção interno e externo do filme de ar adjacente e o regime em que este se encontra; e pelas

condutibilidades térmicas dos diversos materiais das paredes do equipamento.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{amb}} + \frac{L_{PVC}}{k_{PVC}} + \frac{2 \cdot L_{inox304}}{k_{inox304}} + \frac{L_{PU}}{k_{PU}} + \frac{1}{h_{cons}}} \quad (1)$$

Com base nas correlações para convecção livre em escoamentos externos utilizadas em [10], e descritas em [11-14], obteve-se o coeficiente convectivo médio para a zona de conservação e exposição dos produtos alimentares, $h_{cons} = 3 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, sendo este considerado constante para a gama de temperaturas e humidades do ar consideradas. Nestas mesmas referências obteve-se a condutividade térmica dos materiais que constituem as paredes: PVC ($k_{PVC} = 0,145 \text{ W/m K}$), aço inox ($k_{inox} = 16,2 \text{ W/m K}$) e poliuretano injectado ($k_{PU} = 0,022 \text{ W/m K}$). O coeficiente convectivo para o exterior do equipamento, h_{amb} , foi calculado conforme [15] através da Eq. 2:

$$h_{amb} = 1 + 40,64 v_{amb} \quad [\text{W/m}^2 \text{ K}] \quad (2)$$

A carga térmica relativa à superfície considerada pode ser quantificada com base na Eq 3.

$$Q_{trans} = U A (T_{amb} - T_{cons}) \quad (3)$$

Segundo [15], a componente latente desta carga térmica pode ser desprezada, pois corresponde ao ganho de calor por transferência da humidade do ar através das paredes.

B. Carga térmica por infiltração

A carga térmica por infiltração constitui os ganhos de calor associados à entrada de ar ambiente, encontrando-se associada ao desempenho da cortina de ar, que depende de: (1) perfis de T_{insuf} e de v_{insuf} ; (2) características geométricas; (3) gradientes de temperatura e de humidade do ar entre os ambientes; (4) perturbações externas (passagem de consumidores em frente dos equipamentos, diferenças de pressão, etc.); e (5) efeitos de turbulência (provocados pela localização de grelhas do sistema de condicionamento de ar, etc.). A transferência de calor por infiltração de ar ambiente através da cortina de ar foi calculada com base na correlação apresentada por [16] obtida a partir de um modelo de cortina de ar através do método de diferenças finitas com verificação experimental (Eq 4).

$$Q_{inf} = \left[-0,108 h_{amb}^2 + 303,180 h_{amb} - 0,781 T_{mod}^2 + \dots 216,309 T_{mod} - 0,448 h_{amb} T_{mod} + \dots 509,975 \left(\dot{m}_{insuf} / H^{0,252} \right) \right] \quad (4)$$

C. Carga térmica por radiação

O ganho de calor do equipamento expositor refrigerado por radiação é função das temperaturas, emissividades e áreas das superfícies, do equipamento e da envolvente. Trata-se de uma componente complexa de quantificar, já que envolve a consideração de muitas variáveis e acarreta um exaustivo processo de cálculo conforme indicado por [17].

Assim, foi considerado o cálculo da carga térmica por radiação entre superfícies 3D determinando os factores de forma, F_{ij} . Assim, conforme indicado na Fig. 3, o sistema é modelado como uma cavidade paralelepipedica constituída por um conjunto de superfícies opacas, difusas e cinzentas ($S1$ a $S6$), em que uma destas representa um plano imaginário na abertura do equipamento ao exterior ($S6$), que recebe toda a radiação que deixa as superfícies exteriores adjacentes, S_{ext} , e por sua vez, troca radiação com as superfícies interiores do equipamento.

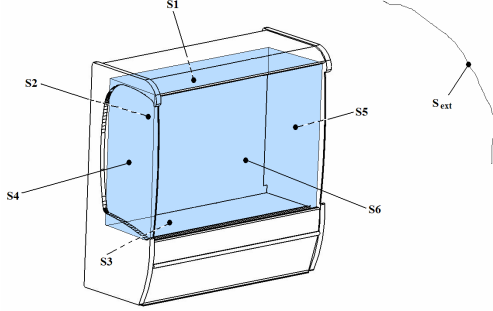


Fig. 3. Superfícies da cavidade paralelepipedica para o cálculo da transferência de calor por radiação.

O balanço radiativo para o nó de radiosidade, J_i , associado a cada uma das superfícies é dado pela Eq. 5 que traduz a relação entre a taxa de radiação transferida para uma das superfícies e a taxa de radiação transferida por esta superfície para todas as outras, por ela vista geometricamente [17].

$$\frac{E_{bi} - J_i}{(1 - \varepsilon_i) \varepsilon_i A_i} = \sum_{j=1}^N \frac{J_i - J_j}{(A_i F_{ij})^{-1}} \quad (5)$$

Em que E_{bi} corresponde à emitância de corpo negro, ε_i à emissividade da superfície e A_i à sua área. Desenvolvendo este balanço para cada uma das superfícies é obtido um sistema de equações algébricas, tendo em consideração que a Superfície 6 ($S6$) não possui uma “resistência radiativa de superfície” por corresponder a um plano imaginário. As temperaturas de cada uma das superfícies, obtidas no decorrer dos ensaios experimentais, foram impostas para o cálculo das radiosidades. Os factores de forma entre as superfícies foram calculados através das formulações de cálculo para geometrias 3D apresentadas por [11] enquanto as emissividades das superfícies se obtiveram em [17].

A irradiação, G_i , de cada uma das superfícies é avaliada a partir das radiosidades de todas as superfícies da cavidade. A taxa total que a radiação atinge uma determinada superfície a partir de todas as outras é dada pela Eq. 6.

$$A_i G_i = \sum_{j=1}^N F_{ji} A_j J_j \quad (6)$$

A Eq. 7 representa a taxa líquida de troca de radiação que abandona a superfície.

$$Q_i = A_i (J_i - G_i) \quad (7)$$

No presente estudo, interessa determinar a taxa de calor radiativa que atravessa o plano imaginário ($S6$) para o interior do equipamento, Q_{S6} .

D. Carga térmica total

A carga térmica total é dada pela soma das contribuições das diversas cargas térmicas individuais citadas anteriormente. Todavia, pode ser determinada de um modo mais simplificado conforme exposto por [18]:

$$Q_T = (\rho v A)_{insuf} (h_{asp} - h_{insuf}) \quad (8)$$

Em que a componente latente é dada por:

$$Q_{T_lat} = (\rho v A)_{insuf} h_{fg} (\omega_{asp} - \omega_{insuf}) \quad (9)$$

E a componente sensível virá:

$$Q_{T_sen} = (\rho v A)_{insuf} C_{p,m} (T_{asp} - T_{insuf}) \quad (10)$$

3. Discussão dos Resultados

Na Tabela III são apresentados os valores médios das grandezas em estudo para os distintos ensaios. Foi considerada a média dos valores, pois embora os resultados se mantivessem estáveis, foram obtidos em regime transitório de funcionamento do equipamento. Dos valores da T_{cons} e ϕ_{cons} (sonda n.º 1 e n.º 9) e T_{prod} (sonda n.º 4), foi novamente determinada a média de modo a obter valores globais para o espaço de exposição e conservação.

TABELA III
RESULTADOS EXPERIMENTAIS (VALORES MÉDIOS)

S.	ref	Ensaio								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	T_{cons} [°C]	1,8	2,3	3,5	5,3	5,9	3,9	5,9	7,4	12,2
2	T_{insuf} [°C]	0,6	1,9	1,2	1,9	1,7	2,8	4,8	3,6	10,8
3	T_{asp} [°C]	4,7	7,1	6,6	8,3	10,7	9,2	10,8	10,6	18,9
4	T_{prod} [°C]	2,6	3,2	4,9	5,3	4,4	2,9	6,7	8,4	11,0
7	v_{insuf} [m/s]	1,4	1,3	1,5	1,4	1,4	1,5	1,5	1,5	1,6
8	v_{asp} [m/s]	1,5	1,7	1,6	1,9	1,5	1,7	1,6	1,4	1,6
9	ϕ_{cons} [%]	85,1	-	83,7	85,4	68,2	86,2	85,7	74,9	86,4
10	ϕ_{insuf} [%]	85,9	82,5	82,4	82,3	79,7	82,4	82,3	82,9	85,4
11	ϕ_{asp} [%]	96,2	93,9	82,5	97,8	67,4	88,1	91,9	84,3	83,7
12	I [A]	3,7	5,4	7,0	5,9	7,5	8,6	8,9	8,9	9,0

Na Fig. 4 é apresentada a distribuição comparativa das cargas térmicas para a classe climática n.º 3 da Norma EN 441, corroborada pelos resultados obtidos por [3].

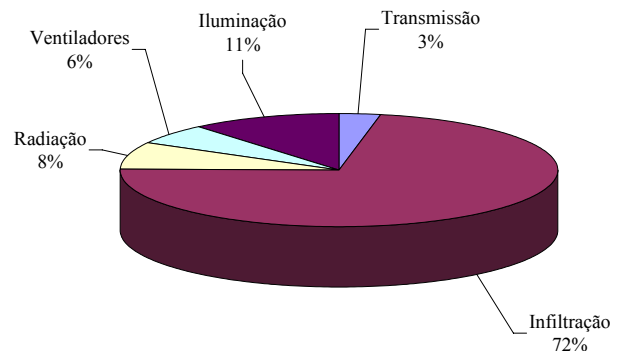


Fig. 4. Peso relativo das cargas térmicas para o ensaio EE6.

A carga térmica com maior preponderância nos equipamentos expositores abertos é relativa à infiltração de ar ambiente (ver Fig. 4). Esta infiltração de ar tem uma influência determinante no desempenho global dos equipamentos, sendo dependente da T_{amb} , ϕ_{amb} e v_{amb} . No seguimento do trabalho desenvolvido em [8], está apresentado na Fig. 5, a comparação das cargas térmicas total, sensível e latente, dos equipamentos sujeitos a diferentes condições climáticas.

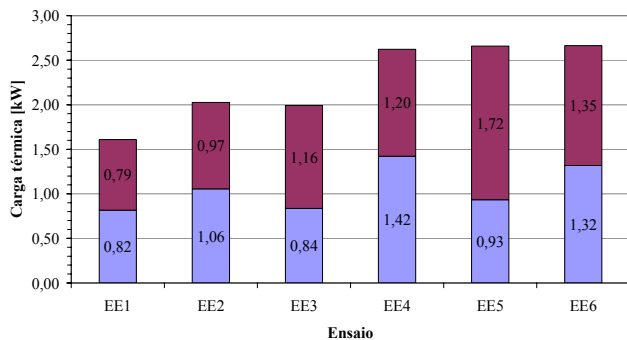


Fig. 5. Comparação das cargas térmicas (kW) sensível (■) e latente (■).

Embora a grande maioria destes equipamentos se encontre instalada em grandes superfícies comerciais que possuem condicionamento de ar, pequenas variações das suas propriedades (temperatura, humidade e velocidade) afectam o seu funcionamento. Entre estas, é significativa, a variação de v_{amb} e θ_{amb} devido à localização das saídas do sistema de condicionamento de ar do estabelecimento, aos fluxos mássicos originados por diferenças de pressão decorrentes de aberturas ao exterior, e também à perturbação do movimento do ar pela passagem dos consumidores em frente à abertura do equipamento. A instalação de expositores em pequenos estabelecimentos comerciais como pastelarias, mercearias e afins, torna o seu funcionamento mais susceptível à influência das condições do ar ambiente, já que estas variam de modo significativo em função da zona do País. Qualquer uma destas situações afecta o desempenho da cortina de ar e consequentemente o desempenho do equipamento.

A. Relação com a humidade relativa do ar ambiente

As variações da ϕ_{amb} afectam predominantemente a componente da carga térmica por infiltração. O aumento da ϕ_{amb} traduz-se num impacto imediato na carga térmica latente do equipamento. Considerando que a carga térmica por infiltração de ar ambiente corresponde a 72 % da carga total (ver Fig. 4), o aumento da ϕ_{amb} de 35 % para 60 %, relativos às experimentações EE5 e EE6, representa um aumento de 46,4 % da carga total por infiltração de ar ambiente, constituída por um incremento de 41,1 % da carga latente. Estes resultados estão expostos na Fig. 6, em que o valor percentual é calculado somente com as componentes Q_{trans} , Q_{inf} e Q_{rad} . O aumento da carga latente reflecte-se no consumo de energia do equipamento, pelo aumento da carga térmica total e pelo aumento da formação de gelo na superfície do evaporador. Sob condições do ar ambiente mais próximo da saturação, o sistema de refrigeração retira mais água ao ar. Com o

aumento da ϕ_{amb} em 25 %, o volume de condensado extraído pelo mecanismo de descongelação aumenta de 0,8 dm³ para 2,5 dm³, por descongelação. Estes resultados estão de acordo com os obtidos por [19].

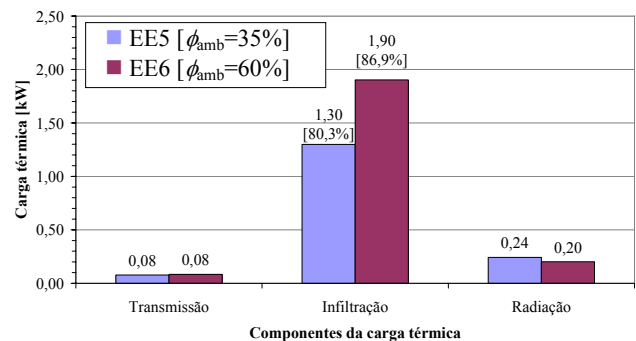


Fig. 6. Comparação das cargas térmicas (kW) para $T_{amb} = 25\text{ °C}$; $v_{amb} = 0,2\text{ m/s}$; e, ■ EE5 [$\phi_{amb} = 35\%$]; ■ EE6 [$\phi_{amb} = 60\%$].

Na análise dos ensaios EE5 e EE6, o aumento da carga térmica sensível, resultante do acréscimo da ϕ_{amb} à mesma temperatura, deve-se à redução da velocidade de insuflação do ar refrigerado, por restrição da passagem de ar através do evaporador devido à maior formação de gelo na sua superfície. Esta situação ocorrida durante os ensaios experimentais reduz o caudal mássico de ar refrigerado introduzido no expositor e também o coeficiente global de transferência de calor, resultando numa menor eficiência térmica do evaporador.

B. Relação com a temperatura do ar ambiente

Embora a carga térmica total sensível sofra alterações com a modificação das condições do ar ambiente, a sua variação não é tão significativa já que é dependente das variações de T_{cons} e T_{amb} . Por comparação dos ensaios EE2 e EE6 e conforme Fig. 7, um incremento de 5 °C da T_{amb} determina um aumento da carga térmica por infiltração em 33,3 %.

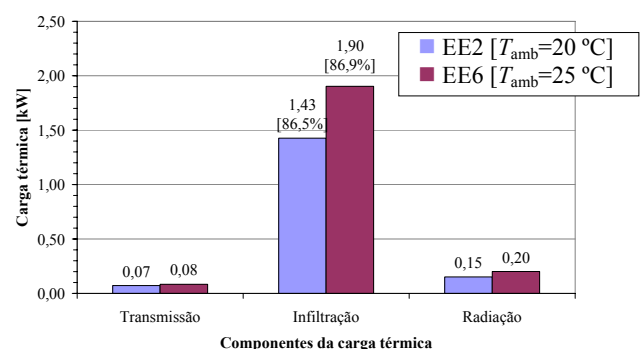
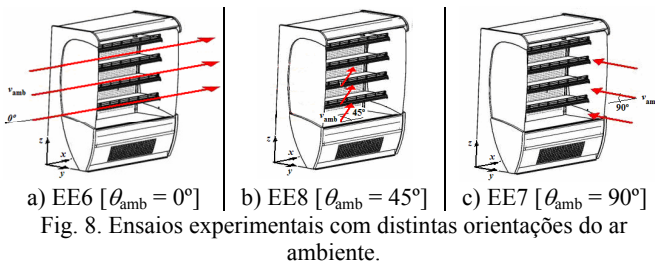


Fig. 7. Comparação das cargas térmicas (kW) para $\phi_{amb} = 60\%$; $v_{amb} = 0,2\text{ m/s}$; e, ■ EE2 [$T_{amb} = 20\text{ °C}$]; ■ EE6 [$T_{amb} = 25\text{ °C}$].

C. Relação com a direcção do ar ambiente

Dado que a carga por infiltração de ar ambiente é dependente da direcção do ar ambiente, é de seguida apresentada a análise da influência da orientação da θ_{amb} pela comparação das medições experimentais dos ensaios EE6, EE8 e EE7, com a direcção do ar ambiente respectivamente paralela ($\theta_{amb} = 0^\circ$), oblíqua ($\theta_{amb} = 45^\circ$) e

perpendicular ($\theta_{amb} = 90^\circ$) ao plano da abertura do equipamento ao ar ambiente, conforme apresentado na Fig. 8.



Considerando $T_{amb} = 25^\circ\text{C}$, $\phi_{amb} = 60\%$ e $v_{amb} = 0,2\text{ m/s}$, na Fig. 9 é apresentado o acréscimo percentual da carga térmica total dos ensaios com diferentes orientações do ar ambiente relativa à abertura do equipamento, EE8 [$\theta_{amb} = 45^\circ$] e EE7 [$\theta_{amb} = 90^\circ$], comparativamente ao ensaio base, EE6 [$\theta_{amb} = 0^\circ$], respectivamente de 4,6 % e 5,7 %. A carga térmica total aumenta à medida que a orientação do ar ambiente com o plano da abertura passa de paralelo a perpendicular.

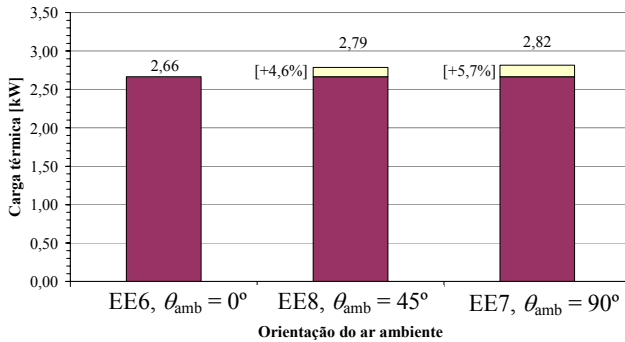


Fig. 9. Carga térmica total (kW) (■) para $T_{amb} = 25^\circ\text{C}$, $\phi_{amb} = 60\%$, $v_{amb} = 0,2\text{ m/s}$, de EE6 [$\theta_{amb} = 0^\circ$], EE8 [$\theta_{amb} = 45^\circ$] e EE7 [$\theta_{amb} = 90^\circ$].

Com base nos valores médios experimentais das grandezas relevantes e resultados da carga térmica apresentados na Tabela III e na Fig. 9, verifica-se que a quebra da cortina de ar devido à orientação θ_{amb} , quer oblíqua quer perpendicular ao plano da abertura frontal do equipamento, promove a interação térmica entre o ar na zona de conservação e exposição dos produtos e o ar ambiente, o que se traduz tanto num aumento da temperatura do ar na zona de conservação e exposição como da temperatura no interior dos produtos. Este aumento da temperatura dos produtos ultrapassa o limite superior da temperatura para a adequada conservação do género de produto, pondo em causa a função para a qual o equipamento foi desenvolvido. A comparação entre resultados indica que a imposição do ar ambiente com uma orientação oblíqua ao plano da abertura do equipamento determina efeitos mais negativos no seu desempenho. Daqui resulta uma maior penetração do ar ambiente na zona de conservação pelas extremidades laterais do equipamento onde a cortina de ar é mais frágil. Em ambos os ensaios, o aumento de T_{cons} e T_{prod} conduz ao aumento do consumo de energia eléctrica do equipamento em cerca de 3,6 %. Este resultado deve-se ao aumento do tempo de funcionamento do sistema de

refrigeração para reduzir a T_{cons} , o que determina uma formação mais rápida de gelo na superfície do evaporador.

D. Relação com o módulo da velocidade do ar ambiente

A infiltração de ar ambiente é também afectada pela magnitude da velocidade do ar ambiente [7]. Comparando as medições experimentais dos ensaios EE6 e EE9, correspondentes à classe climática n.º 3 da Norma EN 441, para $T_{amb} = 25^\circ\text{C}$ e $\phi_{amb} = 60\%$ e orientação $\theta_{amb} = 0^\circ$ (ver Fig. 8 a), sendo a v_{amb} duplicada, i.e., de 0,2 m/s para 0,4 m/s, respectivamente. O aumento da v_{amb} , mesmo que paralela ao plano da abertura do equipamento ao ar ambiente, promove a interação térmica entre o ar na zona de conservação e exposição dos produtos e o ar ambiente, por perturbação da vedação aerodinâmica da cortina de ar. Esta situação conduz ao aumento da T_{cons} para além do limite superior da temperatura para a adequada conservação do género de produto. A maior mistura entre o ar refrigerado e o ar ambiente, quente e húmido, faz com que a velocidade de formação de gelo na superfície do evaporador seja maior, originando um aumento do volume de condensado. O aumento do tempo de funcionamento do sistema de refrigeração para reduzir a temperatura, conduz a um acréscimo de 4,4 % no consumo energético. Estas situações também podem ser analisadas pela evolução percentual das cargas térmicas total e latente do ensaio EE9 [$v_{amb} = 0,4\text{ m/s}$] relativamente ao ensaio EE6 [$v_{amb} = 0,2\text{ m/s}$] e que corresponde um acréscimo respectivamente de 53,6 % e 76,9 % (Fig. 10).

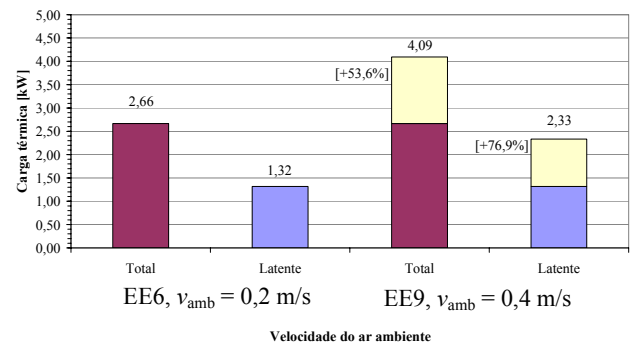


Fig. 10. Carga térmica total (kW) (■) e latente (■), para $T_{amb} = 25^\circ\text{C}$, $\phi_{amb} = 60\%$, e $\theta_{amb} = 0^\circ$, de EE6 [$v_{amb} = 0,2\text{ m/s}$] e EE9 [$v_{amb} = 0,4\text{ m/s}$].

O efeito do aumento da v_{amb} reflecte-se num desempenho inadequado do equipamento, sendo este incapaz de manter a T_{cons} dentro dos limites aceitáveis e inequivocamente mais prejudicial à adequada conservação dos produtos alimentares. Comparando os ensaios, verifica-se que o aumento da v_{amb} é mais preponderante na “quebra” da cortina de ar. Assim, a v_{amb} e θ_{amb} influenciam de modo relevante o funcionamento dos equipamentos. Numa perspectiva de melhorar o desempenho térmico e reduzir o consumo energético, o projecto destes equipamentos deverá ter em consideração estes parâmetros. É também importante a localização destes equipamentos dentro das zonas comerciais, já que a v_{amb} e θ_{amb} são função da localização das saídas dos sistemas de condicionamento de ar e dos fluxos mássicos originados por diferenças de pressão decorrentes de aberturas ao exterior. A instalação

racional dos equipamentos, tendo em consideração estes factores, melhora o desempenho global, mantendo os produtos alimentares à temperatura de conservação mais adequada.

5. Conclusões

O resultado final da análise permite tirar algumas conclusões importantes para o processo de permuta térmica e mássica entre o ar ambiente exterior e o interior como sejam: - o aumento da ϕ_{amb} origina um impacto imediato de aumento da carga térmica latente do equipamento; - a variação da T_{amb} influencia de modo significativo a variação da carga térmica sensível; - o aumento da v_{amb} com θ_{amb} paralela ao plano da abertura do equipamento promove a interacção térmica e mássica devido à perturbação do sistema aerodinâmico da cortina de ar, de que resulta um aumento da carga térmica total; - a variação da orientação θ_{amb} , de paralela para perpendicular ao plano da abertura, determina um aumento significativo da carga térmica sensível e latente do equipamento.

Em conclusão, o presente estudo mostra a grande dependência dos processos de interacção térmica e mássica, nos equipamentos refrigerados abertos às variações das condições do ar ambiente. Por isso é essencial que a concepção e projecto dos equipamentos e dos sistemas de AVAC dos espaços onde são instalados tenham em consideração a variação destes parâmetros com o objectivo de melhorar simultaneamente o desempenho global dos equipamentos, reduzir o seu consumo energético e consequentemente garantir uma maior segurança alimentar.

Agradecimentos

Agradece-se à JORDÃO Cooling Systems® pela colaboração no trabalho, e em particular ao Eng.º Luís Basto pela disponibilização de todos os elementos necessário à prossecução dos objectivos.

Referências

- [1] IIR – Billard, F. e Dupont, J.-L., Industry as a partner for sustainable development - Refrigeration, Ed. by International Institute of Refrigeration (IIR), Final Report prepared for UNEP - United Nations Environment Programme, International Institute of Refrigeration, Paris, France, 2002.
- [2] ADL – Westphalen, D., Zogg, R., Varon A. e Foran, M., Energy Savings Potential for Commercial Refrigeration Equipment, Ed. ADL - Arthur D. Little, Final Report prepared For Building Equipment Division Office of Building Technologies – U.S. Department of Energy – DOE, Cambridge, Mass., Arthur D. Little, Inc., 1996.
- [3] Faramarzi, R., “Efficient display case refrigeration”, *ASHRAE Journal*, vol. 41, n.º 11, November, 1999.
- [4] Freedomia, “World Commercial Refrigeration Equipment - Industry Study with Forecasts to 2010 & 2015”, The Freedomia Group, Inc., Cleveland, U.S.A., January, 2007.
- [5] Miranda, P.M.A., Coelho, F.E.S., Tomé, A.R., Valente, M.A., Carvalho, A., Pires, C., Pires, H.O., Pires, V.C. e Ramalho, C., 20th century portuguese climate and climate scenarios, in F.D., Forbes, K. e Moita, R., Climate change in Portugal: scenarios, impacts and adaptation measures, Gradiva, 2002.
- [6] Gaspar, P.D., Gonçalves, L.C.C. e Pitarma, R.A., “Experimental analysis of the thermal entrainment three dimensional effects in re-circulated air curtains”, in 10th International Conference on Air Distribution in Rooms – ROOMVENT 2007, Helsinki, Finland, Junho 2007.

- [7] Gaspar, P.D., Gonçalves, L.C.C. e Pitarma, R.A., “Influência da ventilação no desempenho térmico e energético de expositores refrigerados”, in *ENVent – Encontro Nacional de Ventilação*, Cenertec, Espinho, Julho 2006.
- [8] Gaspar, P.D., Pitarma, R.A. e Gonçalves, L.C.C., “Influência das condições ambientais no desempenho térmico e energético de expositores refrigerados”, in *Engenharia 2005 – Inovação e Desenvolvimento*. U.B.I., Covilhã, Nov., 2005.
- [9] European Standard EN 441. 1998. Refrigerated display cabinets, parts 1 - 12. European Committee for Standardization.
- [10] Gaspar, P.D., Estudo numérico e experimental do desempenho térmico de equipamentos expositores refrigerados, Dissertação de Mestrado, U.B.I., Covilhã, Jul., 2002.
- [11] Incropera, F.P. e DeWitt, D.P., Fundamentals of heat transfer and mass transfer – 4th edition, Wiley & Sons, Inc, USA, 1996.
- [12] Bejan, A., Heat transfer, Wiley & Sons, Inc., USA, 1993.
- [13] Çengel, Y.A., Heat transfer – A practical approach, McGraw-Hill Companies, Inc., U.S.A., 1998.
- [14] Patel, K., Armaly, B.F. e Chen, T.S., “Transition from turbulent natural to turbulent forced convection”, *ASME Journal of Heat Transfer*, vol. 120, n.º 4, November, 1998.
- [15] Wang, S.K., Handbook of air conditioning and refrigeration – 2nd edition, McGraw-Hill Inc., U.S.A., New York, 2001.
- [16] Ge, Y.T. e Tassou, S.A., “Simulation of the performance of single jet air curtains for vertical refrigerated display cabinets”, *Applied Thermal Eng.*, vol. 21, issue 2, Jan., 2001.
- [17] Modest, M.F., Radiative heat transfer, McGraw-Hill, Inc., U.S.A., 1993.
- [18] Chen, Yun-Guang e Yuan, Xiu-Ling, “Experimental study of the performance of single-band air curtains for multi-deck refrigerated display cabinet”, *Journal of Food Engineering*, vol. 69, issue 3, Aug. 2005.
- [19] Faramarzi, R., Sweetser, R. e Henninger, R., Investigation of relative humidity impacts on the performance and energy use of refrigerated display cases, Final Report GRI-00/0084, Gas Research Institute, May, 2000.

Nomenclatura

Geral:

\dot{m}	Caudal mássico, [kg/s].
A	Área, [m ²].
$C_{p,m}$	Calor específico da mistura, [kJ/kg K].
F	Factor de forma.
G	Irradiação, [W/m ²].
H	Altura da abertura ao ar ambiente, [m].
h	Entalpia, [kJ/kg]; Coeficiente convectivo, [W/m ² K].
h_{fg}	Calor latente de vaporização da água, [kJ/kg].
J	Fluxo radiativo, [W/m ²]; Radiosidade, [W/m ²].
k	Condutividade térmica, [W/m K].
L	Comprimento, [m], Espessura, [m].
Q	Carga térmica, [kW].
T	Temperatura, [°C].
U	Coeficiente global de transferência de calor, [W/m ² K].
v	Velocidade, [m/s].
T_{mod}	Temperatura do modelo (= $T_{insuf(db)} + \Delta T$), [K].
ΔT	Diferença de temperaturas (= $T_{cons} - T_{insuf}$), [K].

Simbologia grega:

ε	Emissividade.
ω	Humidade absoluta, [kg/kg _a].
ϕ	Humidade relativa, [%].
ρ	Massa específica, [kg/m ³].
θ	Orientação, [°].
ν	Viscosidade cinemática, [m ² /s].

Índices inferiores:

cons	Zona de conservação e exposição dos produtos.
insuf	Grelha de insuflação.
asp	Grelha de aspiração.
db	Bolbo seco.
amb	Ambiente.
prod	Produtos alimentares.
i, j	Índice de superfícies.

