

INFLUÊNCIA DA VENTILAÇÃO NO DESEMPENHO TÉRMICO E ENERGÉTICO DE EXPOSITORES REFRIGERADOS

Pedro Dinis Gaspar ¹, L.C. Carrilho Gonçalves ², R.A. Pitarma ³

^{1,2}, Universidade da Beira Interior
Departamento de Engenharia Electromecânica
Rua Fonte do Lameiro – Edifício 1 das Engenharias, 6201-001 Covilhã
e-mail: ¹ dinis@ubi.pt; ² carrilho@ubi.pt

³, 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: Refrigeração, Equipamentos de exposição e conservação, Desempenho térmico, Eficiência energética, Estudo experimental.

Resumo

Todos os equipamentos de refrigeração abertos ao ar ambiente, instalados em superfícies comerciais, apresentam alterações do seu desempenho térmico e eficiência energética devido à velocidade e direcção do ar ambiente. As variações em módulo e direcção da velocidade do ar ambiente devem-se fundamentalmente 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 devido à perturbação do movimento do ar pela passagem dos consumidores na frente da abertura do equipamento. Qualquer uma destas situações afecta a cortina de ar e, conseqüentemente, o desempenho térmico do equipamento. A quantificação do efeito da ventilação, permite estabelecer uma relação entre a localização dos equipamentos e as restantes fontes de perturbação.

Neste trabalho são descritos diversos ensaios experimentais realizados com base na classe climática n.º 3 da Norma EN 441 ($T_{amb} = 25\text{ °C}$; $\phi_{amb} = 60\%$; $v_{amb} = 0,2\text{ m/s}$) e monitorizados alguns parâmetros, num equipamento de refrigeração vertical aberto ao ar ambiente, com o objectivo de analisar a influência da velocidade e direcção do ar ambiente no desempenho térmico e eficiência energética.

O estudo comparativo centra-se na análise dos campos de temperatura e humidade do ar na zona de conservação e exposição dos produtos alimentares, e da temperatura interior dos produtos. São ainda avaliados os resultados dos ensaios relativamente ao consumo energético, factor de contacto e volume de condensado no evaporador.

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. A evolução dos investimentos e custos associados à refrigeração, nas últimas décadas, estão representados na Fig. 1, conforme dados do IIR (2002). Pela análise da evolução, verifica-se uma franca expansão do valor dos produtos alimentares refrigerados e conseqüentemente do investimento anual em equipamentos que mantenham estes produtos em perfeitas condições de consumo. Em termos comparativos com o Produto Interno Bruto (PIB) da maior economia do mundo, Estados Unidos da América, que é aproximadamente 9500 mil milhões de euros (dados relativos a 2005), verifica-se que o valor dos produtos alimentares refrigerados corresponde a cerca de 10% do PIB.

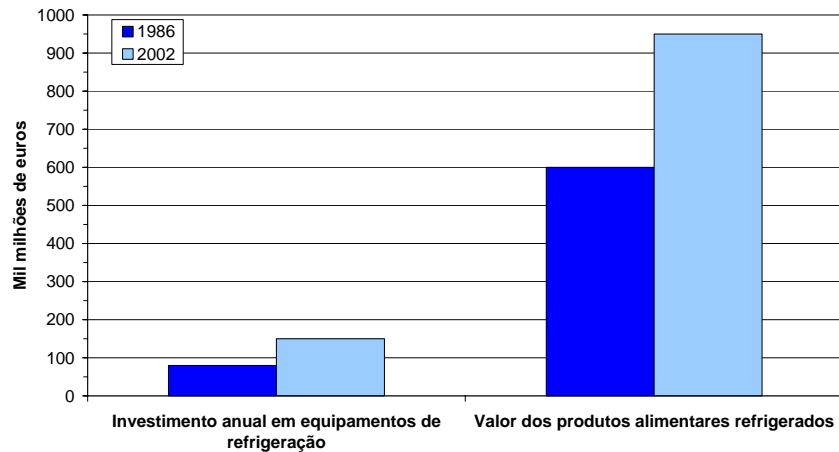


Fig. 1. Evolução dos investimentos e custos associados à refrigeração (Fonte: IIR, 1986, 2002).

O investimento efectuado em equipamentos de refrigeração comercial, não deve ser separado do consumo energético afim a cada um dos diferentes tipos de equipamentos usualmente instalados em superfícies comerciais. ADL (1996) obteve uma estimativa diferenciada do consumo energético por equipamento de refrigeração comercial que se encontra quantificada na Fig. 2. Tanto na denominação “Grandes superfícies comerciais” como “Outros” (relativa a pequenos estabelecimentos comerciais), o consumo energético deve-se em grande parte aos expositores refrigerados abertos ao ar ambiente. Também Faramarzi (1999) indica que nos estabelecimentos comerciais destinados à venda de produtos alimentares, entre os quais os que são conservados pelo frio, cerca de 50 % do consumo energético é atribuído aos equipamentos de refrigeração.

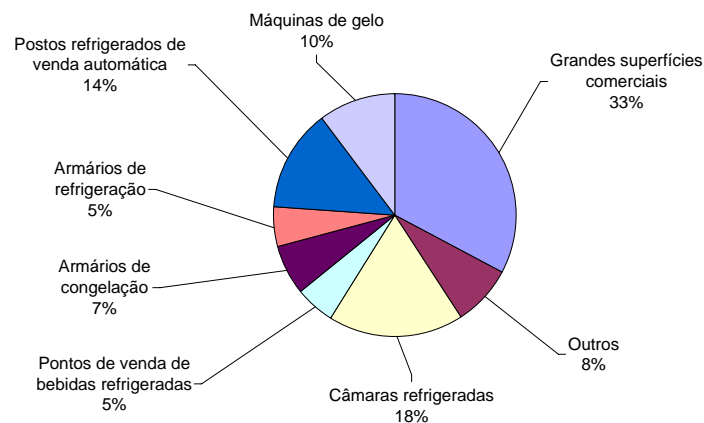


Fig. 2. Consumo de energia primária no sector da refrigeração comercial (291 TWh). Fonte: ADL (1996)

Ainda, segundo Freedonia (2005), estima-se que a procura mundial de equipamentos de refrigeração comercial aumente 5,3 % anualmente até 2008, cerca de 20 mil milhões de euros, com os países em desenvolvimento a registarem os crescimentos mais elevados. Conforme esta fonte, os equipamentos que deverão liderar o mercado de venda de equipamentos de refrigeração comercial, serão os armários e ilhas de refrigeração, seguidos dos expositores abertos.

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. Esta situação conduz ao crescimento do consumo energético e a custos de funcionamento mais elevados do sector comercial dos equipamentos de exposição e conservação pelo frio, devido à sua utilização mais intensiva nos actuais empreendimentos comerciais. A utilização de equipamentos de refrigeração abertos ao ar ambiente está relacionada com diversos problemas técnicos, de que se salientam:

(1) imperfeição da barreira térmica determinada pela cortina de ar que facilita o acesso fácil do consumidor ao produto;

(2) interacção térmica e mássica do ar refrigerado do interior do equipamento aberto, com o ar ambiente mais quente e húmido, por via da aspiração através da grelha de retorno do ar para o processo de arrefecimento;

(3) perdas de massa de ar arrefecido pela zona inferior da abertura do expositor, resultantes das características de concepção dos equipamentos;

(4) necessidades de potências térmicas de refrigeração nominalmente mais elevadas para compensar um “design” desajustado dos equipamentos e também alguma imposição do mercado pela acessibilidade directa do consumidor ao produto;

(5) disposição dos equipamentos na loja ou no centro comercial baseada apenas numa lógica visual e de acesso mais imediatos;

(6) variabilidade das condições do ar ambiente ao longo do dia em que se processa o mercado da compra de produtos;

(7) condições de armazenagem prévia dos produtos e da carga dos equipamentos abertos;

De acordo com Faramarzi (1999), a carga/descarga térmica, sensível e latente, a que está sujeito um equipamento de refrigeração aberto resulta de vários processos, de que se destacam:

- a infiltração de ar;
- a saída de ar arrefecido do interior do equipamento;
- a transmissão de calor por condução pelas paredes exteriores, resultante da chegada à superfície da energia térmica por radiação, convecção e mesmo condução;
- a radiação térmica;
- a iluminação externa e interna;
- a ventilação do espaço exterior;
- início da conservação e exposição dos produtos com base na sua temperatura;
- descongelação no evaporador e mecanismo de anti-embaciamento;

A leitura do diagrama apresentado na Fig. 3 permite concluir que a carga térmica com maior preponderância nos equipamentos expositores abertos é relativa à infiltração de ar ambiente. Esta infiltração de ar tem influência no desempenho térmico e eficiência energética dos equipamentos, sendo função da velocidade e direcção do ar ambiente. As variações em módulo e direcção da velocidade do ar ambiente devem-se 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. Qualquer uma destas situações afecta o desempenho da cortina de ar e conseqüentemente o desempenho do equipamento.

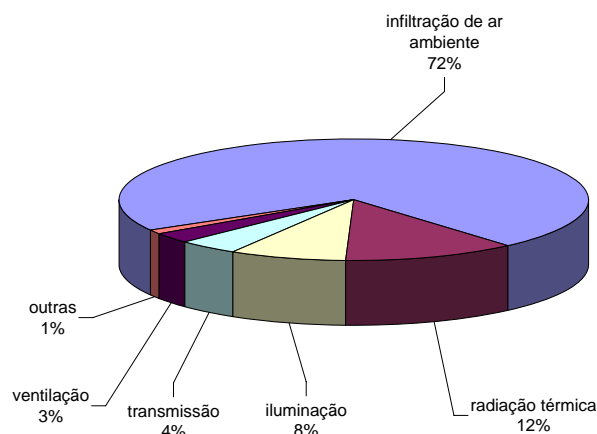
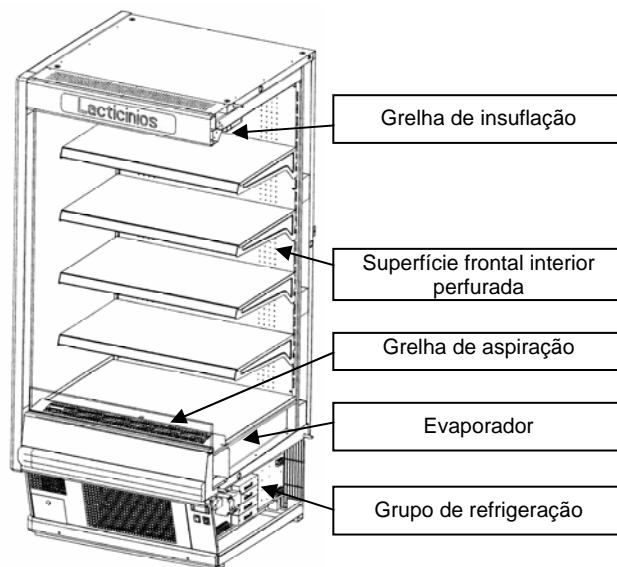


Fig. 3. Peso relativo das componentes individuais da carga refrigerante.

Neste trabalho de natureza experimental é investigada a influência da velocidade e direcção do ar ambiente no desempenho térmico e eficiência energética de equipamentos expositores verticais abertos ao ar ambiente (ver Fig. 4 a) e b)).



a) Mural Fundador Plus.



b) Configuração esquemática.

Fig. 4. Expositor refrigerado vertical aberto (cortesia: Jordão Cooling Systems®).

Na figura Fig. 4 b) é apresentada uma configuração esquemática típica de um equipamento expositor vertical aberto. O ar ambiente é aspirado através dos ventiladores 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 da perfuração existente na parede frontal. A outra parte passa pela grelha de insuflação com elevada velocidade, formando uma cortina de ar, que se desenvolve entre as grelhas de insuflação e de aspiração, destinada a reduzir a interacção térmica entre o ar dos dois ambientes. A menor eficácia da barreira térmica produzida pela aerodinâmica 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. A importância da racionalização e optimização do consumo energético dos equipamentos a par da maior exigência da sociedade pela qualidade e segurança alimentar justificam a necessidade de uma investigação mais profunda neste domínio. Face a vantagens e desvantagens das diversas metodologias de análise e de estudo, experimentais e numéricas, o objectivo do presente trabalho consiste, primeiramente, num estudo experimental em protótipo de modo a caracterizar a influência da velocidade e direcção do ar ambiente no consumo energético e no desempenho térmico.

Salienta-se a escassez de estudos de carácter técnico e científico na área da refrigeração comercial, baseando-se a construção dos equipamentos sobretudo em conhecimentos empíricos acumulados pelos fabricantes. Não obstante, tanto o meio industrial como o meio académico têm dedicado alguma atenção aos parâmetros que determinam o aperfeiçoamento dos equipamentos de refrigeração comercial. O estudo realizado por Palmer (2000) consistiu na monitorização e medição da velocidade e temperatura no interior de um expositor aberto ao ar ambiente e nas áreas circundantes com o objectivo de analisar quais os parâmetros fundamentais para melhorar o desempenho do expositor. O estudo experimental de Chen *et al.* (2005) sobre equipamentos verticais abertos ao ar ambiente com refrigeração à distância permitiu avaliar os efeitos de vários factores no seu desempenho, como sejam a temperatura, a humidade relativa, a velocidade e direcção do ar ambiente, a velocidade de insuflação de ar refrigerado, o caudal mássico de ar refrigerado através da perfuração do painel frontal, e a aplicação de coberturas nocturnas aos equipamentos refrigerados abertos.

Dada a importância do conhecimentos dos fenómenos físicos que se processam na zona de interacção térmica da cortina de ar com o ar ambiente, o trabalho desenvolvido por Silva *et al.* (2001), consistiu num estudo aerodinâmico experimental de equipamentos de cortina de ar, com o objectivo de avaliar quantitativamente as prestações dos equipamentos e a sua influência no meio circundante. O estudo experimental efectuado por Faramarzi (2001) realizou uma avaliação de vários métodos para controlo dos sistemas de anti-embaciamento, constituídos por resistências eléctricas, bem como a formação de condensados nas superfícies refrigeradas em expositores refrigerados.

À medida que a Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD) se foi tornando num método mais predictivo, diversos investigadores passaram a usar esta técnica e metodologia para estudar e simular os fenómenos físicos que ocorrem nestes equipamentos e suas vizinhanças. Diversos trabalhos experimentais foram realizados com o objectivo de validar os estudos numéricos. Entre estes, o estudo experimental realizado por Foster *et al.* (2002) combinou os resultados experimentais determinados com base na anemometria de laser Doppler com modelação por CFD para analisar a infiltração de ar ambiente através de aberturas, tendo como objectivo desenvolver processos que reduzam este fenómeno. No trabalho desenvolvido por Foster *et al.* (2003), foram experimentalmente verificados os resultados analíticos e as previsões numéricas relativas à infiltração de ar ambiente através de entradas, com diferentes alturas e larguras, de câmaras frigoríficas. A investigação desenvolvida por Axell e Per Fahlén (2003) permitiu definir um método para avaliar a eficiência da cortina de ar em equipamentos verticais abertos ao ar ambiente, levando em consideração a temperatura de armazenamento dos produtos e a estabilidade aerodinâmica da cortina de ar. O estudo realizado por Navaz *et al.* (2005) consistiu na análise numérica e experimental dos parâmetros que influenciam a quantidade de ar ambiente arrastado para o interior do espaço refrigerado num expositor vertical aberto. O trabalho desenvolvido por Gaspar (2002) fez a simulação numérica dos fenómenos de

transferência de calor e massa em expositores verticais abertos. Este estudo realizou 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 medição da temperatura, humidade relativa e velocidade do ar, na zona de exposição e conservação dos produtos e junto às entradas e saídas mássicas. Os resultados obtidos permitiram adicionalmente avaliar como se processa a interacção térmica entre o ar frio da zona de conservação e o ar ambiente exterior. A análise experimental teve como objectivo ganhar uma percepção sobre os processos físicos e validar as previsões numéricas obtidas com um modelo de CFD. As simulações numéricas efectuadas tiveram por objectivo avaliar a distribuição do campo de velocidades e de temperaturas no interior do equipamento, de modo a identificar possíveis zonas de irregularidades. Além da configuração original, foram considerados casos de configurações alternativas, cujos resultados numéricos correspondentes a um estudo preliminar de optimização apresentaram melhorias em termos de uniformização e conformidade das grandezas. Com esta síntese de várias investigações realizadas sobre o tema, verifica-se que há ainda pesquisa adicional a desenvolver de modo que os fenómenos possam ser devidamente descritos e a eficiência do desempenho de equipamentos de refrigeração melhorada.

2. Estudo Experimental

O estudo experimental realizado e aqui descrito inicia-se a partir do trabalho desenvolvido por Gaspar (2002) e tem por objectivo alargar 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*[®]), pelo que todos os ensaios experimentais foram operados num equipamento de teste, no departamento de I&D desta empresa. O estudo experimental seguiu uma metodologia orientada pela Norma EN 441 para equipamentos refrigerados abertos para a classe de produtos M1 (produtos de charcutaria com temperatura de conservação na gama, $T_{cons} = -1$ a 5 °C).

O presente estudo de base experimental destina-se a avaliar a influência da velocidade e direcção do ar ambiente no desempenho térmico e eficiência energética dos equipamentos expositores refrigerados abertos ao ar ambiente. Para tal, foram realizados diversos ensaios experimentais em torno da classe climática n.º 3 da Norma EN 441 ($T_{amb} = 25$ °C; $\phi_{amb} = 60$ %; $v_{amb} = 0,2$ m/s, paralela à abertura ao ar ambiente do equipamento). As características paramétricas dos distintos ensaios encontram-se apresentadas na Tabela I.

Tabela I. Características dos ensaios experimentais.

Ensaio Experimental	Características do ar ambiente			
	Temperatura T_{amb} [°C]	Humidade relativa ϕ_{amb} [%]	Velocidade v_{amb} [m/s]	Direcção
n.º 1 (EE1)	25	60	0,2	Paralela (//)
n.º 2 (EE2)	25	60	0,2	Perpendicular (⊥)
n.º 3 (EE3)	25	60	0,4	Paralela (//)

A influência da velocidade e direcção do ar ambiente no desempenho térmico é avaliado pela comparação das medições experimentais: (1) temperatura, T_{cons} , e humidade do ar, ϕ_{cons} , na zona de conservação e exposição de produtos alimentares; e (2) temperatura interior, T_{prod} , dos simuladores de produtos (*Frigor Gime*, modelo *Pacco Test Conforme Norme DIN 8953 e 8954*).

A influência da variação do módulo e direcção da velocidade do ar ambiente na eficiência energética dos expositores é determinada pela comparação das medições experimentais do consumo energético, I , e do volume de condensado no evaporador, V , e pelo cálculo do *factor de contacto*, FC .

No arrefecimento do ar húmido podem ser mencionados os seguintes casos:

- 1) a temperatura do evaporador é superior à temperatura do ponto de orvalho do ar que entra no evaporador, determinando que a diferença entre as pressões parciais de vapor da água na superfície fria e no ar seja positiva. A superfície do evaporador permanece seca e o arrefecimento ocorre sem condensação de vapor de água.
- 2) a temperatura do evaporador é inferior à temperatura do ponto de orvalho do ar que entra no evaporador, o que determina que a diferença entre a pressão parcial do vapor de água saturado na superfície fria e a pressão parcial de vapor do ar seja negativa. O arrefecimento produz-se com a condensação do vapor de água. Após o arrefecimento a humidade absoluta do ar à saída é inferior ao seu valor inicial.

Regra geral e também face aos resultados da análise experimental, o segundo caso é o mais usual. Define-se o *factor de contacto* (FC) da serpentina do evaporador como a eficiência de desumidificação, já que uma serpentina 100% eficiente levará o conteúdo de humidade do ar para o estado de ar saturado à temperatura de ponto de orvalho do dispositivo:

$$FC = \frac{\omega_A - \omega_B}{\omega_A - \omega_C} = \frac{h_A - h_B}{h_A - h_C} \approx \frac{T_A - T_B}{T_A - T_C}$$

Na Fig. 5 é apresentado o diagrama psicrométrico no qual é representado um processo de arrefecimento com desumidificação, em que os pontos A e B correspondem às condições do ar à entrada e à saída do evaporador, respectivamente, enquanto o ponto C corresponde às condições do ar à temperatura de ponto de orvalho do equipamento. Especificamente, o *factor de contacto* expressa a fracção da quantidade de ar que é arrefecido por contacto com a superfície do evaporador. O parâmetro *factor de bypass* (FBP) é utilizado para expressar a eficiência de permutadores de arrefecimento de ar ambiente, e representa a fracção da quantidade de ar que atravessa o evaporador sem sofrer alteração da sua condição psicrométrica inicial, i.e., traduz o complemento do factor de contacto ($FBP = 1 - FC$).

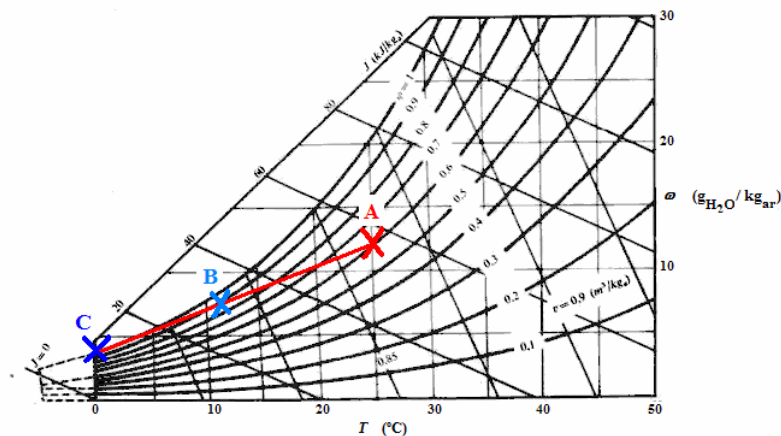


Fig. 5. Representação esquemática de um processo de arrefecimento com desumidificação no diagrama psicrométrico.

Assim, com base nas medições experimentais, e não sendo possível dissociar os efeitos da temperatura e da humidade relativa do ar ambiente no desempenho térmico e eficiência energética, é também calculado o *factor de contacto* (*FC*) ou o seu complementar, *factor de bypass* (*FBP*). Quanto maior for o *FC*, melhor será o desempenho térmico do equipamento e menor será o consumo energético. Quando se dá a condensação do vapor de água na superfície do evaporador, em função da sua temperatura superficial, a água passa ao estado sólido, o que com o aumento de espessura reduz o coeficiente global de transferência de calor entre a superfície do evaporador e o ar. Esta situação leva a que sejam realizados ciclos de descongelação na superfície do evaporador por activação de resistências eléctricas. Este processo, para além de constituir uma carga térmica para o ar na região de conservação e exposição dos produtos, aumenta o consumo energético do equipamento.

2.1. Instalação experimental

Os ensaios experimentais foram realizados numa câmara de simulação climática FITOCLIMA 650000 EDTU da ARALAB (www.aralab.pt). Nos 650 m³ de volume interno, 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/minuto, respectivamente. A comunicação por RS-232 com o *software* FITOLOG 7.11 permite a implementação de sistemas de comunicação na aquisição de dados, de programação e calibração. O sistema de aquisição de dados utilizado foi o PC-Logger 3100 (Conversor analógico para ASCII) da INTAB (www.intab.se). A este sistema de aquisição de dados estão 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. Este é fundamentalmente uma ferramenta gráfica de visualização da evolução das grandezas físicas medidas pelo sistema de aquisição de dados. Na Fig. 6 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.



a)



b)

Fig. 6. Disposição genérica das pontas de prova de medição: termopares, anemómetros e higrómetros.

Foram efectuados vários ensaios 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), ao longo do comprimento do equipamento (1,8 m). Para tal, as pontas de prova foram localizadas em 3 planos verticais (0,45 m; 0,9 m; 1,35 m). Após ter sido verificada a inexistência de efeitos de extremidade assinaláveis nas grandezas objecto, os ensaios experimentais em função da velocidade e direcção do escoamento foram realizados para o plano médio (0,9 m). Estes ensaios decorreram durante períodos de 12 horas considerando as condições preliminares indicadas na Norma EN 441 relativas à estabilização das condições ambiente de teste.

As pontas de prova identificadas na Tabela II foram distribuídas no interior do equipamento conforme Fig. 7 a) e b).

Tabela II. Legenda e descrição das pontas de prova.

Sonda	Grandeza	Tipo	Localização
1	Temperatura	Termopar K	Zona de conservação
2	Temperatura	Termopar K	Grelha de insuflação
3	Temperatura	Termopar K	Grelha de aspiração
4	Temperatura superficial	Termopar K (contacto)	Interior dos produtos
5	Temperatura	Termopar K	Saída do evaporador
6	Temperatura superficial	Termopar K (contacto)	Entrada do evaporador
7	Velocidade	Anemómetro	Grelha de insuflação
8	Velocidade	Anemómetro	Grelha de aspiração
9	Humidade	Higrómetro	Zona de conservação
10	Humidade	Higrómetro	Grelha de insuflação
11	Humidade	Higrómetro </td <td>Grelha de aspiração</td>	Grelha de aspiração
12	Intensidade de corrente	Pinça Amperimétrica	Alimentação

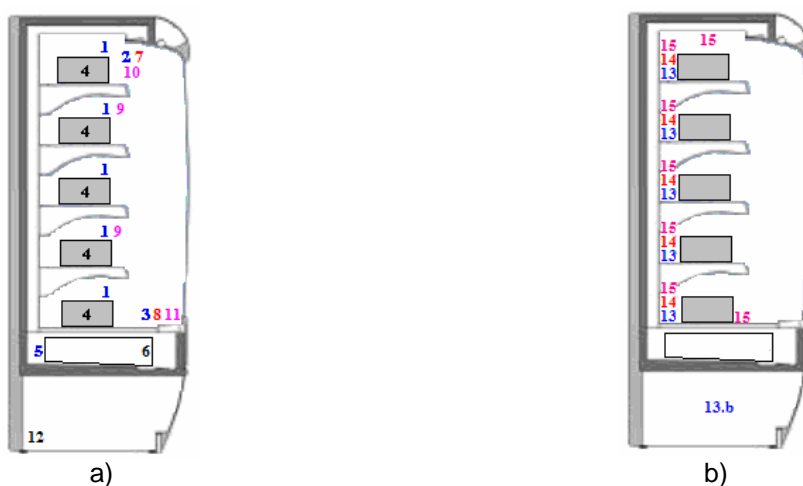


Fig. 7. Localização das pontas prova no plano médio (0,9 m) do equipamento expositor refrigerado.

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 (Ponta de prova n.º 13) 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. Nestas mesmas localizações, foi determinada a perda de pressão fazendo uso de um micro-manómetro Air Instruments Resources, referência MP3KDS (Ponta de prova n.º 14). A temperatura

das várias superfícies interiores do equipamento foi obtida com um termómetro digital FLUKE 51, com termopar tipo K (Ponta de prova n.º 15). 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 região. Foram efectuadas diversas séries destes ensaios de modo a reduzir a incerteza dos resultados tendo sido considerado o valor médio das grandezas físicas em função da repetitividade dos valores das medições.

3. Resultados Experimentais

A influência da direcção do ar ambiente é analisada pela comparação dos resultados dos casos de estudo EE1 e EE2, com direcção do ar ambiente paralela e perpendicular à abertura ao ar ambiente do equipamento, respectivamente. A análise da influência da velocidade do ar ambiente é efectuada pela comparação dos casos de estudo EE1 e EE3. Nas tabelas seguintes são apresentados os valores médios das grandezas relevantes para os distintos ensaios. Foi calculado valor médio no tempo e no espaço das grandezas. Foi determinada a média no tempo dos valores experimentais, pois embora os resultados se mantivessem estáveis, foram obtidos em regime transitório de funcionamento do equipamento. De modo a obter valores médios globais, foi calculado o valor médio no espaço dos valores experimentais para as grandezas obtidas em diversos pontos, i.e., na zona de exposição e conservação em frio dos produtos, a partir dos valores médios no tempo.

3.1. Análise da influência da direcção do ar ambiente

Os valores médios das grandezas relevantes, para os dois casos de estudo, apresentam-se na Tabela III. Foram determinados os valores relativos ao *FC* e *FBP* dos respectivos ensaios experimentais. A comparação destes resultados experimentais é apresentada na Fig. 8, que traduz a evolução percentual dos parâmetros influentes no desempenho térmico e na eficiência energética, do caso EE2 relativamente ao caso EE1. Pela análise conjunta, verifica-se que a quebra de cortina de ar devido à direcção do ar ambiente perpendicular à abertura frontal do equipamento, promove a interacção térmica entre o ar na zona de conservação e exposição dos produtos e o ar ambiente, o que se traduz num aumento de 0,92 % da temperatura absoluta do ar na zona de conservação e exposição, e de 1,24 % da temperatura absoluta no interior dos produtos. Este aumento da temperatura dos produtos ultrapassa o limite superior da temperatura para a adequada conservação do género de produto, anulando assim a função para a qual o equipamento foi desenvolvido.

O aumento de temperatura na zona de conservação e exposição dos produtos conduz ao aumento do consumo de energia eléctrica do equipamento de 28 % por mais tempo de funcionamento do sistema de refrigeração para reduzir a temperatura. Adicionalmente, esta situação leva à formação mais rápida de gelo na superfície do evaporador, determinada pela redução do factor de contacto em 33 %, e pelo aumento em 140 % do volume de condensado. Isto leva a um maior tempo em que as resistências eléctricas estão em funcionamento, o que também contribui para o aumento do consumo de energia.

Tabela III. Análise da influência da direcção do ar ambiente.

Grandezas (Valores médios)	EE1	EE2
	($T_{amb} = 25\text{ °C}$; $\phi_{amb} = 60\%$; $v_{amb} = 0,2\text{ m/s}$, //)	($T_{amb} = 25\text{ °C}$; $\phi_{amb} = 60\%$; $v_{amb} = 0,2\text{ m/s}$, \perp)
ϕ_{cons} [%]	87,54	86,38
T_{cons} [K]	277,1	279,7
T_{prod} [K]	276,0	279,4
I [A]	6,94	8,88
V [dm ³ /descongelção] *	2,50	6,00
FC	0,92	0,62

Nota: * Cada ensaio experimental decorreu durante um período de 12 horas, estando as descongelações marcadas em intervalos de 3 horas.

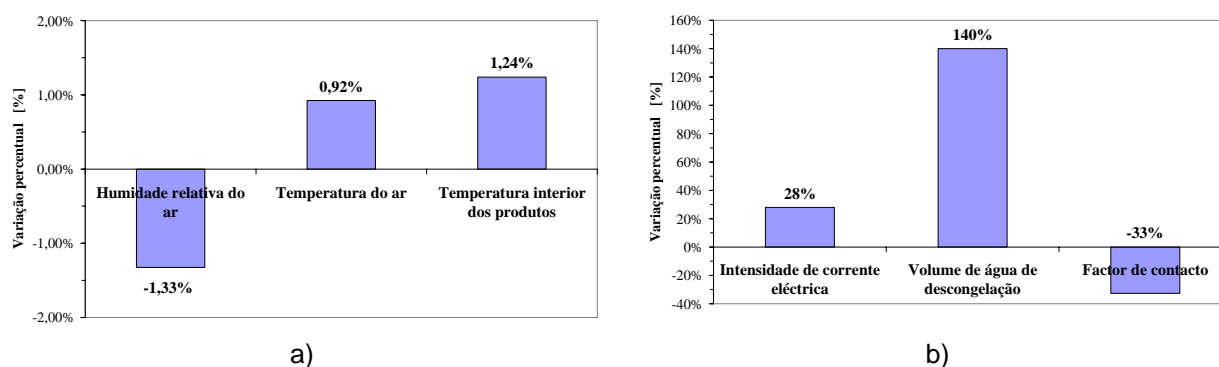


Fig. 8. Variação percentual dos parâmetros influentes no desempenho térmico e na eficiência energética do caso EE2 relativamente ao caso EE1.

3.2. Análise da influência da velocidade do ar ambiente

Para os dois casos de estudo (EE1 e EE3), são apresentados na Tabela IV, os valores médios das grandezas relevantes e os resultados do FC e FBP . Na Fig. 9 é apresentada a evolução percentual dos parâmetros influentes no desempenho térmico e na eficiência energética, do caso EE3 relativamente ao caso EE1. A comparação dos resultados experimentais permite chegar às mesmas conclusões que na análise anterior. O aumento da velocidade do ar ambiente, mesmo que paralela à abertura do equipamento ao ar ambiente, promove a interacção térmica entre o ar na zona de conservação e exposição dos produtos e o ar ambiente, por perturbação da vedação aerodinâmica produzida pela cortina de ar. Esta situação conduz ao aumento em 2,98 % da temperatura absoluta do ar na zona de conservação tal que ultrapassa o limite superior de temperatura para a adequada conservação do género de produto, pois a temperatura absoluta no interior dos produtos aumenta 2,96 %. A maior mistura entre o ar refrigerado e o ar ambiente, quente e húmido, faz com que a formação de gelo na superfície do evaporador seja mais intensa, determinada pela redução em 43 % do factor de contacto e aumento de 260 % do volume de condensado. Esta situação aliada ao aumento do tempo de funcionamento do sistema de refrigeração para tentar reduzir a temperatura, leva ao aumento em 29 % do consumo energético. Também devido a estes efeitos, o equipamento não cumpre a função para a qual foi projectado.

Tabela IV. Análise da influência da velocidade do ar ambiente.

Grandezas (Valores médios)	EE1	EE3
	($T_{amb} = 25\text{ °C}$; $\phi_{amb} = 60\%$; $v_{amb} = 0,2\text{ m/s}$, //)	($T_{amb} = 25\text{ °C}$; $\phi_{amb} = 60\%$; $v_{amb} = 0,4\text{ m/s}$, //)
ϕ_{cons} [%]	87,54	84,51
T_{cons} [K]	277,1	285,4
T_{prod} [K]	276,0	284,2
I [A]	6,94	8,95
V [dm ³ /descongelção] *	2,50	9,00
FC	0,92	0,58

Nota: * Cada ensaio experimental decorreu durante um período de 12 horas, estando as descongelações marcadas em intervalos de 3 horas.

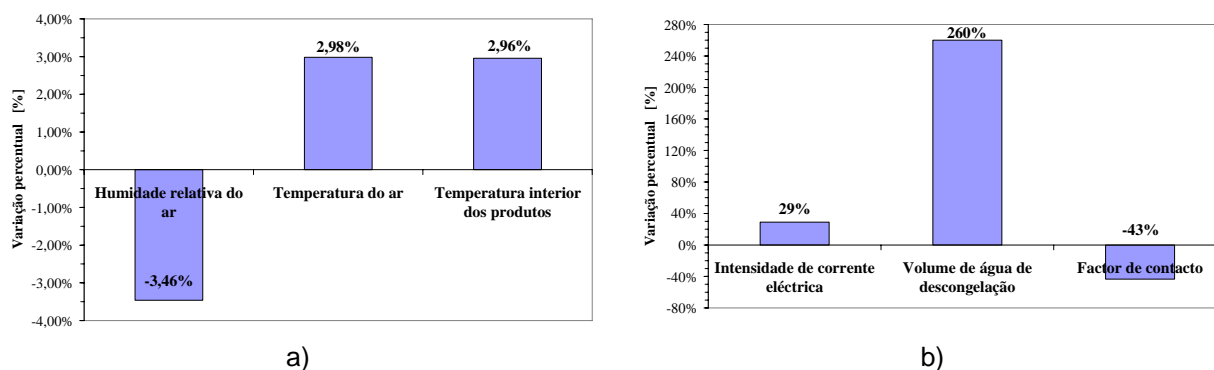


Fig. 9. Variação percentual dos parâmetros influentes no desempenho térmico e eficiência energética do caso EE3 relativamente ao caso EE1.

Comparativamente à análise anterior, o efeito do aumento da velocidade do ar ambiente reflecte-se num desempenho inadequado do equipamento, sendo este incapaz de manter a temperatura do ar na zona de conservação e exposição dentro dos limites aceitáveis e inequivocamente mais prejudicial à adequada conservação dos produtos alimentares.

5. Conclusão

Neste trabalho foi apresentada a influência da velocidade e direcção do ar ambiente no desempenho térmico e na eficiência energética de equipamentos expositores abertos ao ar ambiente. O estudo experimental consistiu na análise da temperatura e humidade relativa do ar na zona de exposição e conservação de produtos, temperatura interna dos produtos e no consumo energético.

Dos ensaios experimentais realizados para avaliar a influência da direcção do ar ambiente, conclui-se que uma direcção do escoamento do ar ambiente normal à abertura frontal promove a quebra da cortina de ar. Esta condição leva ao aumento da interacção térmica entre o ar na zona de conservação e exposição dos produtos e o ar ambiente, e a um aumento tanto da temperatura do ar na zona de conservação como da temperatura no interior dos produtos. O consumo energético aumenta, determinando um acréscimo do tempo dos ciclos de descongelção, i.e., mais tempo em que as resistências eléctricas estão em funcionamento. Como consequência, o volume de água de descongelção aumenta. A avaliação da influência da velocidade do ar ambiente permite chegar a conclusões análogas, já que o aumento da velocidade do ar ambiente, mesmo que paralela à abertura do equipamento ao ar ambiente, promove a interacção térmica entre o ar na zona de conservação e exposição dos produtos e o ar ambiente, determinando um maior consumo energético.

Assim, a velocidade e direcção do ar ambiente 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 velocidade e direcção do ar ambiente 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 térmico e reduz o consumo energético, mantendo os produtos alimentares à temperatura de conservação mais adequada.

Agradecimentos

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

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. Freedonia, “*World Commercial Refrigeration Equipment to 2008*”, The Freedonia Group, Inc., Jan., 2005.
5. Palmer, G. “*Benefits of new refrigerated cabinet design by measurement of air temperatures and velocities on-site*”, Oscar Faber Applied Research, 2000.
6. 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.
7. Silva, M.C.G., Neto, L.P. e Brites, G.V., “*Vedação aerodinâmica por cortina de ar – Ensaios experimentais*”, I Jornadas Técnicas de Primavera da EFRIARC, 2001.
8. Faramarzi, R., Coburn, B. e Sarhadian, R., “*Anti-sweat heaters in refrigerated display cases*”, ASHRAE Journal, vol. 43, n.º 6, Jun. 2001.
9. Pitarma, R.A., “*Modelação matemática e experimental de câmaras frigoríficas de veículos*”, Tese de Doutoramento, Instituto Superior Técnico, U.T.L., Lisboa, Abril, 1998.
10. Foster, A.M., Barrett, R., James, S.J. e Swain, M.J., “*Measurement and prediction of air movement through doorways in refrigerated rooms*”, International Journal of Refrigeration, vol. 25, issue 8, Dec. 2002.
11. Foster, A.M., Swain, M.J., Barrett, R. e James, S.J., “*Experimental verification of analytical and CFD predictions of infiltration through cold store entrances*”, Int. Journal of Refrigeration, vol. 26, issue 8, Dec. 2003.
12. Axell, M. e Per Fahlén, “*Design criteria for energy efficient vertical air curtains in display cabinets*”, in 21st IIR International Congress of Refrigeration, Washington DC, Aug. 2003.
13. Navaz, H.K., Henderson, B.S., Faramarzi, R., Pourmovahed, A. e Taugwalder, F., “*Jet entrainment rate in air curtain of open refrigerated display cases*”, International Journal of Refrigeration, vol. 28, issue 2, Mar. 2005.
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.