

Modelação Numérica do Desempenho Térmico de Equipamentos Expositores Refrigerados

Pedro Dinis Gaspar⁽¹⁾, Alexandre Miranda⁽²⁾, R. A. Pitarma⁽³⁾

⁽¹⁾ dinis@demnet.ubi.pt, ⁽²⁾ alexborg@demnet.ubi.pt

Universidade da Beira Interior

Departamento de Engenharia Electromecânica
Ria Fonte do Lameiro – Edifício 1 das Engenharias, 6201-001 Covilhã

⁽³⁾ rpitarma@ipg.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

Resumo

Em Portugal tem-se assistido ao agravamento do consumo energético no sector comercial, estando a sua natural expansão associada ao aumento de equipamentos electromecânicos e níveis mais exigentes de iluminação. O consumo energético de qualquer estabelecimento comercial de produtos alimentares reparte-se, genericamente, pela iluminação, sistemas AVAC, compressores, condensadores e balcões frigoríficos. Face à presente evolução tecnológica, qualquer uma destas componentes é passível de ser optimizada de modo a reduzir a carga energética destes estabelecimentos. Assim, revela-se fundamental a disponibilização de meios e instrumentos de cálculo para melhorar a performance energética do sector e sua incidência no domínio ambiental.

O objectivo geral do trabalho consiste num estudo numérico do desempenho térmico de equipamentos expositores refrigerados, através da previsão e visualização das características dos campos de velocidade e de temperatura do ar, que permita tecer orientações sobre alterações de projecto a efectuar. A circulação complexa do ar e a transmissão de calor são modelados com o código de dinâmica de fluidos computacional Phoenix. O modelo foi aplicado a um caso prático concreto, sendo apresentadas previsões numéricas para uma configuração típica de funcionamento.

1. Introdução

A comercialização de produtos alimentares em frio comporta cerca de 50% do consumo energético total de um estabelecimento comercial alimentar. A correcta escolha dos equipamentos refrigerados influencia directamente a apresentação dos produtos e consequente venda, bem como o consumo energético do local. Assim, a selecção de equipamentos expositores refrigerados, não deverá ser apenas considerada a apresentação do produto, mas também o seu consumo energético, já que os dois factores apresentam primordial importância na rentabilidade do estabelecimento. Entenda-se que neste caso considera-se a comercialização como sendo a apresentação atractiva de produtos alimentares de modo a encorajar a sua compra por parte do público em geral.

Devido a questões de marketing, os produtos expostos em equipamentos expositores refrigerados abertos não possuem qualquer barreira física entre o consumidor e o produto. No entanto, a necessidade do consumidor poder ver e manusear sem constrangimentos o produto que pretende adquirir apresenta diversos problemas técnicos. A cortina de ar que deverá fornecer uma barreira térmica, mas não física, entre o produto e o consumidor não é perfeita, já que o ar ambiente quente e húmido do estabelecimento comercial interage e mistura-se com o ar refrigerado no interior do equipamento, além de ser aspirado através da grelha de extracção para o sistema de refrigeração. Aspectos relativos às características geométricas dos equipamentos, levam à saída de ar refrigerado pela parte inferior da abertura do equipamento ao ar ambiente, o que resulta numa perda de capacidade. Estes factores, aliados aos restantes ganhos de calor presentes nestes equipamentos descritos por Faramarzi [1] levam ao aumento da carga térmica e consequente consumo energético.

Tradicionalmente, o desenvolvimento de novos equipamentos expositores refrigerados era levado a cabo de uma forma empírica, através da modificação dos modelos existentes na tentativa de aperfeiçoamento em termos de performance, isto é, na redução do consumo energético e na uniformização da temperatura dos produtos no interior do espaço refrigerado. Os testes eram realizados experimentalmente com base na alteração física dos equipamentos existentes. Trata-se de uma prática com custos elevados em termos monetários, temporais e humanos.

A modelação numérica de escoamentos e transmissão de calor tornou-se num método expedito de previsão dos fenómenos físicos que se desenrolam no interior e nas vizinhanças do modelo, de modo a examinar um rol completo de modificações a efectuar nos referidos equipamentos, com um custo mais reduzido e com um tempo de desenvolvimento inferior.

A modelação matemática de espaços refrigerados está ainda numa fase inicial de desenvolvimento, em grande parte devido à ocupação do espaço refrigerado por produtos alimentares, normalmente com formas irregulares ou armazenados em qualquer tipo de embalagem. O escoamento do ar em espaços refrigerados é extremamente complexo o que dificulta a simulação do processo e eleva o esforço computacional relativo a modelação do escoamento e da transmissão de calor. Hu *et al.* [2] realizaram o estudo computacional da transmissão de calor convectiva turbulenta na região interior de um equipamento expositor refrigerado fechado enquanto Wang *et al.* [3] apresentam uma simulação numérica que pretende avaliar o padrão tridimensional do escoamento num compartimento refrigerado preenchido por caixas de produtos. Paralelamente, Bhattacharjee *et al.* [4] efectuaram simulações numéricas da interacção térmica entre a cortina de ar de um equipamento expositor aberto e o ar ambiente do compartimento de modo a permitir o aprofundamento do conhecimento da transmissão turbulenta de calor e de quantidade de movimento nesta região de mistura.

2. Modelo Matemático

Nesta secção serão descritas de forma sumária, as equações gerais que traduzem a evolução dos fenómenos físicos que se pretendem tratar, bem como, as diversas simplificações resultantes da abordagem seguida para o estudo em causa. As hipóteses subjacentes à simplificação do estudo são dadas pela avaliação das características do escoamento bidimensional turbulento não isotérmico e do processo de transmissão de calor em regime estacionário, considerando-se o fluido como um gás ideal, incompressível e com diversas propriedades constantes.

2.1. Equações Gerais

- Equação da continuidade

A equação da continuidade exprime a conservação de massa, dada por :

$$\sum \frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0$$

- Equação da quantidade de movimento

A conservação da quantidade de movimento (2ª lei de Newton) é expressa pelas equações diferenciais do movimento de qualquer partícula fluida :

$$\rho \sum_j \frac{\partial (U_i U_j)}{\partial x_j} = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + F_i + \rho \sum_j \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu_l \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right]$$

Para completar a descrição das equações é necessário ter em conta o termo representativo do efeito da força de impulsão na componente vertical das equações da conservação da quantidade de movimento, face às variações da massa específica. O efeito de impulsão considerado no modelo consiste na utilização de uma perturbação da massa específica :

$$F = (\rho - \rho_{ref}) \cdot g$$

- Equação da energia

A equação da energia desenvolvida em função da temperatura, num sistema sem geração interna de energia, com calor específico constante, em regime estacionário e desprezando a dissipação viscosa devido às características do escoamento, vem :

$$\rho C_p \sum_j \frac{\partial(U_j T)}{\partial x_j} = k \sum_j \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial T}{\partial x_j} \right)$$

- Equação de estado

Assumindo que o ar se comporta como um gás perfeito é possível estabelecer uma relação entre a massa específica e a temperatura de modo a avaliar as variações da massa específica face aos gradientes térmicos do escoamento, que traduzem o seu efeito na força de impulsão :

$$p = \rho RT$$

2.2. Modelo de turbulência

O modelo de turbulência k-ε de duas equações é extremamente popular na realização de previsões numéricas do escoamento de fluidos e na transmissão de calor devido à capacidade de simulação de uma gama elevada de escoamentos com ajustamento mínimo dos coeficientes e pela sua relativa simplicidade de formulação. O modelo é constituído por duas equações diferenciais, para a energia cinética turbulenta e para a dissipação da energia cinética turbulenta :

$$\rho \frac{Dk}{Dt} + \rho \frac{\partial}{\partial x_i} \left[U_i k - \frac{v_t}{Pr_t(k)} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] = \rho (P_k + \Gamma_b - \varepsilon)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} + \rho \frac{\partial}{\partial x_i} \left[U_i \varepsilon - \frac{v_t}{Pr_t(\varepsilon)} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] = \rho \frac{\varepsilon}{k} (C_{1e} P_k + C_{3e} \Gamma_b - C_{2e} \varepsilon)$$

Em que :

$$P_k = v_t \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \left[\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right] \quad ; \quad \Gamma_b = -v_t g \frac{\frac{\partial T}{\partial x_i}}{Pr_t(T)}$$

A viscosidade cinemática turbulenta e o comprimento de escala são dados por:

$$v_t = C_\mu C_d \frac{k^2}{\varepsilon} \quad ; \quad l_m = C_d \frac{k^{3/2}}{\varepsilon}$$

Na *Tabela 1.* são apresentadas as constantes empíricas determinadas com base experimental do modelo k-ε standard :

Tabela 1. – Constantes empíricas do modelo de turbulência k-ε standard

C_μ	C_d	C_{1e}	C_{2e}	C_{3e}	$Pr_t(k)$	$Pr_t(\varepsilon)$
0,5478	0,1643	1,44	1,92	0,00	1,00	1,92

2.3. Leis de parede

O modelo apresentado apenas é válido para escoamentos turbulentos completamente desenvolvidos. Na proximidade das paredes o N° de Reynolds local é reduzido, pelo que os efeitos viscosos são predominantes sobre os efeitos turbulentos. Para levar em conta os efeitos viscosos e os elevados gradientes das variáveis nas proximidades das paredes é utilizado o método das funções logarítmicas de equilíbrio :

$$U^+ = \frac{\ln(E y^+)}{\kappa} \quad ; \quad y^+ = \frac{\rho y}{\mu_l} \left(\frac{\tau_w}{\rho} \right)^{1/2} \quad ; \quad U^+ = \frac{U}{\left(\frac{\tau_w}{\rho} \right)^{1/2}}$$

A produção e a dissipação de energia cinética na região próxima da parede é dada por :

$$k = C_{\mu}^{-1/2} \frac{\tau_w}{\rho} \quad ; \quad \varepsilon = (C_{\mu} C_d)^{3/4} \frac{k^{3/2}}{\kappa y}$$

A descrição completa e os pormenores relativos à implementação do modelo de turbulência e das leis de parede pode ser encontrada em Rodi [5].

3. Modelo Numérico

O presente estudo faz uso do código *PHOENICS* para a resolução através do método dos volumes finitos, das equações diferenciais discretizadas pelo esquema de diferenciação híbrido. O sistema de equações algébricas às diferenças finitas é resolvido através do algoritmo SIMPLEST segundo um processo numérico iterativo para a malha ortogonal deslocada não uniforme (30x130) utilizada. As equações diferenciais discretizadas podem ser expressas segundo a forma genérica, conforme exposto por Patankar [6]:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho U\phi - \Gamma_{\phi} \frac{\partial\phi}{\partial x_i} \right) = S_{\phi}$$

3.1. Condições de fronteira

Os tipos de condições de fronteira impostos são de prática comum nas simulações numéricas :

- Paredes :

As leis de paredes apresentadas na secção anterior permitem o estabelecimento das condições de fronteira para a região próxima da parede. Segundo Faramarzi [1], os ganhos de calor por transmissão através das paredes do equipamento não são significativos, pelo que as paredes foram consideradas adiabáticas.

- Grelha de insuflação, de aspiração e orifícios nas costas interiores do equipamento :

Devido à entrada e saída de ar, nas faces destes elementos prescreve-se a velocidade e a energia cinética e a sua taxa de dissipação foram fixadas tal como exposto por Costa *et al.* [7] :

$$k_i = 1,5(U_i I_i)^2 \quad ; \quad \varepsilon_i = (C_{\mu} C_d)^{3/4} \frac{k^{3/2}}{0,1h}$$

- Superfície de exposição (Abertura do equipamento ao ar ambiente do compartimento) :

Para simular esta situação, foi utilizada uma condição de fronteira de pressão fixa, em que a direcção do escoamento é determinada em cada volume de controlo da superfície em função da diferença de pressão. A temperatura nesta superfície foi imposta com um valor aproximado ao vulgarmente encontrado na zona de refrigerados de qualquer estabelecimento comercial (T = 18 [°C]).

4. Apresentação e discussão de resultados

O balcão frigorífico alvo de estudo foi o equipamento expositor refrigerado vertical aberto, comercializado pela *JORDÃO Cooling Systems*[®] na versão de charcutaria/lacticínios, por ser a categoria que apresenta mais dificuldades técnicas em função da abertura para o ambiente do compartimento.

As simulações numéricas efectuadas têm por objectivo avaliar a distribuição do campo de velocidades e temperaturas no interior do equipamento, de modo a localizar pontos de possível evolução técnica dos equipamentos. De seguida são exibidos os resultados mais significativos do estudo numérico, reflectidos na apresentação do padrão das isotérmicas na *Figura 1.* e pelo padrão das linhas de corrente na *Figura 2.*:

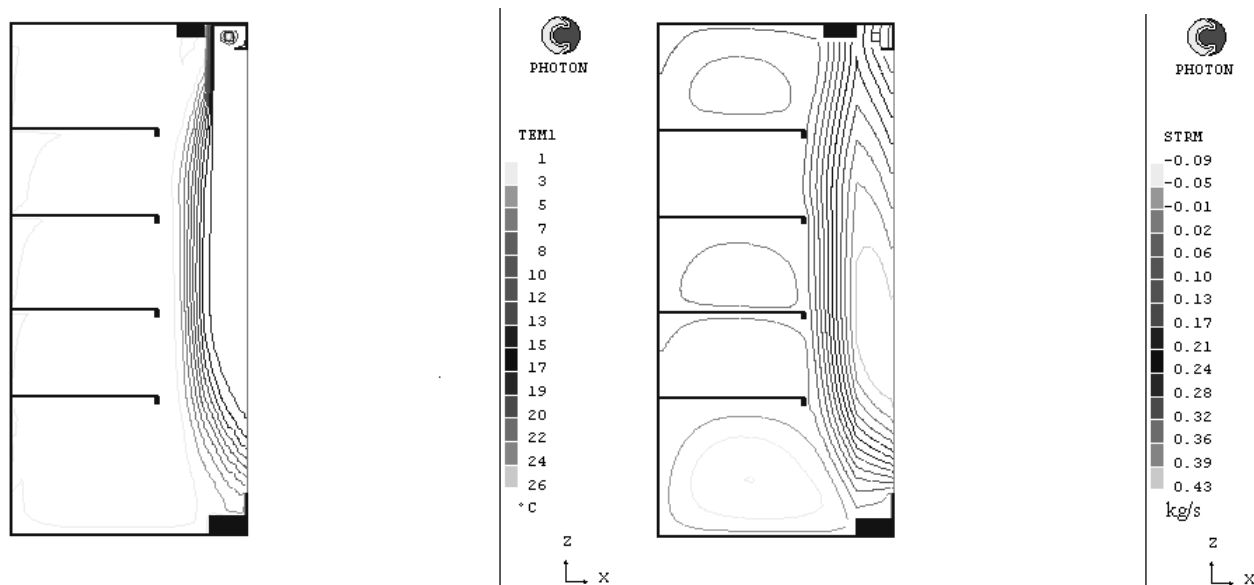


Figura 1. – Padrão das isotérmicas

Figura 2. – Padrão das linhas de corrente

Na *Figura 1.* é bem visível a homogeneidade da distribuição da temperatura no espaço refrigerado de exposição, que varia entre 1,5 [°C] e 2,5 [°C], localizando-se a temperatura mais elevada na base do equipamento. É exibida a interacção térmica entre o ar refrigerado insuflado e o ar ambiente, o que demonstra a efectividade da cortina de ar. Também é perceptível através do padrão das isotérmicas, a fuga para o exterior pela zona inferior da abertura, de mistura de ar refrigerado com ar ambiente.

A *Figura 2.* apresenta as linhas de corrente, onde são evidenciadas as recirculações existentes nas prateleiras, bem como a distribuição de entrada e saída de caudal mássico através da abertura do equipamento ao ar ambiente.

5. Conclusões

É necessário realçar que o estudo numérico não leva em consideração a presença de produtos alimentares no envelope de refrigeração e respectiva carga térmica, que irão elevar a temperatura e diminuir a circulação do ar no espaço refrigerado. No entanto, após avaliação dos resultados numéricos é possível elaborar as seguintes conclusões relativas ao estudo paramétrico :

- Visto que a temperatura é mais elevada na zona inferior do equipamento, a uniformização do campo de temperatura pode ser melhorada através do incremento da densidade de orifícios, perfurados não uniformemente na porção inferior (até 1/3 da altura da superfície de exposição) da frente interior, como constatado por Hu *et al.* [2].
- A visualização do campo de velocidades indica uma perda substancial de ar refrigerado pela zona inferior da abertura ao ar ambiente. É possível que o incremento da largura do fundo do equipamento, com o conseqüente deslocamento e alteração da orientação da grelha de aspiração, proporcione uma maior recirculação de ar refrigerado. Esta modificação reduzirá o tempo de funcionamento do compressor devido à manutenção mais constante da temperatura de funcionamento, bem como provavelmente diminuirá a frequência dos ciclos de descongelação devido à redução de mistura do ar refrigerado com o ar ambiente quente e húmido. Assim, é de admitir que com estas alterações geométricas, o consumo energético do equipamento diminua.
- A uniformização dos campos de temperatura e velocidade também permitiram estender o período de conservação em frio dos produtos alimentares, mantendo-os num escalão de qualidade o mais elevado possível no que respeita à aparência, odor, sabor e conteúdo vitamínico, já que destes elementos depende o valor comercial, além do perfeito estado sanitário.

Os resultados obtidos através do estudo numérico revelam-se consistentes, no entanto, todas estas conjecturas terão que ser corroboradas através de diversas modelações numéricas mais completas e estudos experimentais de modo a estender a abrangência do estudo, bem como para validar as linhas orientadoras expostas para a evolução dos equipamentos.

6. Agradecimentos

Agradece-se à *JORDÃO Cooling Systems*[®] pela disponibilização das características técnicas do equipamento expositor refrigerado vertical aberto, assim como pela apresentação das dificuldades sentidas pelos fabricantes e expectativas relativamente aos aspectos construtivos, operativos e de evolução tecnológica.

7. Referências

- [1] Ramin Faramarzi, “Efficient display case refrigeration,” *ASHRAE Journal*, vol. 41, n.º 11, November 1999.
- [2] Shih C. Hu, Nai W. Fan and Yie-Zu R. Hu, “Optimization of the display design using numerical models,” *PHOENICS Journal of CFD & its applications*, vol. 7, n.º 1, 1994.
- [3] H. W. Wang and A. H. Visser, “3D flow patterns in refrigerated stores,” *PHOENICS Journal of CFD & its applications*, vol. 4, n.º 2, 1991.
- [4] Pratik Bhattacharjee and Eric Loth, “Simulation of air-curtain thermal entrainment,” in *Proceedings of ASME - Fluids Engineering Division Summer Meeting*, June 2001.
- [5] Wolfgang Rodi, *Turbulence models and their application in hydraulics – A state of the art review*, IAHR, 1980.
- [6] S. V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Publishing Corporation, 1980.
- [7] J. J. Costa and L. A. Oliveira, “Vedação aerodinâmica por cortina de ar – Estudo numérico,” in *I Jornadas Técnicas de Primavera da EFRIARC*, Março 2001.
- [8] PHOENICS-related Lectures and Tutorials, CHAM - Concentration, Heat and Momentum Ltd [citado em 25 de Setembro de 2001 – 18:27]. Disponível em URL: http://www.cham.co.uk/phoenics/d_polis/d_lecs/leclist.htm
- [9] PHOENICS-VR Reference Guide – CHAM Technical Report TR/326, CHAM - Concentration, Heat and Momentum Ltd (revisto em Julho 2001) [citado em 25 de Setembro de 2001 – 18:27]. Disponível em URL: http://www.cham.co.uk/phoenics/d_polis/d_docs/tr326/tr326top.htm
- [10] R. A. Pitarma, *Modelação matemática e experimental de câmaras frigoríficas de veículos*, Tese de Doutoramento, Instituto Superior Técnico, Universidade Técnica de Lisboa, Lisboa, Julho 1997.
- [11] A. M. Foster, *Using CFD to model air flow and heat transfer in and around refrigerated display cabinets*, Food Refrigeration and Process Engineering Research Centre, University of Bristol, 1998.
- [12] Paul Adams, “Merchandising vs. energy consumption in the supermarket,” *Heating/Piping/Air Conditioning Journal*, April 1992
- [13] John A. Flannick, Richard H. Stamm, Max M. Calle and Jerry C. Gomolla, “An electric utility’s adventures in commercial refrigeration,” *Heating/Piping/Air Conditioning Journal*, October 1994
- [14] Joe Humphrey, “A truly supermarket,” *Engineered Systems Magazine*, April 2000

8. Nomenclatura

$C_{\mu}, C_d,$	Constantes do modelo de turbulência
C_{1e}, C_{2e}, C_{3e}	Constantes do modelo de turbulência
C_p	Calor específico, [J/kg °K]
E	Constante empírica (= 8,6)
F	Força, [N]
g	Aceleração da gravidade, (= 9,81 [m/s ²])
h	dimensão da entrada e/ou saída de ar, [m]
k	Energia cinética turbulenta [m ² /s ²] ; Condutibilidade térmica [W/m °K]
l_m	Comprimento de escala
m	Massa, [kg]
p	Pressão, [Pa]
P_k	Taxa de produção de energia cinética turbulenta por tensões de corte, [m ² /s ³]
Pr, Pr_t, Pr_l	Número de Prandtl/Schmidt turbulento / ... laminar
R	Constante universal dos gases, (= 287 [J/kg °K])
S	Termo fonte
T	Temperatura, [°K]
U	Velocidade média ou instantânea, [m/s]
x, y, z	Coordenadas espaciais, [m]
y	Distância à superfície da parede, [m]

Índices Inferiores e Superiores

i, j, k	Componentes das direcções cartesianas segundo x,y e z
l	Laminar
t	Turbulento
w	Parede
ref	Referência
$+$	Variáveis adimensionais de parede

Simbologia grega

β	Coefficiente de expansão térmica, [1/°C]
κ	Constante de Von Karman (= 0,41)
ρ	Massa específica, [kg/m ³]
ε	Dissipação de energia cinética, [m ² /s ³]
ϕ	Variável genérica
μ, μ_t, μ_l	Viscosidade dinâmica / ... turbulenta / ... laminar, [N·s/m ²]
ν, ν_t, ν_l	Viscosidade cinemática molecular / ... turbulenta / ... laminar, [m ² /s]
Γ_b	Taxa de produção/destruição de energia cinética turbulenta por impulsão, [m ² /s ³]
Γ_ϕ	Coefficiente de difusão para a variável genérica ϕ
τ_w	Tensão de corte, [N/m ²]