



UNIVERSIDADE DE COIMBRA  
FACULDADE DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**ESTUDO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL DA VEDAÇÃO AERODINÂMICA  
EM ESPAÇOS REFRIGERADOS**

Por  
João Carlos Gonçalves

Coimbra, 2010



UNIVERSIDADE DE COIMBRA  
FACULDADE DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**ESTUDO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL DA VEDAÇÃO AERODINÂMICA  
EM ESPAÇOS REFRIGERADOS**

Por  
João Carlos Gonçalves

Coimbra, 2010



UNIVERSIDADE DE COIMBRA  
FACULDADE DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**ESTUDO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL DA VEDAÇÃO AERODINÂMICA  
EM ESPAÇOS REFRIGERADOS**

Por

João Carlos Gonçalves

Dissertação de Doutoramento em  
Engenharia Mecânica

Coimbra, 2010

ISBN: 978-972-8954-20-8

A realização deste trabalho beneficiou do financiamento de uma bolsa PROTEC



À minha Família e aos meus amigos

## **AGRADECIMENTOS**

Manifesto, desde já, o meu profundo e sincero agradecimento a todos que, de algum modo, contribuíram para a realização deste trabalho e, por lapso, não citei.

Em primeiro lugar, um agradecimento muito particular aos meus orientadores, Professor Doutor José Joaquim da Costa e Professor Doutor Rui de Almeida Figueiredo, pela sua profunda e rigorosa orientação científica. Destaco o meu reconhecimento pelo permanente apoio, amizade, compreensão, encorajamento e boa disposição, que sempre demonstraram, ao longo deste trabalho conjunto.

Quero igualmente agradecer, de um modo especial, ao Professor Doutor António Gameiro pela amizade e preciosa ajuda na exploração do software de cálculo, utilizado neste trabalho.

Destaco, ainda, o meu apreço ao colega Gonçalo Brites pelo seu companheirismo e amizade e, também, pela sua colaboração na construção e instrumentação da instalação experimental.

Agradeço à Fundação para a Ciência e Tecnologia pelo apoio através de bolsa PROTEC (Programa de Apoio à Formação Avançada de Docentes do Ensino Superior Politécnico), como docente do Instituto Politécnico de Viseu.

Aos colegas da Escola Superior Agrária de Viseu expresso o meu reconhecimento pela amizade e apoio proporcionados, ao longo desta jornada. Um agradecimento especial, ainda, aos colegas do meu Departamento (Indústrias Alimentares), que sempre me apoiaram, incentivaram e, muitas vezes, de forma voluntariosa me libertaram de tarefas, permitindo-me centrar esforços na conclusão deste desafio.

Agradeço à ADAI pelas condições de trabalho que me foram proporcionadas e pela disponibilidade dos equipamentos utilizados.

Um agradecimento, também, a todos os colegas da ADAI pela sua colaboração, amizade e boa disposição sempre dispensada.

Dispensando enumera-los, registo a minha gratidão a todos os amigos pelo estímulo e encorajamento durante a realização deste trabalho.

Finalmente, um agradecimento muito especial aos meus Pais e Irmãos, pelo carinho e apoio incondicional dado e com quem posso sempre contar. Uma palavra especial para o meu irmão Jorge, pelo seu constante apoio, motivação e exemplo.

Em instalações frigoríficas industriais as portas de acesso têm que permanecer abertas por períodos mais ou menos longos, seja em operações de rotina ou de carga/descarga. A diferença de temperatura induz a infiltração de ar quente do exterior no espaço refrigerado, podendo causar vários problemas, como sejam: perda de qualidade dos produtos; aumento dos custos de funcionamento do sistema de frio e problemas de segurança.

Com o objectivo de minimizar tais efeitos diferentes soluções podem ser adoptadas, sendo a vedação aerodinâmica por cortina de ar uma das mais interessantes, pois permite preservar as características térmicas e químicas do espaço interior e, ao mesmo tempo, o livre acesso por pessoas e máquinas.

Neste trabalho apresenta-se o estudo experimental e numérico sobre a aplicação de cortinas de ar como elementos activos de isolamento térmico de portas de acesso a câmaras frigoríficas. Para o efeito, foi construída e instrumentada uma instalação piloto, à escala laboratorial, constituída no essencial por dois compartimentos contíguos, com um dispositivo de cortina de ar instalado sobre a porta de ligação. As condições térmicas iniciais nos compartimentos frio e quente eram asseguradas, respectivamente, por uma unidade de refrigeração e por um convector eléctrico, e a sua evolução temporal medida durante o período em que a porta era mantida aberta. As trocas de energia entre os dois espaços foram avaliadas, com o equipamento de cortina de ar em funcionamento ou não.

Para analisar o comportamento do dispositivo de vedação foi implementado um modelo numérico usando a mecânica de fluidos computacional, inicialmente numa formulação bi-dimensional (2D), posteriormente substituída por um modelo tri-dimensional (3D). Observou-se uma boa concordância entre as medições experimentais e as previsões numéricas, nomeadamente da evolução temporal da temperatura em diferentes pontos de monitorização e através do efeito de vedação obtido.

O modelo numérico desenvolvido permitiu a realização de um estudo sistemático dos parâmetros do problema e a sua comparação com resultados anteriormente publicados por

outros investigadores. Numa primeira fase, para a configuração mais comum (cortina de ar de jacto descendente, sem recirculação), avaliou-se a influência dos diferentes parâmetros (altura do vão da porta, diferença de temperatura reinante em ambos os lados da porta, espessura do bocal de descarga e orientação inicial do jacto), procurando obter um máximo efeito de vedação. Numa segunda fase, foram analisadas diversas configurações (cortinas de ar de jacto vertical descendente, simples e duplo, de jacto horizontal, com e sem recirculação do ar), tendo-se concluído que a configuração mais adequada, para este tipo de aplicações, corresponde à cortina de ar de jacto vertical descendente, instalada do lado exterior sobre a porta de acesso à câmara frigorífica.

Finalmente, propõe-se uma estratégia inovadora para a operação dos equipamentos de cortina de ar, incorporando um dispositivo electrónico de controlo da velocidade do jacto, de forma a funcionar próximo das condições óptimas, isto é, correspondentes à máxima eficiência de vedação.

## **ABSTRACT**

In refrigerating stores the access doors must remain open during long periods either for routine or for loading/unloading operations. As result of the indoor and outdoor temperature differences, air exchanges occur and the infiltration of outside hot air in the refrigerated space can lead to undesirable effects such as product quality loss, higher operational costs and safety problems.

In order to minimise these effects different solutions can be adopted and aerodynamic sealing by curtain air is one of the most interesting as it can preserve to a certain extent the indoor conditions allowing at the same time free access for people and machines.

In this work an experimental and numerical study about the use of air curtains as active elements for sealing refrigerated spaces is presented. The experimental installation, constructed at a laboratory scale, consisted of two adjacent rooms linked by a door equipped with an air curtain device. Initial temperatures in both cold and hot rooms were imposed by a refrigeration unit and an electrical heater, respectively, and their time evolution measured during the opening periods of the door. The mass and energy exchanges between the two spaces were evaluated, with the air curtain operating or not.

To analyse the behaviour of the sealing device a numerical model was implemented using Computational Fluid Dynamics, initially in a two-dimensional formulation that was later replaced by a three-dimensional one. A good agreement was observed between experimental measurements and numerical predictions, namely the time evolution of temperature at different monitoring points and the sealing effect.

The developed numerical model enabled a parametric study on different issues of the problem and a comparison with the results obtained with models previously published by other authors could be performed and is also presented. At first, to the common configuration (vertical downward air curtain) the influence of different parameters, namely the initial temperature difference, the air jet velocity and orientation and the dimensions of the door, were analysed in order to obtain the maximum sealing effect. In a second

parametric study, different configurations for the air curtain were analysed (vertical downward air jet, twin curtains and horizontal jet curtain, with and without air recirculation), the downward vertical curtain, located on the outdoor side of the cold room, showing to be the most appropriated.

Finally, an innovative strategy is proposed for the air curtain operation, incorporating an electronic controller of the discharge jet velocity and adapting the device to operate in optimal conditions, that is with maximum sealing efficiency.

<i>Agradecimentos</i> _____	<i>iii</i>
<i>Resumo</i> _____	<i>v</i>
<i>Abstract</i> _____	<i>vii</i>
<i>Índice</i> _____	<i>ix</i>
<i>Nomenclatura</i> _____	<i>xiii</i>
CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO _____	1
1.1- ENQUADRAMENTO DO TEMA EM ESTUDO _____	1
1.1.1- Aplicações e benefícios decorrentes do uso de cortinas de ar _____	1
1.1.2- Tipos de cortinas de ar _____	6
1.2- REVISÃO BIBLIOGRÁFICA _____	11
1.2.1- Trocas de ar entre espaços a diferentes temperaturas por convecção natural	11
1.2.2- Utilização de cortinas de ar na vedação de espaços climatizados _____	22
1.2.3- Utilização de cortinas de ar na vedação de espaços refrigerados _____	36
1.2.4- Utilização de CFD em simulações de vedação por cortinas de ar _____	44
1.3- MOTIVAÇÕES E OBJECTIVOS _____	52
1.4- ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO _____	54
CAPÍTULO 2 – INSTALAÇÃO E METODOLOGIAS EXPERIMENTAIS _____	57
2.1- INTRODUÇÃO – CARACTERIZAÇÃO DO DOMÍNIO DE ESTUDO _____	57
2.2- MODELO LABORATORIAL _____	58
2.2.1- Geometria e pormenores construtivos _____	58
2.2.2- Equipamentos de tratamento do ar – aquecimento e arrefecimento _____	59
2.3- EQUIPAMENTO DE CORTINA DE AR _____	60
2.3.1- Caracterização do equipamento _____	60
2.3.2- Controlo da velocidade do jacto de ar _____	61
2.4- INSTRUMENTAÇÃO _____	62
2.4.1- Sistema de aquisição _____	62
2.4.2- Medição da velocidade e temperatura do escoamento _____	63



2.4.3- Técnica dos gases traçadores _____	65
2.5- METODOLOGIA DE REALIZAÇÃO DOS ENSAIOS _____	68
CAPÍTULO 3 – MODELAÇÃO NUMÉRICA _____	69
3.1- INTRODUÇÃO _____	69
3.2- EQUAÇÕES DE TRANSPORTE _____	70
3.2.1- Equações iniciais _____	70
3.2.2- Equações para o escoamento médio _____	71
3.2.3- Modelação da turbulência _____	73
3.3- MODELAÇÃO BIDIMENSIONAL _____	78
3.3.1- Configuração estudada – Aproximação 2D _____	79
3.3.2- Método numérico utilizado _____	80
3.3.3- Condições iniciais e de fronteira _____	83
3.4- MODELAÇÃO TRIDIMENSIONAL _____	84
3.4.1- Estrutura do software (ANSYS CFX®) _____	85
3.4.2- Geometria do modelo e geração da malha de cálculo _____	85
3.4.3- Caracterização do domínio físico _____	88
3.4.4- Modelação da turbulência _____	91
3.4.5- Tratamento do escoamento junto a superfícies sólidas _____	94
3.4.6- Resolução das equações e pós-processamento dos resultados _____	95
CAPÍTULO 4 – RESULTADOS EXPERIMENTAIS E VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO ____	97
4.1- INTRODUÇÃO _____	97
4.2- CARACTERIZAÇÃO DO JACTO DA CORTINA DE AR _____	98
4.2.1- Perfil de velocidades no eixo da cortina _____	98
4.2.2- Perfil de velocidades segundo o eixo de desenvolvimento do jacto _____	99
4.2.3- Perfil transversal de velocidade (perpendicular ao plano da porta) _____	101
4.3- ENSAIOS ISOTÉRMICOS – PADRÃO DO ESCOAMENTO _____	103
4.4- AFINAÇÃO DA INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL – FONTES DE ERRO _____	104
4.4.1- Dificuldade em colocar as salas às temperaturas requeridas _____	105
4.4.2- Transferência de calor através das paredes _____	105

4.4.3- Velocidade inicial do jacto da cortina _____	106
4.4.4- Interferência no escoamento pelos equipamentos de medida e climatização	106
4.4.5- Metodologia adoptada para monitorizar o gás traçador _____	106
4.4.6- Método da abertura da porta _____	106
4.4.7- Erros inerentes ao sistema de medida e aquisição de dados _____	107
4.5- MELHORIAS IMPLEMENTADAS NO MODELO DE CÁLCULO _____	109
4.5.1- Trocas de calor pelas paredes _____	109
4.5.2- Inclusão de um modelo de radiação _____	109
4.5.3- Temperatura das superfícies _____	110
4.5.4- Modelação da turbulência _____	111
4.6- RENDIMENTO DE VEDAÇÃO _____	112
4.6.1- Utilização da técnica dos gases traçadores _____	113
4.6.2- Rendimento de vedação em função do tempo de porta aberta _____	118
4.7- CONFRONTO DOS RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES 2D E 3D _____	122
4.7.1- Resultados do código “aberto” – aproximação 2D _____	122
4.7.2- Configuração 3D com a porta a abranger toda a largura das salas _____	127
4.8- PREVISÕES ANALÍTICAS DA INFILTRAÇÃO DE AR NO ESPAÇO ARREFECIDO _____	131
4.9- NOTAS CONCLUSIVAS _____	140
CAPÍTULO 5 – ESTUDO PARAMÉTRICO _____	141
5.1- INTRODUÇÃO _____	141
5.2- CONFIGURAÇÃO DE BASE _____	142
5.3- INFLUÊNCIA DA EXTENSÃO DO DOMÍNIO EXTERIOR A MODELAR _____	146
5.4- ALTURA DA PORTA _____	151
5.5- DIFERENÇA DE TEMPERATURA ENTRE INTERIOR E EXTERIOR _____	153
5.6- ESPESSURA DO BOCAL DE DESCARGA _____	154
5.7- ÂNGULO INICIAL DO JACTO _____	157
5.8- CORTINA INSTALADA NO INTERIOR DO ESPAÇO A VEDAR _____	159
5.9- CORTINA VERTICAL DESCENDENTE COM RECIRCULAÇÃO _____	161
5.10- CORTINAS GÉMEAS _____	163
5.11- CORTINA DE AR DE JACTO HORIZONTAL _____	165

5.12- CORTINA DE AR DE JACTO HORIZONTAL COM RECIRCULAÇÃO _____	169
5.13- ANÁLISE GLOBAL DOS RESULTADOS _____	170
5.14- RECOMENDAÇÕES DE PROJECTO _____	177
CAPÍTULO 6 – CONCLUSÕES _____	179
6.1- PRINCIPAIS CONTRIBUTOS DO TRABALHO _____	179
6.2- DESENVOLVIMENTOS FUTUROS _____	183
BIBLIOGRAFIA _____	185
ANEXO A - MODELAÇÃO DA TURBULÊNCIA NO ANSYS CFX® _____	193

## NOMENCLATURA

$A$	Área da porta [m]
$b_0$	Espessura do bocal de injeção da cortina de ar [m]
$C$	Concentração do gás [-]
$C_{\varepsilon_1}$	Constante do modelo de turbulência $k-\varepsilon$ (=1.44)
$C_{\varepsilon_2}$	Constante do modelo de turbulência $k-\varepsilon$ (=1.92)
$C_{\varepsilon_3}$	Constante do modelo de turbulência $k-\varepsilon$ (=1)
$C_{\mu}$	Constante do modelo de turbulência (=0.09)
$c_p$	Calor específico a pressão constante [J/kg. °C]
$D_m$	Módulo de deflexão da cortina de ar [-]
$D_{m,\min}$	Valor mínimo do módulo de deflexão da cortina de ar [-]
$g$	Aceleração da gravidade [m/s <sup>2</sup> ]
$g_i$	Componente do vector aceleração da gravidade na direcção $i$ .
$G$	Constante universal de gravitação ( $6.67 \times 10^{-11}$ N.m <sup>2</sup> /kg <sup>2</sup> )
$G_K$	Termo de produção ou destruição de energia cinética turbulenta
$H$	Altura da cortina de ar [m]
$H_p$	Altura da porta [m]
$H_c$	Altura do compartimento (câmara frigorífica) [m]
$k$	Energia cinética da turbulência
$\ell_t$	Escala de comprimento da turbulência
$E$	Eficácia de vedação [-]
$IT$	Intensidade da turbulência [-]
$Nu$	Número de Nusselt ( $Nu = hH_p/k$ )
$n$	Taxa de renovação de ar [h <sup>-1</sup> ]
$\bar{n}$	Valor médio de renovações do ar no compartimento em estudo [h <sup>-1</sup> ]
$P$	Pressão [N/m <sup>2</sup> ]
$Pr$	Número de Prandtl ( $= \nu / \alpha$ )
$Pr_t$	Número de Prandtl turbulento ( $= \nu_t / \alpha_t$ )
$P_K$	Termo de produção de $k$ associado aos gradientes de velocidade média
$Q$	Energia na forma de calor [J]
$\dot{Q}$	Fluxo de calor que atravessa a porta [W]
$Re$	Número de Reynolds ( $Re = (\rho \cdot b \cdot V) / \mu$ )
$S_{(t)}$	Caudal volúmico de gás traçador injectado no compartimento, [m <sup>3</sup> /h]
$S_{\phi}$	Termo-fonte
$S_{ij}$	Tensor da taxa de deformação ( $= (\partial u_i / \partial x_j + \partial u_j / \partial x_i) / 2$ )
$t$	Tempo [s]
$T$	Temperatura [°C]
$T_f$	Temperatura do ar do compartimento “interior” (frio) [°C]
$T_q$	Temperatura do ar do compartimento “exterior” (quente) [°C]
$U_t$	Escala representativa das flutuações de velocidade
$V$	Velocidade [m/s]
$V_0$	Velocidade de descarga do jacto [m/s]
$V'$	Termo flutuante da velocidade
$V$	volume [m <sup>3</sup> ]

$\dot{V}$	Caudal de ar através da porta [m <sup>3</sup> /h]
$\dot{V}_0$	Caudal de ar através da porta com cortina de ar desligada.
$w$	Largura da porta [m]
$W$	Largura do compartimento [m]
$X, Y, Z$	Coordenadas espaciais [m]

### Símbolos Gregos

$\alpha$	Difusibilidade de calor ( $\alpha = \lambda / (\rho \cdot c_p)$ )
$\alpha_t$	Difusibilidade térmica turbulenta
$\alpha_0$	Ângulo de inclinação inicial do jacto [°]
$\beta$	Coefficiente de expansão térmica
$\varepsilon$	Taxa de dissipação da energia cinética turbulenta
$\eta$	Eficiência ou rendimento de vedação [-]
$\rho$	Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]
$\mu$	Viscosidade dinâmica [Pa.s]
$\nu$	Viscosidade cinemática [m <sup>2</sup> /s]
$\delta_{ij}$	Delta de Kronecker ( $\delta_{ij}=1$ , se $i=j$ ; e $\delta_{ij}=0$ , se $i \neq j$ )
$\Phi$	Função de dissipação ( $= 2(S_{ij}S_{ij} - S_{kk}^2 / 3)$ )
$p$	Pressão termodinâmica
$\lambda$	Condutibilidade térmica
$\Delta$	Variação da propriedade [-]
$\phi$	Variável genérica
$\nu_t$	Difusibilidade turbulenta de quantidade de movimento ( $= \mu_t / \rho$ )
$\sigma_k$	Constante do modelo de turbulência $k-\varepsilon$ (=1.0)
$\sigma_\varepsilon$	Constante do modelo de turbulência $k-\varepsilon$ (=1.3)
$\Gamma_\phi$	Coefficiente de difusão nas equações do escoamento médio
$\omega$	Frequência da turbulência

### Subscritos

$ac$	Dispositivo de cortina de ar em funcionamento
$ac,0$	Dispositivo de cortina de ar desligada ( $V_0=0$ m/s)
$O$	Propriedade à saída do bocal de descarga do jacto
$e$	Exterior
$f$	Compartimento frio
$fin$	Final
$i$	Interior
$in$	Inicial
$l$	Energia latente
$méd$	valor médio
$N$	Referente à linha neutra
$q$	Compartimento quente
$ref$	Valor referência (valor médio da gama de variação da temperatura)
$s$	Energia sensível

# **CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO**

## **1.1- ENQUADRAMENTO DO TEMA EM ESTUDO**

Sempre que se abre a porta de acesso de uma câmara frigorífica é inevitável a troca de ar entre interior e o exterior, devido à diferença de temperatura entre os dois ambientes. Além de provocar variações das condições térmicas do espaço refrigerado e, conseqüentemente, dos produtos, implica também um aumento da carga de refrigeração. Segundo alguns autores a carga de infiltração pode ultrapassar mais de metade da carga de refrigeração total. A fim de reduzir os fluxos de calor entre o exterior e o interior, podem ser adoptadas várias soluções, tais como antecâmaras, portas de accionamento rápido, cortinas de plástico e cortinas de ar.

A vedação por cortina de ar consiste no desenvolvimento de um jacto de ar originado por um ventilador que, impondo uma certa quantidade de movimento inicial, permite melhorar a preservação das características térmicas e/ou químicas de um determinado espaço, garantindo o livre acesso de pessoas e máquinas.

### **1.1.1- Aplicações e benefícios decorrentes do uso de cortinas de ar**

Uma cortina de ar é normalmente entendida como um dispositivo mecânico destinado a gerar uma barreira aerodinâmica que se opõe ao escoamento de ar, através de um vão da envolvente de um compartimento, ou de um edifício (e.g., uma porta), dispensando a necessidade de qualquer tipo de barreira física, preservando, assim, o livre acesso ao interior do espaço. Um equipamento de cortina de ar, de uma forma simples, é constituído por um ventilador, um bocal de descarga orientável, uma grelha de aspiração do ar recirculado e um dispositivo que permita controlar e variar a velocidade de rotação do ventilador. Estes equipamentos podem incorporar dispositivos de aquecimento/arrefecimento e/ou tratamento do ar.

O domínio de aplicação de equipamentos de cortina de ar é bastante vasto, podendo-se incluir:

- Vedação de vãos de acesso a espaços refrigerados (câmaras frigoríficas);
- Protecção de aberturas de expositores de produtos alimentares refrigerados;
- Controlo de condições de conforto térmico;
- Controlo do clima industrial;
- Controlo de poeiras e de humidade ambiental;
- Controlo de insectos;
- etc.

Em seguida, apresentam-se, de forma breve, as aplicações mais frequentes dos equipamentos de cortina de ar, assim como algumas das suas especificações e benefícios.

### **Vedação de vãos de acesso a espaços refrigerados**

A abertura de uma porta de acesso a uma câmara frigorífica implica inevitavelmente uma perda significativa de ar “frio” e a consequente entrada de ar “mais quente” exterior. Esta troca resulta numa perda de energia (aumento da carga de refrigeração) obrigando a maiores períodos de funcionamento do equipamento de refrigeração, a problemas de segurança devido à neblina provocada pela condensação da humidade do ar, à formação de gelo junto ao solo e, ainda, a oscilações de temperatura internas causadoras de degradação de produtos alimentares aí armazenados.

Uma forma de diminuir as trocas de energia entre o interior e o exterior é a utilização de cortinas plásticas. Contudo, estas são normalmente consideradas não higiénicas por poderem acumular uma série de bactérias e, por conseguinte não seguras, uma vez que retiram a visibilidade e se degradam facilmente, Hendrix *et al* (1989).

Em alternativa, as cortinas de ar, quando devidamente dimensionadas e reguladas, conseguem controlar eficientemente o fluxo do ar através de portas de acesso de câmaras frigoríficas, Longdill e Wyborn (1979).

Quando utilizadas na vedação de espaços refrigerados, as cortinas de ar são normalmente instaladas no exterior, com um bocal de descarga relativamente estreito, e contrariamente a

aplicações de manutenção de conforto térmico, são admitidas maiores velocidades do jacto de ar e de baixo caudal, criando uma cortina de ar suficientemente espessa a toda a largura da porta, Takahashi e Inoh (1963).

Dos benefícios decorrentes da utilização de cortinas de ar podem referir-se:

- Redução do consumo de energia do equipamento de refrigeração;
- Aumento da qualidade dos produtos armazenados, pela redução das flutuações de temperatura e humidade do ar interior e, conseqüentemente dos produtos;
- Melhoria das condições de higiene;
- Aumento da produtividade e segurança dos operadores, uma vez que não existe qualquer barreira sólida que retire visibilidade ou obstrução da passagem;
- Diminuição dos custos de manutenção das portas;
- Aumento do espaço disponível no solo.

### **Protecção de aberturas de expositores de produtos alimentares refrigerados**

Nos supermercados ou outros estabelecimentos comerciais, os produtos alimentares refrigerados ou congelados são, muitas vezes, colocados à disposição dos consumidores em armários refrigerados. Em muitos casos existe uma barreira sólida, normalmente de vidro, que separa os produtos do consumidor. Embora esta seja a melhor opção, quer em termos energéticos, quer em termos de segurança alimentar, convém, por razões comerciais, que o consumidor possa ver e manusear, sem constrangimentos, o produto que pretende comprar.

A fim de ultrapassar este conflito, a solução normalmente adoptada consiste em proteger a parte frontal do expositor por uma ou mais cortinas de ar, as quais proporcionam uma barreira térmica, mas não física, entre o consumidor e os produtos. Segundo Axel e Fahlén (2003), é comum os expositores frigoríficos verticais incorporarem cortinas de ar (normalmente dois ou três jactos a diferentes temperaturas), de jacto vertical recirculado. O ar é injectado na parte superior e extraído na parte inferior do expositor (*vd.* figura 1.2). Contudo, segundo Gaspar e Pitarma (2003), a ineficácia destes dispositivos traduz-se numa menor qualidade de conservação dos produtos e em significativos custos energéticos.



Embora não se pretenda, neste trabalho, analisar o funcionamento ou regulação deste tipo de cortinas de ar, muitas das características funcionais destas barreiras térmicas são equivalentes aos aspectos que se pretendem avaliar no presente trabalho, ou seja, a vedação de portas de acesso a câmaras frigoríficas. Por outro lado, muitos dos estudos sobre o comportamento deste tipo de equipamentos recorrem à simulação numérica de escoamentos, aplicados quer a vitrinas verticais (Stribling *et al* (1997), Faramarzi (1999), Ge e Tassou (2001), Cortella *et al* (2001), Navaz *et al* (2002), Axel e Fahlén (2003), Gaspar e Pitarma (2003), Gaspar e Pitarma (2004), Gaspar *et al* (2005), Foster *et al* (2005), Navaz *et al* (2005), D'Agaro *et al* (2006<sup>a,b</sup>)), quer a armários com a abertura na parte superior – “ilhas” (Cortella (2002), Cui e Wang (2004), Wu *et al* (2004)). Outros, ainda, utilizam abordagens eminentemente experimentais (Chen e Yuan (2005), Field e Loth (2006)).

### **Controlo de condições de conforto térmico**

O uso de cortinas de ar justifica-se na vedação de portas que normalmente são utilizadas por um grande número de pessoas, como sejam, portas de acesso a edifícios públicos (hospitais, escolas), restaurantes, cafés e estabelecimentos comerciais em geral. Nestes casos, as cortinas de ar são utilizadas com o objectivo de reduzir o consumo de energia e, ao mesmo tempo, manter as condições de conforto térmico.

Uma vez que as portas são, muitas vezes, mantidas abertas, obriga a que o equipamento de cortina de ar esteja, também, em funcionamento permanente.

Na estação de Inverno, as cortinas de ar retêm o ar quente interior evitando a entrada de ar frio exterior. Neste caso, o dispositivo de cortina de ar pode ainda incorporar um sistema de aquecimento adicional, eléctrico, por vapor ou por água quente. No Verão, as cortinas de ar evitam a perda de humidade interior e, também, a entrada do ar quente exterior.

Neste tipo de utilização, a cortina de ar é normalmente instalada no lado interior e, uma vez que se trata de espaços habitados, deve garantir-se condições de conforto térmico, pelo que a velocidade do ar, no bocal de descarga, é normalmente mais baixa. No entanto, a fim de manter a quantidade de movimento do jacto, a espessura deste é normalmente maior.

A utilização de cortinas de ar em vãos de acesso, nestes estabelecimentos, decorre dos múltiplos benefícios, tais como:

- Redução dos custos energéticos de climatização do espaço interior, pela diminuição das trocas de ar indesejáveis com o exterior;
- Facilidade da entrada e saída dos clientes resultante de uma entrada desobstruída;
- Diminuição dos custos de manutenção das portas, porque accionadas menos vezes.

### **Controlo do clima industrial**

A utilização de cortinas de ar é, também, frequente no controlo de áreas climatizadas em ambientes industriais, impedindo a entrada de ar exterior através das suas portas de acesso. São exemplo, as portas exteriores dos cais de expedição e de recepção de produtos, em fábricas e armazéns, bem como, as portas de ligação entre dois espaços fabris interiores, que têm – por razões operacionais – que ser mantidos a diferentes condições de temperatura, humidade e poluentes.

A entrada de ar frio exterior em edifícios industriais é um problema muito mais severo nos países que têm um clima mais rigoroso. Segundo Sirén *et al* (2000), o ar frio exterior, que entra no edifício, causa desconforto aos trabalhadores, perturba o funcionamento do sistema da ventilação, aumenta os consumos energéticos e os custos de manutenção do edifício, perturba o processo industrial com elevadas perdas produtivas e financeiras. Nestes países, na vedação de grandes portas de edifícios industriais é usual a utilização de cortinas de jacto de ar ascendente, Valkeapää *et al* (2000).

Em muitos edifícios industriais com “pé direito” elevado, o ar mais quente tende a estratificar junto ao tecto. Nestes edifícios, recomenda-se que a cortina de ar seja instalada interiormente sobre a porta de acesso, e a aspiração do ar deve ser feita ao longo de uma tubagem, que capte o ar junto do tecto, o que permite simultaneamente: evitar a estratificação térmica e, ao mesmo tempo, aquecer a zona ocupada junto ao solo.

São vários os benefícios obtidos com a utilização das cortinas de ar em ambiente industrial, como sejam:

- Redução dos custos energéticos;
- Evita a entrada de insectos e poluentes na zona de laboração;

- Melhora o conforto térmico pelo controlo da temperatura e humidade;
- Aumento da produtividade e diminuição do absentismo, consequência de um ambiente mais confortável;
- Diminuição dos custos na manutenção das portas.

### **Controlo de poeiras e de humidade ambiental**

As cortinas de ar podem também ser utilizadas em espaços que tenham que ser mantidos – por razões operacionais – com uma atmosfera livre de contaminantes. Nestes casos, as cortinas de ar devem ser instaladas no compartimento limpo ou na zona onde a humidade é controlada, e o jacto dirigido para a zona suja ou para a zona de teor de humidade não controlada. São disso exemplo, instalações médicas de ambiente muito controlado, túneis de pintura, espaços laborais com ambientes agressivos, entre outros.

### **Controlo de insectos**

As cortinas de ar são frequentemente utilizadas para impedir o acesso de insectos a determinadas zonas. Podem encontrar-se cortinas para este efeito em instalações de processamento de alimentos (queijarias, padarias, supermercados, etc.), hospitais, escolas e outros, onde o controlo de insectos voadores é requerido. O jacto de ar produzido pela cortina de ar forma assim uma barreira, que evita a passagem de qualquer insecto.

#### **1.1.2- Tipos de cortinas de ar**

Devido à múltipla aplicação deste tipo de equipamentos, é também variado o tipo de equipamentos vulgarmente designados por *cortinas de ar*. Além das múltiplas diferenças (aparências) exteriores e da existência de dispositivos de controlo, que legitimamente cada construtor pode adoptar, enumera-se uma série de características que distinguem uma cortina de ar, nomeadamente: direcção e sentido principal da injeção do jacto de ar; modo como é feita a aspiração do ar insuflado; número de bocais de injeção; tipo de ventilador utilizado e sua posição relativamente ao corpo do equipamento; inclusão ou não, de dispositivos auxiliares de aquecimento e/ou arrefecimento do ar, etc.

Em consequência da grande variedade de equipamentos designados por cortinas de ar, interessa aqui apresentar uma classificação, que permita um fácil reconhecimento do tipo de equipamento em referências posteriores. Uma classificação que pode ser feita destes dispositivos encontra-se em Neto (2006) que organiza as cortinas em duas categorias: *com* e *sem recirculação do ar*.

Nos tipos de cortinas em que há recirculação do ar, a injeção é feita por um bocal de insuflação, que tem no seu oposto uma grelha de recolha do ar insuflado, que acolhe também, parte do ar da vizinhança que é arrastado ao longo do desenvolvimento do jacto. O ar recolhido é depois levado, através de condutas próprias, para ser eventualmente tratado (filtrado, aquecido ou arrefecido), e de novo injectado pelo bocal de descarga. Na figura 1.1 apresenta-se um esquema representativo do funcionamento deste tipo de dispositivos.

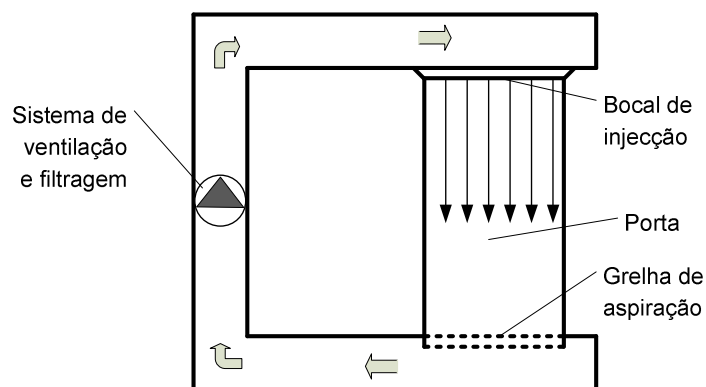


Figura 1.1: Esquema representativo de uma cortina ar reciculado. O ar é insuflado pelo bocal de descarga localizado na parte superior e aspirado através de uma grelha de recolha junto ao solo.

Esta configuração é normalmente utilizada quando o ar insuflado é previamente aquecido/arrefecido e onde, por requisitos de conforto são utilizadas velocidades baixas do ar injectado, como acontece nas portas de acesso a grandes superfícies comerciais. A configuração em que a grelha de recolha se encontra no pavimento, requer, obviamente, que esta seja contemplada na fase de projecto/instalação, assim como todo o circuito de recirculação. A esta opção estão normalmente associados elevados custos de investimento, exploração e manutenção, que fazem com que esta configuração seja complexa e mais dispendiosa, pelo que é pouco usual, e apenas se pode encontrar em entradas de grandes espaços comerciais.

Este tipo de cortinas de ar é também vulgarmente utilizado em expositores de produtos alimentares, normalmente designados por “vitrinas” ou “murais” onde a abertura se situa na parte frontal do expositor, ou em “ilhas” cuja abertura se localiza na parte superior. Nestes casos, quer o bocal de insuflação, quer a grelha de recolha e circuito de recirculação são contemplados na fase de construção. Na zona de insuflação, é comum existirem mais do que um bocal de injeção, sendo a barreira de ar formada por dois ou três jactos do ar, normalmente, cada um a uma temperatura diferente. Na figura 1.2 mostra-se uma visão em corte deste tipo de equipamentos.

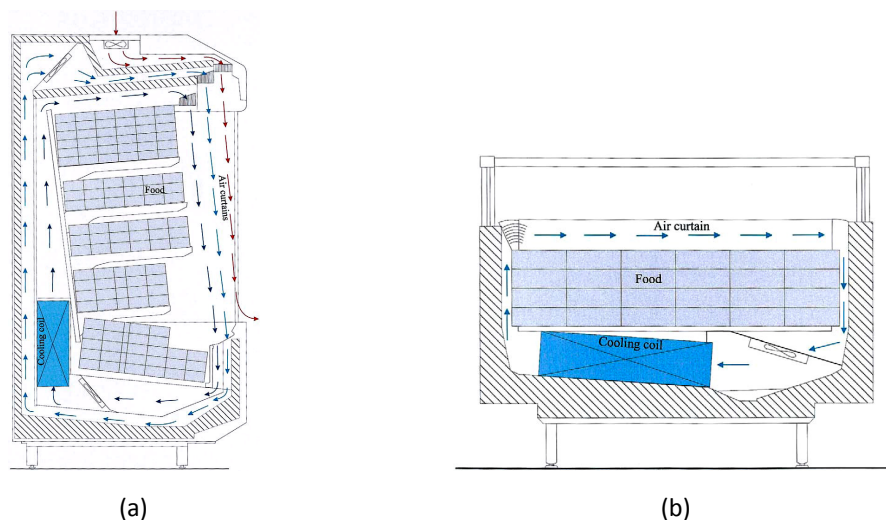


Figura 1.2: Secção de corte de um expositor frigorífico alimentar (a) vertical aberto frontalmente – “vitrine” ou “mural”, e (b) Horizontal aberto no topo – “ilha” [Fonte: Cortela (2002)].

Os equipamentos de cortina de ar em que não existe recirculação de ar são os mais comuns. A sua construção, mais simples, torna-os menos dispendiosos quando comparados com os anteriores. O ar é injectado, com uma determinada velocidade inicial, através de um bocal de injeção, formando assim uma barreira aerodinâmica sem que se faça um retorno imediato do ar injectado. Pelo menos nas configurações mais usuais, o ar é aspirado através de uma grelha frontal, sendo depois impulsionado por um ventilador, através de um bocal de descarga, segundo um ângulo apropriado, situado na parte inferior. Através de um bocal bem concebido, a turbulência inicial do jacto é minimizada, diminuindo, deste modo, as trocas energéticas e aumentando a sua eficiência. O facto de não existir, ao nível do solo, uma grelha por onde se faça a recolha do ar do jacto, implica que o mesmo tenha de embater com alguma velocidade no chão, espalhando-se para ambos os lados do vão (*vd.* Figura 1.3-a).

Embora o dispositivo de cortina de ar possa ser instalado sobre um, ou em ambos os lados de uma porta, a configuração mais habitual é a instalação de um único dispositivo de cortina de ar sobre a porta, normalmente, no interior do espaço que se pretende vedar em aplicações de climatização de espaços comerciais, ou no exterior, quando se trata de vedação de portas de espaços refrigerados. Esta configuração, além da simplicidade de instalação, permite libertar espaço útil ao nível do solo, e minimiza o risco de eventuais danos acidentais provocados por equipamentos ou máquinas que por questões operacionais têm que atravessar a abertura.

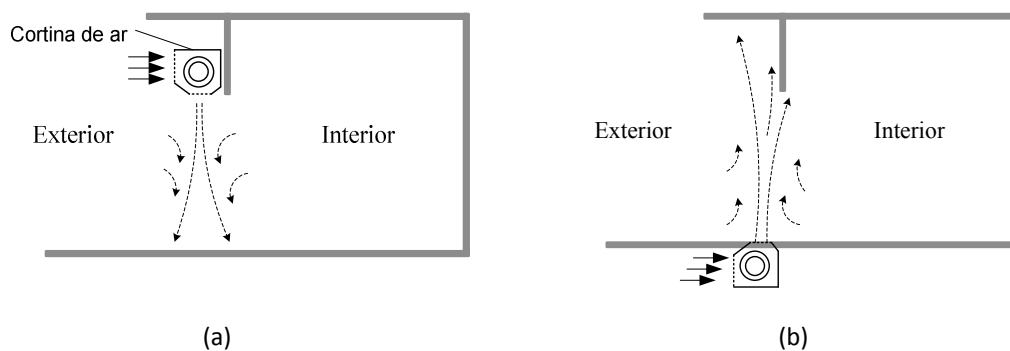


Figura 1.3: Esquema funcional de uma cortina de jacto de ar vertical não-reciclado, (a) descendente, e (b) ascendente.

Um outro factor que distingue os diferentes tipos de cortinas de ar é a posição em que estas são instaladas e, conseqüentemente, a direcção principal do escoamento do jacto de ar. Assim, podemos ter cortinas de jacto de ar vertical ou horizontal.

Embora nas aplicações mais comuns, o equipamento de cortina de ar, instalado sobre a porta a vedar, gere um jacto de ar vertical descendente, podem encontrar-se instalações em que o bocal de injeção se situa ao nível do solo impulsionando um jacto de ar vertical ascendente (*vd.* figura 1.3-b). Esta última configuração apresenta alguns inconvenientes, como sejam: (i) Necessidade de prever, aquando da concepção da estrutura, um espaço no solo para a instalação da cortina; (ii) obstrução do fluxo de ar pela colocação inadvertida de objectos sobre o bocal; (iii) incómodos causados aos utilizadores que a atravessem e (iv) quando atravessada por veículos, toda a área da abertura, até ao topo, correspondente à projecção do veículo sobre o bocal, ficar desprotegida.

No entanto, em ambientes industriais e/ou comerciais onde a temperatura ambiente exterior é muito baixa, a utilização de jactos ascendentes, pode justificar-se pela existência de uma maior quantidade de movimento do jacto, exactamente onde é mais necessário contrabalançar as forças de impulsão originadas pelo ar frio exterior. Recentemente, alguns investigadores têm explorado este tipo de cortinas de ar (vd. Valkeapää *et al* (2000), Valkeapää (2002) e Sirén (2003<sup>a,b</sup>)).

Nas cortinas de jacto de ar horizontal, o dispositivo de cortina de ar pode ser instalado numa ou em ambas as extremidades laterais da porta a vedar (vd. figura 1.4). No caso mais simples, em que não existe recirculação do ar, o bocal de injeção encontra-se junto de uma das ombreiras da porta e o jacto é impelido horizontalmente de modo a cobrir a totalidade da porta. Em alternativa, no caso de se fazer a recirculação do ar, o bocal de descarga, colocado numa das extremidades, impulsiona o ar em direcção à grelha de aspiração existente na extremidade oposta. Embora com algumas vantagens aparentes, este tipo de configuração tem o inconveniente de ocupar espaço útil junto ao solo e, ainda, o facto do equipamento poder sofrer danos acidentais pela passagem de máquinas.

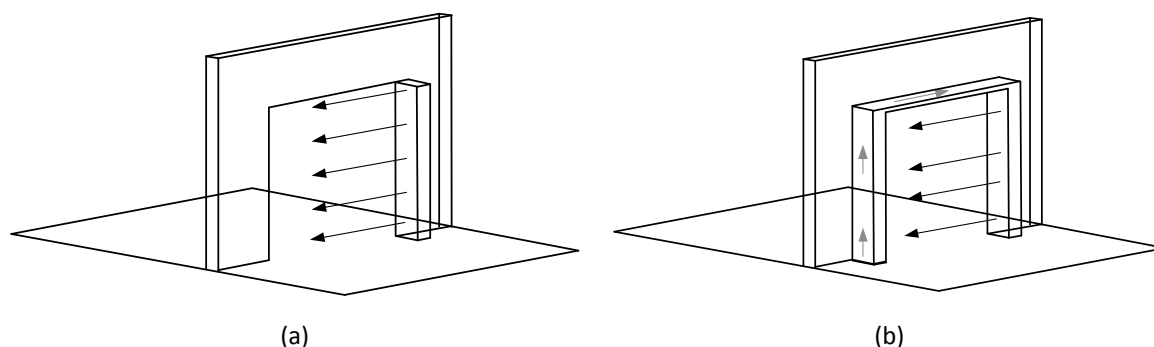


Figura 1.4: Esquema funcional de uma cortina de jacto ar horizontal, (a) não-recirculado, e (b) recirculado.

Uma outra característica que distingue este tipo de equipamentos é o modelo de ventilador. Embora o mais comum seja utilizar um ventilador tangencial, que se estende ao longo do “corpo” da cortina, em alternativa encontram-se equipamentos em que o jacto da cortina é impulsionado, geralmente, por vários ventiladores axiais.

Adicionalmente, todos estes equipamentos podem incorporar dispositivos de aquecimento e/ou arrefecimento, incluídos, obviamente, no sistema de climatização de um compartimento ou edifício.

## **1.2- REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

São várias as situações reais que configuram espaços físicos que, por diversas razões, se pretendem manter, de alguma forma, isolados da sua envolvente exterior. Mesmo que à priori o âmbito do tema em apreço possa parecer “estanque”, os trabalhos de investigação dedicados às trocas de energia e massa entre dois espaços contíguos, podem, de certa forma, ser separados, seja pelo objectivo principal da investigação, seja pela abordagem adoptada em cada estudo particular.

Deste modo, a tentativa de facilitar o entendimento da investigação realizada nesta área, até à data, resultou na divisão desta secção em quatro subsecções, onde se relatam, por ordem cronológica, os trabalhos científicos mais significativos. No primeiro grupo, incluíram-se os trabalhos dedicados ao estudo das trocas gasosas através de vãos desprovidos de qualquer mecanismo de protecção. O grupo seguinte engloba os trabalhos dedicados à vedação por cortina de ar e outros, de vãos que separam espaços onde se pretende manter condições de conforto térmico. Depois, por se tratar do objecto principal deste trabalho, a vedação de espaços refrigerados, caracterizados quer por envolverem maiores diferenças de temperatura, quer por se tratarem, normalmente, de compartimentos estanques com excepção da porta de acesso, é também englobada num grupo independente. Finalmente, apresentam-se os trabalhos de cariz eminentemente numérico, fazendo uso da simulação computacional de mecânica de fluidos (CFD).

### **1.2.1- Trocas de ar entre espaços a diferentes temperaturas por convecção natural**

Os primeiros estudos que tentam explicar o movimento de convecção natural que se desenvolve entre dois espaços a diferentes temperaturas foram realizados por Emswiler (1926). Emswiler introduziu o conceito fundamental do “*nível neutro*” localizado verticalmente algures sobre a abertura, correspondente ao local onde as pressões existentes, em ambos os lados, se igualem.

Desde então, vários investigadores se têm dedicado a aspectos relacionados com a transferência de calor e massa em processos de convecção natural e, conseqüentemente, proposto diferentes modelos para a sua determinação. Embora a globalidade desses



modelos se baseie na teoria do escoamento ideal, e admitam que a temperatura se mantém constante em cada um dos lados da porta, quase todos, à exceção do modelo de Tamm (1963), incluem coeficientes representativos dos efeitos viscosos e térmicos.

O primeiro desses modelos foi proposto por Brown e Solvason (1962), que considera a existência de um nível neutro no plano da porta, para o qual a pressão  $P_i$  reinante no interior de uma câmara frigorífica iguala a pressão  $P_e$ , existente na vizinhança exterior. No caso de não existir qualquer outra abertura, admite-se que o nível neutro se localize exactamente a meia altura da porta, ou seja, à distância  $y_N = H_p/2$  do solo (vd. Figura 1.5).

Para um qualquer ponto situado à distância  $y$  abaixo deste nível neutro, a diferença de pressão entre o interior e o exterior será dada por:

$$\Delta P = P_i - P_e = gy(\rho_i - \rho_e) \quad (1.1)$$

onde  $\rho_i$  e  $\rho_e$  representam, respectivamente, as massas específicas do ar interior e exterior. Considerando-se uma faixa da porta em estudo, de largura  $w$  e altura  $dy$ , a velocidade do escoamento através da porta pode ser determinada pela seguinte expressão:

$$v(y) = \sqrt{2 \cdot \frac{gy(\rho_i - \rho_e)}{\rho_{méd}}} \quad (1.2)$$

com  $\rho_{méd} = (\rho_i + \rho_e)/2$ .

Assim, o caudal volúmico que atravessa a faixa da referida porta pode ser calculado através de:

$$d\dot{V} = C_D \sqrt{2 \cdot \frac{gy(\rho_i - \rho_e)}{\rho_{méd}}} w dy \quad (1.3)$$

Em que  $C_D$  é um “coeficiente de descarga”, determinado experimentalmente. Integrando a equação anterior entre os limites  $y = 0$  e  $y = H_p/2$  obtém-se o caudal volúmico de ar que atravessa a porta pela parte inferior:

$$\dot{V} = \frac{C_D}{3} (wH_p) \left( gH_p \cdot \frac{\rho_i - \rho_e}{\rho_{méd}} \right)^{0.5} \quad (1.4)$$

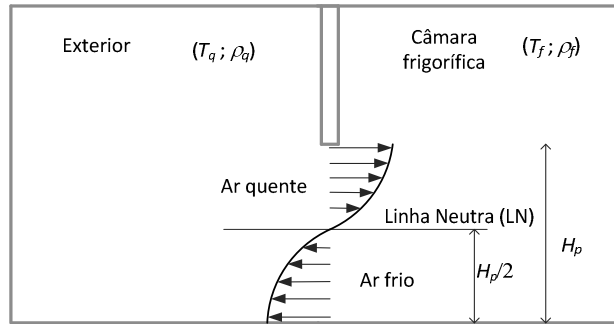


Figura 1.5: Esquema representativo do desenvolvimento do escoamento de ar na zona da porta (confirmado por vários investigadores), devido à diferença de temperaturas reinantes em ambos os compartimentos, com indicação da linha neutra.

Tamm (1963) apresentou um modelo teórico para cálculo do caudal volúmico de ar trocado através da porta de ligação de dois espaços a diferentes temperaturas:

$$\dot{V} = \frac{2(wH_p)}{3} \sqrt{\frac{2gH(1-S)}{(1+\sqrt[3]{S})^3}} \quad (1.5)$$

onde  $S$  representa a razão entre as densidades do ar quente (exterior) e do ar frio (interior), ou seja:

$$S = \frac{\rho_e}{\rho_i} \quad (1.6)$$

Deste modo, a taxa de infiltração pode também ser expressa através de:

$$\dot{V} = 0.333 \times A \times (gH_p)^{0.5} \left[ 1 - \frac{\rho_e}{\rho_i} \right]^{0.5} \left( \frac{2}{1 + \left( \frac{\rho_e}{\rho_i} \right)^{0.333}} \right)^{1.5} \quad (1.7)$$

Segundo Pham e Olivier (1983), o modelo de Tamm (1963) representa uma melhoria relativamente ao modelo de Brown e Solvason (1962), não só devido ao facto de Tamm ter considerado  $\rho_i$  em vez de  $\rho_{méd}$ , mas também por admitir um cálculo mais exacto para a localização do nível neutro (ligeiramente acima da meia altura da porta), neste caso:

$$y_N = \frac{H_p}{1 + \sqrt[3]{\frac{\rho_e}{\rho_i}}} \quad (1.8)$$

Tamm (1963) apresentou também expressões para a determinação dos perfis de velocidade do ar “frio” que sai e do ar “quente” que entra, através de portas de câmaras frigoríficas:

$$0 \leq y_e < y_N \quad \rightarrow \quad V_e = \sqrt{2g(y_N - y_e)(1 - S)} \quad (1.9)$$

$$y_N < y_i \leq y \quad \rightarrow \quad V_i = \sqrt{2g(y_i - y_N)\left(\frac{1}{S} - 1\right)} \quad (1.10)$$

Segundo este autor, a velocidade máxima do escoamento surge junto ao solo e junto à padieira da porta, sendo função apenas da sua altura e da diferença de temperaturas, e independente da altura do compartimento frigorífico. De uma forma aproximada pode ser determinada por:

$$V = \sqrt{\frac{2gH_p(1 - S)}{1 + \sqrt[3]{S}}} \quad (1.11)$$

Baseados no seu estudo experimental Fritzsche e Lilienblum (1968), concluíram da necessidade de afectar a equação de Tamm (equação 1.7) de um factor de correcção,  $K_{F,L}$ , de modo a incorporar nela um coeficiente representativo dos efeitos térmicos e viscosos na vizinhança da porta:

$$\dot{V} = 0.333K_{F,L}A(gH_p)^{0.5} \left[ \frac{(\rho_i - \rho_e)}{\rho_i} \right]^{0.5} \left( \frac{2}{1 + \left( \frac{\rho_e}{\rho_i} \right)^{0.333}} \right)^{1.5} \quad (1.12)$$

sendo o factor de correcção  $K_{F,L}$  dado por:

$$K_{F,L} = 0.48 + 0.004(T_e - T_i) \quad (1.13)$$

Gosney e Olama (1975) utilizaram modelos à escala de câmaras frigoríficas a fim de determinarem o fluxo de ar infiltrado para o seu interior. Contrariamente ao pressuposto por Fritzsche e Lilienblum (1968), que admitiram igual caudal volúmico de ar que entra e que sai do compartimento (pressuposto apenas válido caso o ar que se infiltra no compartimento tenha a mesma densidade que o ar interior), estes autores propuseram uma nova expressão para o caudal volúmico de infiltração baseada na igualdade de caudais mássicos.

$$\dot{V} = 0.221 \times A \times (gH_p)^{0.5} \left[ 1 - \frac{\rho_e}{\rho_i} \right]^{0.5} \left( \frac{2}{1 + \left( \frac{\rho_e}{\rho_i} \right)^{0.333}} \right)^{1.5} \quad (1.14)$$

A partir da expressão (1.14), as trocas de energia sensível e latente que ocorrem através de uma porta aberta, podem ser determinadas pelas equações (1.15) e (1.16) respectivamente:

$$\dot{Q}_s = 0.221 \times A \times \rho_i \times c_p \times (t_e - t_i) (gH_p)^{0.5} \left[ 1 - \frac{\rho_e}{\rho_i} \right]^{0.5} \left( \frac{2}{1 + \left( \frac{\rho_e}{\rho_i} \right)^{0.333}} \right)^{1.5} \quad (1.15)$$

$$\dot{Q}_l = 0.221 \times A \times \rho_i \times (h_e - h_i) (gH_p)^{0.5} \left[ 1 - \frac{\rho_e}{\rho_i} \right]^{0.5} \left( \frac{2}{1 + \left( \frac{\rho_e}{\rho_i} \right)^{0.333}} \right)^{1.5} \quad (1.16)$$

Gosney e Olama acabaram por constatar experimentalmente, que estas expressões são apenas válidas para portas que se mantêm abertas durante tempo suficiente para que se estabeleça um regime de escoamento aproximadamente permanente, não sendo, por isso, aplicáveis a casos em que a porta é aberta durante curtos períodos de tempo, mesmo que ciclicamente.

De referir ainda que, da condição imposta por Gosney e Olama, resulta que o nível neutro se situe ligeiramente abaixo da meia altura da porta, e dado por:

$$y_N = \frac{H_p}{1 + 3 \sqrt{\frac{\rho_i}{\rho_e}}} \quad (1.17)$$

Pham e Oliver (1983), utilizando a técnica de gases traçadores, mediram a infiltração de ar através de portas (com diferentes dimensões) de acesso a câmaras frigoríficas.

Mediram também os perfis verticais da velocidade do escoamento no plano da porta, tendo concluído que os valores medidos eram claramente inferiores aos previstos pela equação de Tamm (1963), facto que atribuíram à eventual predominância dos efeitos viscosos junto ao solo. Assim, propuseram o que designaram por “*fórmula modificada de Tamm*”, multiplicando a equação (1.7) por um factor empírico de 0.68, o que resultou na seguinte expressão:

$$\dot{V} = 0.226 \times A \times (gH_p)^{0.5} \left[ \frac{\rho_i - \rho_e}{\rho_i} \right]^{0.5} \left( \frac{2}{1 + \left( \frac{\rho_e}{\rho_i} \right)^{0.333}} \right)^{1.5} \quad (1.18)$$

Jones *et al* (1983) [referido por Foster (2003)], propuseram uma relação para o cálculo da taxa de infiltração, apenas em função da densidade média do ar,  $\rho_{méd} = (\rho_i + \rho_e) / 2$ , e das temperaturas absolutas do ar interior e exterior:

$$\dot{V} = 0.173 A \rho_{méd} (gH_p)^{0.5} \left( \frac{T_e}{T_i} - \frac{T_i}{T_e} \right)^{0.5} \quad (1.19)$$

O escoamento entre um compartimento estanque e o exterior, através de uma abertura, pode ser idealizado por um escoamento cruzado, promovido por forças de pressão produzidas pela diferença de densidade do ar. A fim de contabilizar o estrangulamento do escoamento, as perdas de energia cinética e as trocas do escoamento cruzado, no plano da porta, Wilson e Kiel (1990) [referido por Törnström e Moshfegh (2003)], introduziram um “coeficiente do orifício” a aplicar ao escoamento ideal inviscido, podendo a infiltração de ar ser expressa através de:

$$\dot{V} = \frac{K}{3} \cdot w \cdot \left[ H_p^3 \cdot g \cdot \frac{(\rho_i - \rho_e)}{\rho_{méd}} \right]^{0.5} \quad (1.20)$$

O coeficiente do orifício,  $K$ , combina o coeficiente de descarga e o coeficiente de mistura através de:

$$K = C_d (1 - C_m) \quad (1.21)$$

Nas expressões anteriores,  $H_p$ ,  $w$  e  $g$  correspondem à altura e largura da porta e aceleração da gravidade, e  $\rho_i$ ,  $\rho_e$  e  $\rho_{med}$ , representam, respectivamente, as densidades do ar interior, exterior e média. O coeficiente de descarga,  $C_d$ , inclui a contracção do escoamento e as perdas viscosas através da porta. O coeficiente de mistura  $C_m$ , tem em conta a reentrada do ar, devida à fricção interfacial dos escoamentos em contracorrente. Wilson e Kiel (1990), sugerem que  $C_d$ , permaneça com um valor de 0.6 praticamente constante, enquanto que  $C_m$ , pode variar de 0 a 0.33, dependendo do grau de mistura cruzada, o qual diminui com o aumento da diferença de densidade dos escoamentos. De acordo com o observado por estes autores, o coeficiente de descarga  $K$  pode variar entre 0.4 e 0.6.

Em Hendrix *et al* (1989), os autores apresentam um vasto estudo experimental, que pretende, por um lado, estabelecer uma melhor compreensão dos processos de convecção natural através de portas de acesso a câmaras frigoríficas, durante as operações de carga e descarga, por outro, verificar a capacidade de previsão da infiltração de ar, obtida por alguns modelos analíticos existentes, nomeadamente: os modelos de Brown e Solvason (1962), Tamm (1963), Fritzsche e Lilienblum (1968), Gosney e Olama (1975), Jones *et al* (1983). Em Hendrix *et al* (1989), os autores compilam e analisam informação acerca da eficiência de vedação de dispositivos de protecção da infiltração (cortinas de tiras plásticas, cortinas de ar e vestíbulos).

Para a determinação dos perfis de velocidade e temperatura, utilizaram uma grelha de 8 anemómetros de fio quente e termopares do *tipo T*, localizados no plano da porta.

Através dos perfis de velocidade, abaixo e acima do nível neutro, obtiveram respectivamente o caudal de ar que sai e entra na câmara frigorífica. De modo similar, as trocas mássicas foram determinadas por integração do perfil densidade-velocidade. Os fluxos de calor devido às trocas de ar entre o interior e o exterior foram obtidos através da integração do perfil de temperaturas (obtendo-se o perfil de entalpia).

Dos resultados, concluem que o comportamento do escoamento é praticamente ideal em quase todos os pontos da porta, excepto junto ao chão, onde a fricção retarda o escoamento do ar frio que sai da câmara frigorífica. Desta feita, consideram que os efeitos viscosos das ombreiras e da padieira da porta são praticamente desprezáveis. Devido a este comportamento, os autores sugerem que as expressões usadas para a determinação do

caudal volúmico de ar, que sai do espaço arrefecido, devem ser afectadas de um factor de correcção semelhante a um coeficiente de descarga. Por outro lado, referem que a humidade do ar tem um efeito desprezável na taxa de infiltração. Chegam, igualmente, à conclusão que o ganho térmico resultante da infiltração de ar exterior, pode ser determinado a partir dos valores de velocidade e temperaturas do ar, no plano da porta.

O confronto dos resultados experimentais, por eles obtidos, com as previsões dos modelos analíticos de cálculo da infiltração, mostraram que, apesar de todos eles sobrestimarem a infiltração de ar, através da porta, os modelos de Gosney e Olama (1975) e Fritzsche e Lilienblum (1968), já referidos, foram os que apresentaram melhor capacidade de previsão.

As mesmas conclusões foram obtidas por Gonçalves *et al* (2009<sup>a</sup>), onde se refere que, embora os modelos Gosney e Olama (1975) e Fritzsche e Lilienblum (1968) tendam a sobreavaliarem a infiltração, deles resultam boas previsões para curtos períodos de porta aberta.

A investigação descrita em Foster *et al* (2002), Foster *et al* (2003), Foster *et al* (2005), e Foster *et al* (2006) e Foster *et al* (2007) procurou esclarecer o modo de minimizar as trocas de calor e massa aquando da abertura de portas de câmaras frigoríficas de armazenamento de produtos alimentares, como por exemplo, em operações de carga e descarga. Além de explorarem uma instalação laboratorial, por eles construída para o efeito, utilizaram também a Mecânica de Fluidos Computacional (CFD), tendo desenvolvido um modelo numérico de previsão do escoamento de ar, nas imediações de uma porta de acesso a uma câmara de refrigeração, implantado num código comercial ANSYS-CFX.

Em Foster *et al* (2002) e Foster *et al* (2003) o objectivo consistiu em determinar a taxa de infiltração em câmaras frigoríficas, a diferentes temperaturas, e através de portas com diferentes dimensões.

O primeiro artigo centrou-se na avaliação das trocas de ar entre um espaço arrefecido e o ambiente exterior, mais quente. Para o efeito, conceberam uma câmara frigorífica de dimensões (5×6×4 m<sup>3</sup>), com uma porta de (2.3×3.2 m<sup>2</sup>). A fim de avaliar a influência da dimensão da porta consideraram, também, uma abertura de dimensões mais reduzida (0.43 m de largura e 0.69 m de altura).

Para a monitorização da temperatura utilizaram termopares colocados a diferentes alturas (0.5; 1; 1.5 e 2 m).

A velocidade do escoamento foi medida através de duas colunas de termo-anemómetros (8 cada uma), colocadas na zona da porta. No caso da abertura mais pequena ( $0.43 \times 0.69 \text{ m}^2$ ), utilizaram, também, a técnica de anemometria *laser* – LDA, tendo medido o de velocidade quer junto ao chão, quer junto a uma das ombreiras da porta.

A modelação CFD consistiu na simulação tridimensional e transiente do escoamento desenvolvido no domínio da câmara frigorífica e uma parte da envolvente exterior. Na modelação da turbulência utilizaram o modelo  $k-\varepsilon$ . Admitiram, também, as seguintes condições: (i) paredes adiabáticas e impermeáveis; (ii) o interior sem massa térmica; (iii) ausência de efeitos da humidade do ar sobre a taxa e infiltração através da porta; (iv) efeitos desprezáveis da presença do evaporador sobre o escoamento; (v) o modo de abertura da porta e as simplificações do ambiente exterior não afectavam o escoamento e (vi) as condições iniciais de temperatura e velocidade, no interior e exterior, foram encaradas como verdadeiras.

A simulação transiente considerou apenas os 30 segundos posteriores à abertura da porta.

No caso da porta mais pequena, as medições mostraram que entre 10 s a 30 s, após a abertura da porta, a velocidade junto à soleira e à padieira da porta pouco variam com o tempo, tendo-se verificando o mesmo comportamento pelas previsões CFD. Contudo, nos ensaios com a abertura maior verificaram, por ambas as vias, que a velocidade diminuía em função da duração da abertura da porta.

No caso da porta maior, para o mesmo instante de tempo considerado, e para posições homólogas, verificaram que os níveis de velocidade eram maiores que no caso da porta de menores dimensões. Apesar do perfil vertical de velocidade medido e do obtido nas previsões serem bastante semelhantes, os autores referem que o modelo numérico subavalia o valor de velocidade junto ao solo.

Um facto interessante observado refere-se à localização da linha neutra, 0.3 m nas medições LDA, e 0.34 m resultante da previsão CFD, a partir do solo.

Através da metodologia LDA mediram também o perfil de velocidades para diferentes distâncias de uma das ombreiras, tendo verificado que o modelo numérico não conseguia



prever correctamente o perfil de velocidade na direcção perpendicular à ombreira da porta, sobreavaliando, assim, o fluxo de ar que a atravessa.

Relativamente às discrepâncias observadas entre as previsões numéricas e os resultados experimentais, os autores admitem que estas podem ser atribuídas a deficientes condições de fronteira consideradas no modelo de cálculo, não só por estas não reflectirem as condições do problema real mas, também, eventualmente, devido ao tamanho da grelha de cálculo.

Contudo, referem que a modelação numérica apresenta vantagens relativamente aos modelos analíticos de cálculo de infiltração, já que estes modelos não podem ser utilizados quando a temperatura se altera com o tempo, ou quando estão instalados dispositivos de vedação, como é o caso de cortinas de ar.

Em Foster *et al* (2003), os autores continuam a investigação anterior centrada na influência da dimensão da porta sobre a taxa de infiltração.

Através da técnica dos gases traçadores (utilizando CO<sub>2</sub> como gás traçador) comprovaram que a taxa de infiltração diminui com a diminuição do tamanho da porta. Referiram, também, que a taxa de infiltração é mais influenciada pela dimensão da porta, do que pela diferença de temperaturas entre o interior e o exterior. Comparando as medições com as previsões resultantes da aplicação de modelos analíticos, verificaram que estes tendem a sobreavaliar a infiltração. Para o período de medição, verificaram que os modelos de Brown e Solvason (1962) e de Tamm (1963) sobreavaliavam a infiltração (em média entre 52 % e 123 % respectivamente). Embora dos modelos de Gosney e Olama (1975) e de Fritzsche e Lilienblum (1968) resultem melhores previsões, também estes sobreavaliavam a infiltração em 39 % e 43%, respectivamente. Por outro lado, concluíram que as previsões numéricas são em geral melhores que as obtidas pela aplicação dos modelos analíticos.

Utilizando a modelação numérica, analisaram, ainda, influência da extensão do ambiente exterior (à câmara) considerado no domínio simulado, tendo concluído que é maior a sobrevalorização da taxa de infiltração, quanto maior for a extensão da vizinhança contemplada o domínio de cálculo.

No “ASHRAE Refrigeration Handbook”, sugere-se a utilização da seguinte expressão para a determinação da potência térmica, admitida por uma câmara, devido à infiltração de ar através da porta de acesso (vd. ASHRAE (2002)):

$$\dot{Q} = \dot{Q}_i \cdot D_t \cdot D_f \cdot (1 - \eta) \quad (1.22)$$

onde,

$\dot{Q}$  Fluxo médio de calor ganho pelo espaço, [kW];

$\dot{Q}_i$  Carga de infiltração (sensível + latente) para escoamento estabelecido [kW];

$D_t$  Factor de tempo-de-porta-aberta;

$D_f$  Factor de contracção do escoamento devido à porta;

$\eta$  Eficiência de vedação do dispositivo de protecção.

Segundo a ASHRAE, as equações (1.15 e 1.16) propostas por Gosney e Olama (1975) são bastante adequadas para o cálculo da carga de refrigeração (sensível + latente),  $\dot{Q}_i$ .

Quanto ao factor de tempo-de-porta-aberta  $D_t$ , para uma porta que permaneça aberta constantemente, ou ciclicamente, pode ser calculado através de:

$$D_t = \frac{(P \cdot \theta_p + \theta_0)}{\theta_d} \quad (1.23)$$

onde,

$P$  Número de vezes que a porta é aberta;

$\theta_p$  Duração do período de abertura-fecho da porta, [seg];

$\theta_0$  Tempo total decorrido com a porta completamente aberta, [seg];

$\theta_d$  Período de tempo diário, [seg].

Embora os tempos  $\theta_0$  e  $\theta_d$  sejam dependentes do modo como a porta é utilizada (ou seja, do seu regime de utilização), o tempo  $\theta_p$  depende da rapidez do mecanismo de abertura/fecho existente. Segundo a ASHRAE, o tempo  $\theta_p$  pode variar entre os 15 e os 25 segundos, no caso das portas mais convencionais, ou entre 5 a 10 segundos, no caso das portas dotadas de mecanismo de abertura/fecho de alta velocidade. Segundo Hendrix *et al* (1989), o escoamento só se torna completamente estabelecido 3 segundos após a abertura da porta da câmara frigorífica, pelo que a influência de  $\theta_p$  na equação (1.23) pode ser bastante reduzida.

O factor  $D_f$  estabelece a relação entre a troca de ar real e a que resultaria de um escoamento completamente desenvolvido, que inclui o comportamento transiente e descontinuidades devido ao tráfego de pessoas ou máquinas através da porta. No entanto, o regime de escoamento completamente desenvolvido só ocorre em situações especiais, em que o espaço arrefecido é bastante grande, que corresponderá  $D_f = 1.0$ . Segundo Gosney e Olama (1975),  $D_f$  só é igual a 1.0 cerca de 20 a 30 segundos após a abertura da porta. Estes autores sugerem mesmo que, durante aquele período, se adoptem valores entre  $0.5 < D_f < 0.6$  para este coeficiente. Contudo, partindo das conclusões de Hendrix *et al* (1989) e Azzouz *et al* (1993), a ASHRAE acaba por recomendar a adopção de um valor médio de  $D_f = 0.8$  para este factor.

Por último, a eficiência do dispositivo de protecção da porta,  $\eta$ , varia consoante o tipo de dispositivo de protecção aplicado, sendo óbvio que  $\eta=0$  será para uma porta destituída de qualquer protecção.

Elsayed (1998) desenvolveu e explorou um modelo numérico bidimensional para averiguar a taxa de infiltração num espaço arrefecido, admitindo que a porta de acesso abrangia toda a largura do compartimento, e compara os resultados com o modelo analítico de Gosney e Olama (1975). Além de investigar a influência da relação entre a altura da porta e a altura da câmara, na taxa de infiltração, averiguou acerca da intervalo de valores do coeficiente de escoamento sugeridos pela ASHRAE, ( $0.8 < D_f < 1.1$ ). Dos seus resultados concluiu que esta gama de valores não é adequada, pelo sugere que, este factor deva/deve ser função do tempo de abertura da porta.

### **1.2.2- Utilização de cortinas de ar na vedação de espaços climatizados**

A primeira referência sobre cortinas de ar deve-se a Theophilus Van Kemmel, que em 1904 patenteou um equipamento de vedação por jacto de ar. Este equipamento procurava minimizar as infiltrações de ar numa determinada abertura, aplicando jactos de ar em ambos os lados, e, assim, contrariar os feitos adversos de ventos exteriores. Contudo, segundo alguns investigadores, só 12 anos mais tarde foi instalado o primeiro dispositivo de cortina de ar (*vd. A Brief History of the Air Curtain*).

Após a proposta do equipamento de Theophilus Van Kemmel, só nas décadas de 1940 e 1950 estes dispositivos se tornaram populares.

No ano de 1956 a empresa americana *Miniveil* aplicou, pela primeira vez, uma cortina de ar, na vedação de uma porta de acesso a uma câmara frigorífica.

Embora se encontrem referências a trabalhos anteriores, essencialmente de carácter exploratório experimental, foi na década de 1970 que surgiram os primeiros estudos a abordar o tema da transferência de calor através de cortinas de ar, Neto (2006).

O trabalho de Gad Hetsroni, acerca da temática de cortinas de ar, iniciou-se com uma tese de doutoramento, Hetsroni (1963), donde resultou a publicação Hetsroni e Hall (1964).

No seu trabalho, Hetsroni refere investigações experimentais precedentes, de outros autores, mas argumenta que todos eles se referiam a condições específicas de funcionamento dos equipamentos de cortina de ar, não se podendo, por isso, retirar conclusões gerais acerca de condições de projecto destes dispositivos.

Hetsroni (1963) fez uma análise teórica do mecanismo de transferência de calor através de uma cortina de ar plana, descendente e recirculatória, descrevendo-o em termos de quantidades adimensionais. Contemplou, também, trabalho experimental, quer para determinar alguns coeficientes empíricos, quer para determinar a taxa a que se processava a transferência de energia.

Na sua análise teórica considerou a cortina de ar como sendo um jacto de ar bidimensional, desenvolvido a partir de um bocal de descarga. À medida que o jacto se desenvolvia e afastava desse mesmo bocal, arrasta o ar circundante de ambos os lados, aumentando a sua espessura, concluindo que, o fluxo de ar do jacto é proporcional ao quadrado da distância ao bocal de descarga.

Em cortinas de ar que funcionam com recirculação, o caudal mássico, recolhido pela grelha existente no chão, terá de ser igual ao caudal mássico, à saída do bocal de descarga. A quantidade de ar arrastada para dentro do jacto, durante a totalidade do seu percurso, acabará por ter de ser novamente derramada, de volta a esses dois lados, num mecanismo que ele designou por “*the air entrainment-spill mechanism*”.

Nos ensaios experimentais apresentados em Hetsroni e Hall (1964), estes autores utilizaram um protótipo de um dispositivo de cortina de ar, embutido na divisória que separa dois compartimentos.

As variáveis independentes estudadas foram: a velocidade inicial do jacto,  $V_0$ , a espessura do jacto no bocal de descarga,  $b_0$ , e a altura da porta,  $H_p$ .

Os resultados foram apresentados sob a forma dos parâmetros adimensionais,  $Re \cdot \sqrt{H_p/b_0}$  e  $(Nu \cdot Pr)$ , sendo o primeiro um parâmetro representativo da velocidade inicial do jacto, da geometria do bocal e da altura da porta, enquanto que o segundo traduz o coeficiente global de transmissão de calor.

Estes investigadores defenderam que dentro da gama  $51\ 000 < Re \cdot \sqrt{H_p/b_0} < 141\ 000$ , a transferência de calor, através da cortina de ar, podia ser expressa pela seguinte correlação semi-teórica:

$$\frac{Nu}{Pr} = 0.0808 \cdot Re \cdot \sqrt{H_p/b_0} \quad (1.24)$$

Por outro lado, para valores de  $Re \cdot \sqrt{H_p/b_0} < 50\ 000$ , a cortina de ar não funciona como inibidor da transferência de calor, entre os dois espaços, sendo dominante a convecção natural.

Segundo os mesmos autores, a partir de um determinado valor do parâmetro  $Re \cdot \sqrt{H_p/b_0}$ , a transferência de calor aumenta de forma praticamente linear, como se mostra na figura 1.6.

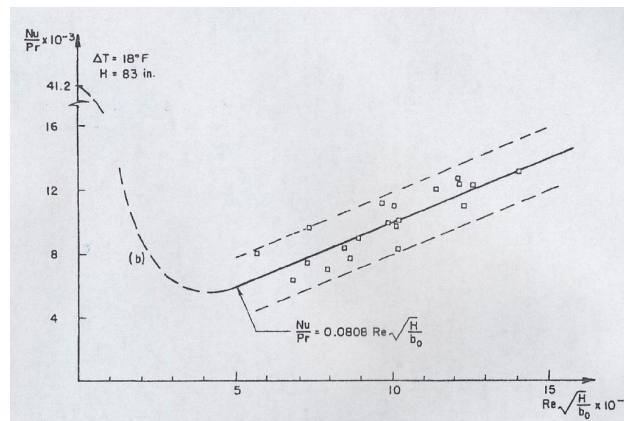


Figura 1.6: Variação da transferência de energia através da cortina de ar [Adaptado de Hetsroni *et al* (1964)].

Um importante contributo foi dado por Floyd Corliss Hayes, cujas publicações, resultaram também, na sequência de uma tese de doutoramento (Hayes (1968)). O objectivo inicial consistiu no desenvolvimento de um modelo analítico de previsão da energia transferida através de uma cortina de ar. Este modelo deveria permitir estabelecer uma combinação dos parâmetros: espessura do bocal de descarga ( $b_0$ ), velocidade ( $V_0$ ) e ângulo iniciais do jacto ( $\alpha_0$ ), que minimizasse a transferência de calor.

Em Hayes e Stoecker (1969<sup>a</sup>), estes autores interpretaram alguns dos resultados obtidos, tomando como referência cortinas de ar não recirculado. Nesta publicação fizeram uma análise qualitativa sobre o comportamento do jacto de uma cortina de ar, instalada sobre a porta de um compartimento estanque. Os autores começam por analisar a diferença de pressão que se desenvolve na situação em que, o compartimento em estudo e o espaço exterior se encontram à mesma temperatura – identificada como “*configuração isotérmica*”. Segundo eles, com este tipo de equipamento e para esta configuração específica, o eixo do jacto deflecte, e a sua trajectória depende do ângulo inicial do jacto,  $\alpha_0$ , e do facto de o ar ser aspirado no interior ou no exterior do compartimento.

No caso do equipamento se encontrar instalado do lado de fora daquele compartimento estanque, numa fase inicial, o ar do jacto divide-se junto ao chão e igualmente para ambos os lados. Uma vez que o jacto é aspirado do exterior do compartimento, a quantidade de ar que é derramado para dentro do compartimento é, inicialmente, maior do que a quantidade de ar que é arrastada para fora. Assim, a pressão no interior do compartimento começa a aumentar, levando à deflexão do jacto e a uma desigual divisão do escoamento junto ao solo. A pressão no compartimento estanque continuará a aumentar até que o ângulo de impacto do jacto com o solo,  $\alpha_f$ , seja tal que a quantidade de ar, arrastada para o exterior, iguale a quantidade de ar que é derramada para o interior do compartimento. Deste modo, os autores defendem que o ângulo de impacto do jacto com o solo, depende da altura da porta ( $H_p$ ) e da largura do bocal de descarga ( $b_0$ ), traduzida através da seguinte expressão:

$$\sin \alpha_f = 2.4 \cdot \sqrt{\frac{b_0}{H_p}} \cdot \left( 1 - 2.56 \cdot \frac{b_0}{H_p} \right) \quad (1.26)$$

O ângulo  $\alpha_f$  é definido como o ângulo entre o eixo central, do jacto junto ao solo, e a direcção vertical no mesmo ponto.

Apesar do ângulo de impacto do jacto, com o solo, não depender do ângulo inicial,  $\alpha_0$ , a localização do ponto de impacto do jacto “mover-se-á” ao longo do chão, à medida que o ângulo de descarga for alterado.

De facto, a concavidade do eixo do jacto depende dos valores relativos entre os ângulos de descarga e de impacto. Por exemplo, se os ângulos de descarga e de impacto forem iguais ( $\alpha_0 = \alpha_f$ ), a trajectória do jacto será uma linha recta e não haverá uma diferença de pressão “auxiliar” ( $\Delta P_a$ ) através da cortina de ar, o que pode ser confirmado pela expressão proposta por Hayes (1968):

$$\Delta P_a = \frac{\rho \cdot b_0 \cdot V_0^2}{G \cdot H_p} \cdot (\sin \alpha_f - \sin \alpha_0) \quad (1.27)$$

Ainda no “*caso isotérmico*”, e relativamente ao perfil de velocidades do eixo do jacto, os autores identificam três regiões distintas: *a região de transição*, junto ao bocal de descarga, em que a velocidade é aproximadamente constante; a região principal, ou *zona de escoamento plenamente desenvolvido ou de núcleo potencial*, caracterizada por um decaimento/descaimento da velocidade e, ainda, uma terceira região, *zona de recompressão*, que ocorre junto ao ponto de impacto no solo. Reconhecendo que o escoamento é bastante complexo na zona de *recompressão*, no modelo analítico o escoamento é tratado do mesmo modo que a zona de escoamento, plenamente desenvolvido.

Para o nível de turbulência inicial de 8%, os autores referem que a extensão da região inicial será de  $\approx 5.2 \times b_0$ .

Na situação em que o equipamento de cortina de ar é instalado sobre uma porta que separa dois ambientes a diferente temperatura, além da auto-geração de uma diferença de pressão ( $\Delta P_a$ ) através da cortina, existe ainda uma diferença de pressão adicional, criada pela diferença de densidades do ar dos dois lados da porta, resultando numa variação linear da pressão desde o topo da porta até ao solo. Esta diferença de pressão adicional ( $\Delta P_s$ ) é designada pelos autores por “*stack effect*”, e expressa por:

$$\Delta P_s = \frac{(\rho_f - \rho_q)}{G} \cdot g \cdot (y - y_0) \quad (1.28)$$

em que  $y_0$  representa a distância medida desde o topo da porta até ao ponto designado por “*ponto ou linha neutra*”, e correspondente ao ponto onde se verifica a inversão do sentido do escoamento. Segundo Hayes (1968), esta localização depende tanto da altura do compartimento como da sua estanquicidade. Como já foi referido, no caso de um compartimento perfeitamente estanque, à excepção da porta de acesso, o ponto neutro localizar-se-á a meia altura da porta, isto é, em  $y_0 = H_p/2$ .

Consequentemente, a diferença líquida de pressão através da cortina de ar,  $\Delta P$ , será a soma das variações de pressão  $\Delta P_a$  e  $\Delta P_s$  isto é:

$$\Delta P = \Delta P_a + \Delta P_s = \Delta P_a - \frac{g}{G} \cdot (\rho_f - \rho_q) \cdot (y - y_0) \quad (1.29)$$

Segundo os autores, em configurações *não isotérmicas*, se a velocidade inicial do jacto,  $V_0$ , for demasiado baixa, pode acontecer que a quantidade de movimento inicial do jacto seja da mesma ordem de grandeza das forças transversais (geradas pela diferença de densidades do ar), que sobre ele actuam, deflectindo-o, prematuramente, e impedindo-o de atingir o solo, deixando de estar garantida a continuidade e perdendo-se o efeito de vedação pretendido.

Por outro lado, se o jacto ultrapassar o ponto onde a diferença líquida de pressão é nula, a cortina de ar permanecerá contínua até ao solo, pelo que, a ocorrer a quebra da cortina de ar será sempre na sua parte superior.

Partindo dos pressupostos anteriores, os autores estabeleceram critérios para que a cortina de ar permaneça intacta. Admitindo que alguns dos parâmetros devem ser especificados à priori, e que estão directamente relacionados com a aplicação a que se destina a cortina de ar, nomeadamente a altura da porta ( $H_p$ ) e da diferença de temperatura ( $\Delta T$ ), os parâmetros variáveis serão: a espessura do bocal de descarga ( $b_0$ ), a velocidade inicial do jacto ( $V_0$ ) e o ângulo o seu ângulo inicial ( $\alpha_0$ ).

Admitindo que, a capacidade de vedação de uma cortina depende do equilíbrio entre a quantidade de movimento que é imprimida, inicialmente, ao jacto de ar, e as forças transversais que se pretendem neutralizar, com a sua aplicação, os autores recorreram ao quociente entre estas duas forças como um indicador da regulação a efectuar ao equipamento tendo em vista, não só garantir a continuidade da cortina de ar, mas também, minimizar as trocas de calor através dela. Esse quociente foi designado por *módulo de*



deflexão,  $D_m$ , que para uma cortina de um só jacto, vertical e sem recirculação de ar, pode ser avaliado pela expressão:

$$D_m = \frac{\rho_0 \cdot b_0 \cdot V_0^2}{g \cdot H_p^2 \cdot (\rho_f - \rho_q)} \quad (1.30)$$

onde  $(\rho_0 \cdot b_0 \cdot V_0^2)$  representa o fluxo de quantidade de movimento por unidade de comprimento do bocal de descarga.

Uma vez que o denominador do módulo de deflexão é proporcional às forças transversais que são as principais responsáveis pela deflexão do jacto da cortina, baixos valores deste grupo adimensional indicam grandes deflexões, enquanto que grandes valores de  $D_m$  indicam pequenas deflexões e, conseqüentemente, uma maior “firmeza” da cortina de ar.

A fim de assegurar um jacto estável e contínuo até ao solo, a velocidade inicial deve ser superior à que corresponde o  $D_{m,min}$ :

$$D_{m,min} = \frac{(\rho_0 \cdot b_0 \cdot V_0^2)_{min}}{g \cdot H_p^2 \cdot (\rho_f - \rho_q)} \quad (1.31)$$

Por outro lado, e uma vez que as trocas de calor através da cortina se devem essencialmente a mecanismos turbulentos do jacto, velocidades de injeção muito superior àquele valor mínimo, resultam numa mistura excessiva do jacto com o ar exterior, implicando, desnecessariamente, o aumento das trocas de calor através da cortina. Por conseguinte, o valor óptimo de projecto para a quantidade de movimento inicial do jacto requer o conhecimento de  $D_{m,min}$  para cada tipo de cortina de ar.

A quantidade de movimento mínima,  $(\rho_0 \cdot b_0 \cdot V_0^2)_{min}$ , pode ser determinada impondo um ângulo  $\alpha \neq 90^\circ$  no ponto em que a diferença líquida de pressão, através da cortina, for nula. De acordo com a formulação de Hayes e Stoecker (1969<sup>a</sup>), tal corresponde a duas hipóteses:

$$\left\{ \begin{array}{l} \alpha_f \neq \alpha_0 : \quad D_{m,min} = \frac{-\sin \alpha_f - \sin \alpha_0 + 2 - 2 \cdot \sqrt{(1 - \sin \alpha_f)(1 - \sin \alpha_0)}}{2 \cdot (\sin \alpha_f - \sin \alpha_0)^2} \\ \alpha_f = \alpha_0 : \quad D_{m,min} = \frac{1}{8 \cdot (1 - \sin \alpha_0)} \end{array} \right. \quad (1.32)$$

com  $\alpha_f$  calculado pela equação (1.26).

Em alternativa à metodologia acabada de descrever, os autores apresentam um ábaco (vd. Figura 1.7), que, permite o cálculo de  $D_{m,min}$  dependendo das condições de aplicação. Deste modo, e por manipulação da equação 1.31, é possível determinar a velocidade mínima de descarga do jacto  $V_0$ , de forma a atingir o solo.

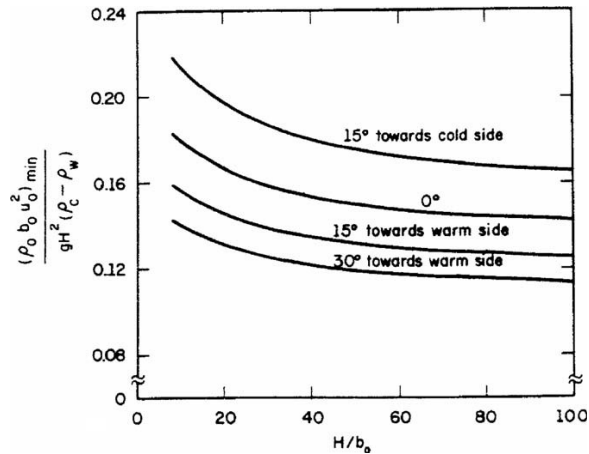


Figura 1.7: Ábaco proposto por Hayes e Stoecker (1969<sup>a</sup>), que permite a avaliação do módulo de deflexão mínimo do jacto.

Nesta publicação, Hayes e Stoecker (1969<sup>a</sup>), apresentam também resultados experimentais da transferência de calor através de cortinas de ar de jacto plano vertical, sem recirculação, para três diferentes relações de altura de porta e espessura do bocal de descarga ( $H_p/b_0 = 28, 42$  e  $84$ ). Para o efeito, consideraram velocidades nominais de descarga variando desde os 2.5 m/s até um máximo de 14 m/s, para uma diferença de temperatura de 20 °C, entre os dois espaços. Um outro pormenor a ter em conta é que, o jacto usado nestes ensaios foi gerado com valores de intensidade de turbulência inicial inferiores a 1%, tendo variado o ângulo de injeção do jacto entre os -30° e +30°.

Os resultados foram apresentados graficamente através de relações adimensionais do tipo:

$$\frac{Nu}{Re \cdot Pr} = f\left(\frac{H_p}{b_0}; D_m; \alpha_0\right) \quad (1.33)$$

Dos resultados obtidos concluíram que, embora pareça haver uma forte influência do parâmetro  $H_p/b_0$ , na taxa de transferência de calor, a partir de um determinado valor do módulo de deflexão,  $D_m$ , o parâmetro de transmissão de calor  $Nu/(Re \cdot Pr)$  tende para um valor constante, sendo pouco dependente quer do ângulo de descarga,  $\alpha_0$ , quer do módulo de deflexão,  $D_m$ .

Os autores concluíram, ainda, que embora possa parecer que, para valores elevados do módulo de deflexão o coeficiente de transferência de calor se aproxima de um valor constante, na verdade ele é directamente proporcional ao número de Reynolds do escoamento.

Outro ponto salientado por Hayes e Stoecker (1969<sup>a</sup>) tem a ver com a importância do nível de turbulência do jacto, uma vez que o mecanismo de transferência de calor, através da cortina, é basicamente um processo de transferência turbulenta. Dos resultados concluem que potência térmica transferida, através de uma cortina de ar, gerada com um alto nível de turbulência, à saída do bocal de descarga (8 %), será maior do que para uma cortina de ar, com um nível de turbulência mais baixa (1 %).

De acordo com a análise de Hayes e Stoecker (1969<sup>a</sup>), existe uma menor probabilidade de o jacto de ar da cortina deflectir, e perder o contacto com o solo, se o jacto estiver dirigido para o “lado quente”, segundo um ângulo de 15° a 30° com a vertical.

Os autores concluíram, ainda, que a utilização de cortinas de ar com maiores espessuras do bocal de injeção  $b_0$ , resulta numa transferência de calor ligeiramente inferior, pelo que recomendam a utilização de cortinas de ar “espessas” em vez de “finas”.

Em Hayes e Stoecker (1969<sup>b</sup>) o objectivo principal consistiu na apresentação de um procedimento de cálculo, para determinação de um valor mínimo da velocidade inicial do jacto,  $V_0$ , garantindo a sua continuidade até ao solo, sendo o método proposto aplicável directamente, apenas, à configuração específica, por eles utilizada. Em todo o caso é possível corrigir o valor mínimo da velocidade inicial do jacto ( $V_0''$ ), para configurações diferentes, da que utilizaram, multiplicando esse valor por um coeficiente de correcção ( $K$ ), isto é,  $V_0' = K \cdot V_0''$ . As relações propostas para esses coeficientes de correcção (com as temperaturas em °F) são dados por:

$$K_A = \sqrt{\frac{H_p}{7} \cdot \frac{\left(1 - \frac{460 + T_f}{T_q + 460}\right)}{\left(1 - \frac{450}{535}\right)}} \quad \text{e} \quad K_B = \sqrt{\frac{H_p}{7} \cdot \frac{\left(\frac{460 + T_q}{T_f + 460} - 1\right)}{\left(\frac{535}{450} - 1\right)}} \quad (1.34)$$

conforme a situação de a cortina aspirar ar frio ( $K_A$ ), ou ar quente ( $K_B$ ).

O valor de  $V_0'$  deve ainda ser corrigido multiplicando-o por um factor de segurança,  $F$ , de modo a resultar numa velocidade inicial do jacto,  $V_0$ , ligeiramente superior, permitindo, assim, um rápido restabelecimento da cortina quando perturbada devido ao seu atravessamento por pessoas ou máquinas. Convém, contudo, manter o valor do factor de segurança  $F$ , baixa quanto possível, uma vez que o aumento da velocidade da cortina leva ao aumento da taxa de transferência de calor. Os autores sugerem, para este factor, valores entre 1.3 e 2.

À semelhança de trabalhos precedentes, também Nguyen Quang Van iniciou os seus estudos com uma tese de doutoramento (Van (1975)), dedicada à análise da influência da intensidade da turbulência inicial do jacto, quer sobre o desenvolvimento do próprio jacto da cortina, quer sobre a quantidade de calor transferida através dela.

Em Van e Howell (1976), os autores começam por discutir o facto dos modelos matemáticos desenvolvidos, quer por Gad Hetsroni (1963), quer por Floyd Hayes (1968) pressuporem uma intensidade de turbulência ( $IT$ ) inicial, do jacto de ar, muito baixa o que, segundo eles, pode ser válido para cortinas de ar muito longas ( $H_p/b_0 > 20$ ), mas não para cortinas de ar curtas ( $H_p/b_0 < 10$ ).

Os autores realizaram um estudo experimental numa instalação à escala real, envolvendo cortinas de ar de jacto plano vertical descendente, com recirculação do ar. De forma a gerar os diversos níveis de intensidade de turbulência inicial do jacto (entre 1% e 33%), usaram chapas perfuradas combinadas com malhas de rede metálica, instalando esses conjuntos a montante do bocal de descarga.

Dos resultados obtidos concluíram que, tanto a espessura como a extensão da região de desenvolvimento, do jacto de ar da cortina, são fortemente afectadas pelo nível da intensidade de turbulência inicial do jacto. Determinaram também que, para baixos valores da intensidade de turbulência inicial (inferiores a 1%), a *região inicial* do jacto (ou *zona de transição*) tem uma extensão de aproximadamente  $5.2 \times b_0$ , tal como tinha sido referido por Hayes (1968). Com o aumento da intensidade de turbulência inicial, a extensão desta região inicial vai diminuindo progressivamente, podendo chegar a  $1.45 \times b_0$  para uma intensidade de turbulência de 15%, chegando mesmo a ser eliminada para valores da intensidade de turbulência próximos de 20%.

Em Howell, Van e Smith (1976), os autores apresentaram resultados da transferência de calor através da cortina de ar, tendo concluído que a redução na intensidade de turbulência inicial de 15% para 1%, pode resultar numa redução de  $\approx 40\%$  nas transferências de energia através da cortina.

Posteriormente, em Howell e Shibata (1980), os autores concluíram que, tanto o comprimento da cortina de ar (altura da porta) como a intensidade de turbulência inicial, influenciam a potência térmica transferida através da cortina, embora para aquele último parâmetro, essa influência seja moderada. Desde que, seja imprimido ao jacto uma velocidade inicial suficiente para manter um jacto estável e contínuo até ao solo, o aumento da intensidade de turbulência inicial corresponde ao aumento da taxa de energia sensível, transferida através da cortina.

Na continuação do trabalho anterior, Howell e Shibata (1983) utilizam a técnica de diferenças finitas, para calcular os perfis de várias grandezas, ao longo do eixo de desenvolvimento de uma cortina de ar (de jacto plano recirculado), que se encontra a separar um espaço, com ambiente térmico condicionado, em relação ao ambiente circundante exterior. Esta publicação consistiu exclusivamente em disponibilizar “curvas de projecto” que permitam, de um modo expedito, avaliar não só a taxa total de transferência de calor através deste tipo de cortinas de ar, mas também a proporção entre calor sensível e calor latente. Das “curvas de projecto” apresentadas para as condições de operação de “Verão” e de “Inverno”, verifica-se que a potência térmica total transferida, através da cortina, varia ao longo de todo o seu comprimento.

Em Lawton e Howell (1995), é apresentado um estudo sobre a viabilidade técnica e económica de instalação e exploração de uma cortina de ar, de jacto plano não recirculado, como meio de vedação térmica de uma porta que serve de entrada a um estabelecimento comercial, com elevada circulação de pessoas. Os autores referem que, relativamente às poupanças económicas conseguidas, o equipamento teria um retorno financeiro num período de dois anos. Verificaram, ainda, que tanto as cortinas de ar mais espessas, bem como as de velocidades iniciais de jacto mais baixas, dão origem a menores transferências de energia.

Em Silva *et al* (2001) e Silva *et al* (2002), apresenta-se um estudo experimental onde é avaliada a vedação por cortinas de ar, em duas configurações distintas: uma aplicada em situação de conforto térmico, outra na vedação de uma câmara frigorífica. Para caracterização do escoamento desenvolvido no domínio de dois compartimentos contíguos, mantidos a diferentes temperaturas, e ligados por uma porta, foram utilizadas três metodologias distintas: método dos gases traçadores para caracterizar o efeito de vedação; grelha de termoanemómetros para caracterizar os campos de velocidade e temperatura; e, ainda, termografia infravermelha para visualizar o escoamento.

Em Silva *et al* (2001), os autores concluíram que as técnicas experimentais utilizadas eram adequadas para a caracterização do escoamento na vizinhança da porta. Confirmaram, também, a necessidade de otimizar a relação entre a velocidade inicial do jacto e o diferencial de temperatura entre os dois espaços.

Em Silva *et al* (2002) apresentaram um estudo detalhado para a situação isotérmica. A topologia do jacto mostrou que, este tende a inclinar-se para o compartimento onde está instalada a cortina, justificada pelo efeito cumulativo e simultâneo da injeção e aspiração de ar, desde que, os compartimentos se encontrem estanques relativamente ao exterior.

Em Neto *et al* (2003<sup>a,b</sup>) e Neto (2006), apresenta-se um estudo da influência do ângulo inicial do jacto sobre a eficiência de vedação de uma cortina de ar vertical descendente. A eficiência foi obtida para diferentes ângulos de inclinação e velocidade inicial do jacto, através da técnica de gases traçadores. Os campos de velocidade e temperatura foram obtidos com termo-anemómetros de baixa velocidade. Para algumas configurações utilizaram a termografia infravermelha, como proposto por Cehlin *et al* (2000), para a visualização do escoamento.

Os resultados confirmam, tal como referido por Hayes e Stoecker (1969<sup>a</sup>), que o jacto deflecte no sentido do compartimento onde está instalada a cortina de ar, mesmo para a situação isotérmica e com jacto orientado segundo a vertical. Concluem também que, para cada ângulo de inclinação do jacto, existe uma velocidade óptima que maximiza o efeito de vedação.

Os autores referem ainda que orientando o jacto para o compartimento quente segundo um ângulo de  $15^\circ$  a  $20^\circ$ , resulta num acréscimo de 25 a 30% da eficiência de vedação, permitindo, deste modo, seleccionar velocidades menores do jacto.

Em Neto (2006), o autor apresentou um estudo experimental da influência de diversos parâmetros geométricos e dinâmicos sobre o desempenho de um equipamento de cortina de ar instalado sobre a porta de separação de dois compartimentos contíguos, mantidos a temperaturas diferentes (*vd.* Figura 1.8). Na configuração estudada, simulou a situação típica de vedação de um espaço comercial ou habitacional climatizado, no qual se deseja manter condições de conforto térmico, relativamente a um outro ambiente (interior ou exterior), que poderá estar mais quente ou mais frio.

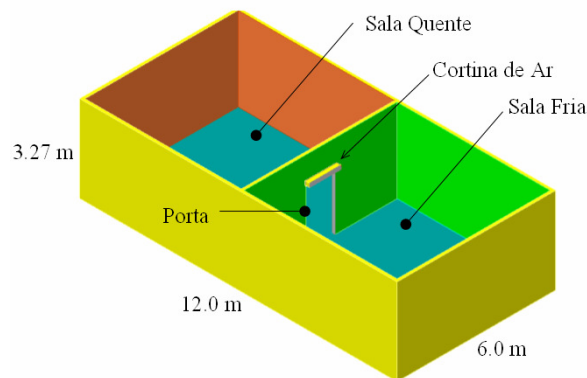


Figura 1.8: Representação esquemática da instalação experimental. [fonte: Neto (2006)].

Aplicando as metodologias e ferramentas desenvolvidas, e já utilizadas nas suas publicações anteriores, o autor avaliou a prestação de um equipamento de cortina de ar e caracterizou o fenómeno físico em causa, de forma a sustentar o processo de instalação e exploração deste tipo de equipamento.

Além de caracterizar a influência de alguns dos parâmetros geométricos (altura da porta  $H_p$ ) e dinâmicos (diferença de temperatura imposta às salas  $\Delta T$ , velocidade  $V_0$ , e orientação inicial do jacto e  $\alpha_0$ ) sobre capacidade de vedação de um equipamento de cortina de ar, o autor analisou também as perturbações produzidas pela passagem de pessoas, pela porta que se pretendia vedar.

Relativamente às condições térmicas dos compartimentos, além de analisado o caso em que as salas são mantidas à mesma temperatura, foram estudadas outras duas configurações: uma correspondente a uma situação típica “de Verão”, com uma das salas considerada como compartimento "interior climatizado", mantida à temperatura  $T_f = 20\text{ }^\circ\text{C}$ , a outra considerada como compartimento "exterior não climatizado", aquecida a uma temperatura superior ( $25\text{ }^\circ\text{C} < T_q < 35\text{ }^\circ\text{C}$ ); e outra designada de situação típica “de Inverno” em que foi trocado o gradiente de temperaturas relativamente à configuração de Verão.

De modo a avaliar a influência da inclinação inicial do jacto sobre o desempenho da cortina de ar, o autor efectuou um conjunto de ensaios, mantendo a altura da porta e a diferença de temperaturas, para diferentes velocidades iniciais do jacto  $V_0$  e para ângulos de orientação do jacto  $\alpha_0$ , desde  $0^\circ$  a  $20^\circ$ .

Verificou que para  $\alpha_0 = 0^\circ$ , e para baixas velocidades de injeção do jacto de ar, a distância do ponto de impacto, medida a partir da projecção vertical da linha média do centro do bocal, atinge os 450 mm. Este valor diminui progressivamente com o aumento da velocidade imposta ao jacto. Contudo, mesmo para uma velocidade máxima, o ponto de impacto fica sempre desviado mais do que 150 mm.

Apurou também que, para cada valor do ângulo de orientação inicial do jacto, existe uma velocidade óptima de injeção de ar que proporciona as condições de máximo efeito de vedação, conforme já tinha sido estipulado por Hayes e Stoecker (1969<sup>b</sup>) e por Costa e Oliveira (2002).

Segundo o autor, estas observações confirmam a vantagem de se orientar a descarga do jacto de ar para o lado oposto ao da localização do equipamento de cortina de ar, com um ângulo compreendido entre  $15^\circ$  e  $20^\circ$ , equivalendo a uma melhoria (cerca de 25 a 30%) da máxima eficácia de vedação, conseguida para a configuração em estudo. Este facto, cumulativamente com uma redução da velocidade inicial de injeção do ar, configura uma dupla poupança energética.

O autor referiu também que o aumento indiscriminado do ângulo inicial do jacto ( $\alpha_0 > 20^\circ$ ) pode levar a que, o jacto seja atirado muito para lá da ombreira da porta, permitindo que haja massas de ar a escaparem-se pelas suas extremidades.



Os resultados indicaram uma redução sistemática – compreendida entre 15% e 20% – do rendimento da vedação proporcionada pela cortina de ar, quando esta é atravessada periodicamente por uma pessoa.

O autor apresentou uma análise financeira, comparando os custos de aquisição e exploração de um equipamento de cortina de ar com as poupanças em gastos energéticos decorrentes da sua utilização. Segundo ele, o investimento inicial poderá ser amortizado, num período pouco superior a 6 meses de utilização.

### **1.2.3- Utilização de cortinas de ar na vedação de espaços refrigerados**

Ao contrário da vedação de portas de acesso a estabelecimentos comerciais, escolas, hospitais e outros edifícios públicos, em que se pretende minimizar os gastos energéticos e, ao mesmo tempo, promover e manter condições de conforto térmico, a vedação de portas de espaços refrigerados (câmaras de refrigeração ou de congelação) envolve frequentemente a existência de temperaturas negativas no espaço interior, tornando elevadas as diferenças de temperatura, em relação ao ambiente exterior. Por outro lado, estes são normalmente espaços estanques, além da porta de acesso, i.e., não contemplam outras aberturas para o exterior.

À semelhança da secção anterior, expõe-se uma breve revisão bibliográfica, por ordem cronológica, relacionada com a aplicação destes dispositivos, na vedação de espaços refrigerados.

O primeiro estudo sobre a utilização destes dispositivos, na vedação de espaços refrigerados, deve-se a Takahashi e Inoh (1963). Estes autores realizaram uma série de ensaios experimentais, comparando diferentes tipos de cortinas de ar, incluindo dois modelos por eles desenvolvidos: cortina de jacto vertical descendente com recirculação nas laterais junto ao chão (*vd.* figura 1.9-a) e cortina de jacto de desenvolvimento horizontal (*vd.* figura 1.9-b). Nesta última, o jacto pode ser manualmente configurado para ter três comportamentos distintos ao longo da altura da porta: convexa para o exterior na parte

superior, direita na zona central e côncava na parte inferior, ambas com recirculação de ar e instaladas no interior da câmara frigorífica.

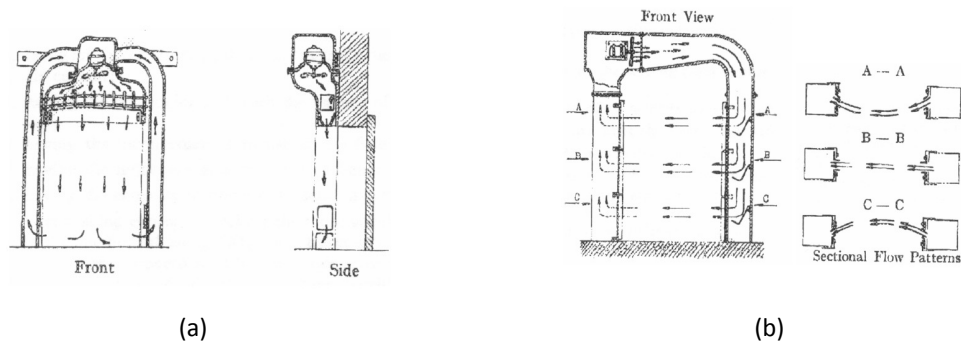


Figura 1.9: Representação esquemática de dois tipos de dispositivos de cortinas de ar. (a) de jacto de ar descendente recirculado, (b) de jacto de ar lateral recirculado. [Fonte: Takahashi e Inoh (1963).]

Um dos importantes contributos deste trabalho foi quantificar o desempenho deste tipo de equipamentos, que veio colmatar uma das lacunas dos trabalhos publicados, até à data, uma vez que os resultados da aplicação destes dispositivos eram discutidos qualitativamente e não quantitativamente. Assim, definiram aquilo a que chamaram eficiência da cortina de ar,  $\eta$ , através da razão entre o fluxo de energia que atravessa o plano da porta, com ( $\dot{Q}$ ) e sem ( $\dot{Q}_0$ ) a cortina de ar em funcionamento.

Os resultados mostraram que não existiam diferenças significativas entre os vários tipos de cortinas de ar testados, se bem que a instalação destes dispositivos permitia reduzir, entre 60 a 80%, as perdas de calor através da porta.

Concluíram ainda que, de entre todos os métodos, a metodologia dos gases traçadores seria a mais adequada para quantificar as trocas de ar através da porta.

Em Longdill e Wyborn (1979), os autores apresentam um trabalho experimental que pretendeu avaliar a influência da velocidade e espessura inicial do jacto na eficiência de vedação de cortinas de ar de jacto vertical não recirculado. Testaram, ainda, a capacidade de vedação de cortinas de jacto de ar horizontal recirculado. Adicionalmente, apresentaram um procedimento de cálculo da velocidade óptima a impor ao jacto de forma a maximizar o efeito de vedação. Recorrendo à metodologia dos gases traçadores, as trocas gasosas foram avaliadas medindo a concentração de um gás, ( $\text{CO}_2$ ), libertado no interior da câmara, e medida a sua concentração antes da abertura da porta e no final do ensaio.

Uma das conclusões que retiraram foi que o caudal de ar através da porta era cerca de 15% inferior ao estimado pela equação de Tamm (equação 1.7). Atribuem esta diferença à existência de uma ligeira redução da velocidade do ar junto às ombreiras da porta.

Os autores concluíram também que, para cada espessura de jacto,  $b_0$ , e para cada temperatura interior  $T_i$ , da câmara frigorífica, existia uma velocidade óptima do jacto,  $V_{op}$ , conduzindo a um efeito de vedação máxima. Esse facto pode ser confirmado pela observação da figura 1.10, que resume os resultados obtidos por estes investigadores.

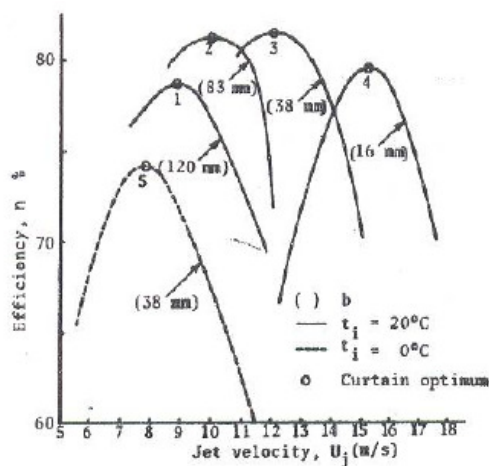


Figura 1.10: Eficiência de vedação para cortinas de jacto de ar vertical não recirculado. [Adaptado de Longdill e Wyborn (1979)].

Como se pode observar, a eficiência óptima situou-se entre os 70% e os 83%, aumentado significativamente com a diferença de temperatura entre os espaços.

Os autores propõem uma expressão para a determinação da velocidade óptima do jacto,  $V_{op}$ , dada por:

$$V_{op} = K \cdot V \cdot \sqrt{\frac{H}{b_0}} \quad (1.35)$$

em que  $K$  é função do número de Reynolds do escoamento e  $V$  é obtida pela equação (1.11), proposta por Tamm. Segundo os autores, a curva que melhor ajusta a equação anterior aos resultados da figura (1.10), pode ser descrita pela expressão:

$$V_{op} = 0.77 \cdot \log(121 \cdot V_{op} \cdot b_0) \cdot V \cdot \sqrt{\frac{H_p}{b_0}} \quad (1.36)$$

Adicionalmente, disponibilizam um ábaco resultante da aplicação da equação anterior, que permite a determinação de  $V_{op}$ , para uma dada relação entre a altura da porta e a espessura do jacto  $H_p/b_0$  e, também, a velocidade máxima do escoamento devido à convecção natural  $V$ , (vd. figura 1.11).

Sublinhe-se, ainda, o facto de nesse ábaco, os autores apresentarem uma gama de valores  $H_p/b_0$ , recomendáveis para o projecto deste tipo de cortinas de ar.

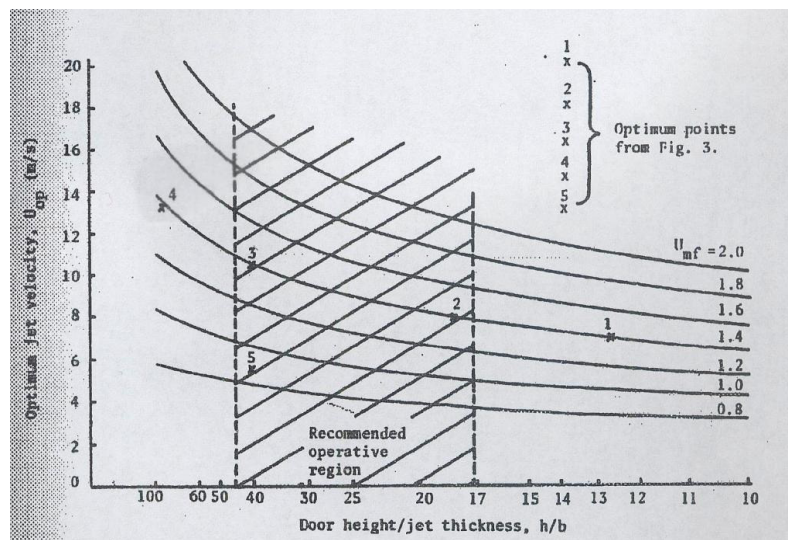


Figura 1.11: Velocidade óptima do jacto, para cortinas de jacto de ar vertical não recirculado. [Adaptado de Longdill e Wyborn (1979)].

Longdill e Wyborn (1979) também desenvolveram e testaram uma cortina de ar de desenvolvimento horizontal, com recirculação de ar (vd. figura 1.12). Para este tipo de cortina, e com o jacto dirigido segundo o plano da porta, a eficiência de vedação foi apenas de 60%. Contudo, recorrendo à metodologia referida em Takahashi e Inoh (1963) – i.e., dirigindo o jacto segundo um ângulo  $\theta$ , no sentido do compartimento quente na parte superior, no sentido oposto na parte inferior, e segundo um ângulo ( $\theta = 0^\circ$ ) na zona central – obtiveram resultados significativamente melhores, chegando mesmo a atingir 83% de eficiência de vedação, conforme se pode constatar pela figura 1.13.

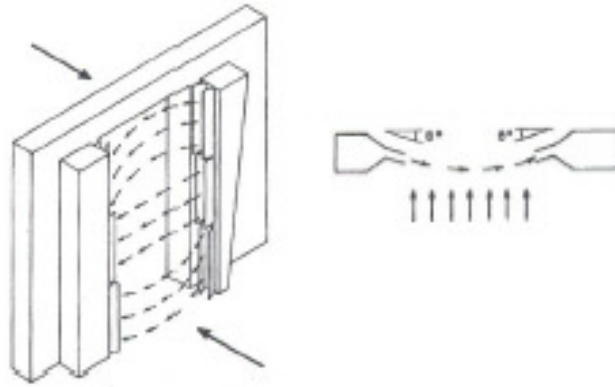


Figura 1.12: Representação esquemática da cortina de ar, de jacto horizontal, recirculado, com orientação do jacto segundo três zonas (ângulos) distintas. [Adaptado de Longdill e Wyborn (1979)].

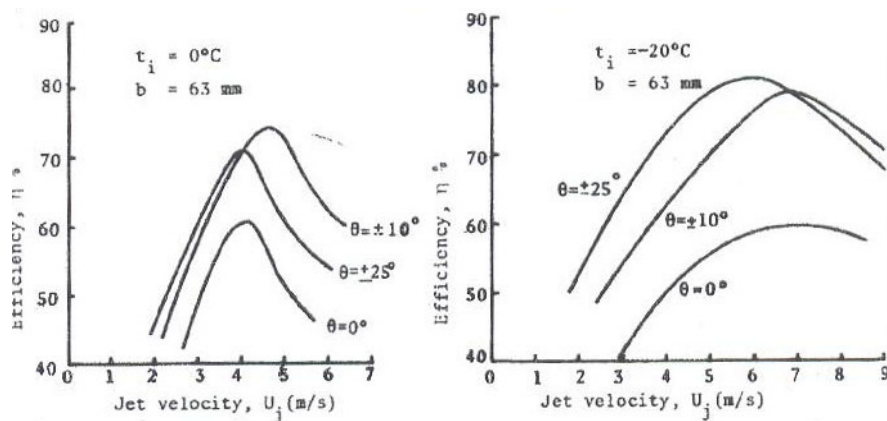


Figura 1.13: Resultados da eficiência de vedação obtidos por Longdill e Wyborn (1979), para cortinas de jacto horizontal, não recirculado com diferentes ângulos de injeção  $\theta$ , na vedação de uma porta de uma câmara frigorífica à temperatura ( $T_i$ ).

Neste trabalho foram ainda avaliados os efeitos resultantes da acção do vento sobre o desempenho de cortinas de ar (verticais e horizontais), reguladas para o seu ponto óptimo de funcionamento, mostrando que a eficiência de vedação era fortemente reduzida, no caso de ventos perpendiculares ao plano da porta, e era relativamente insensível nos casos em que, a direcção do vento era paralela ao plano da porta.

Além da metodologia já referida para a determinação da velocidade óptima do jacto, no caso de cortinas de jacto de ar vertical, os autores propõem uma metodologia similar, para cortinas de jacto de ar horizontal, traduzida pela seguinte expressão:

$$V_{op} = K_2 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{1}{4S \cdot \sin \theta} \cdot \left(\frac{w}{b_0}\right)} \quad (1.37)$$

Na expressão anterior,  $w$ , representa a largura da porta,  $S$ , a razão entre as densidades do ar exterior e interior, calculado pela equação (1.7),  $V$  é calculado pela equação (1.11) de Tamm e para  $10^\circ < \theta < 25^\circ$ ,  $K_2$  pode tomar valores entre 0.78 e 0.99.

Em Van Male (1983) apresenta-se uma nova configuração de um dispositivo cortina de ar aplicado a uma antecâmara em forma de túnel, que abarca a totalidade da porta (vd. figura 1.14).

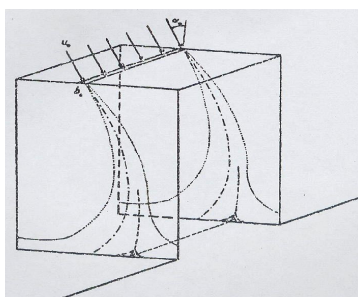


Figura 1.14: Configuração da cortina de ar apresentada e analisada em Van Male (1983).

O bocal de descarga está localizado longitudinalmente na parte superior deste túnel e descarrega um jacto de ar vertical descendente. Os autores defendem que deste modo o jacto preenche a totalidade da secção recta do túnel, resistindo melhor a efeitos adversos de pressão, mesmo os provocados por ventos exteriores.

A fim de averiguar a eficiência de vedação deste tipo de cortina de ar, foram realizados ensaios numa câmara frigorífica à escala laboratorial. Os resultados mostram que, um ângulo de inclinação do jacto de  $0^\circ$  resulta numa eficiência de vedação de  $\approx 80\%$ . Orientando o jacto de um ângulo de  $30^\circ$  a eficiência de vedação atingiu  $\approx 90\%$ .

Em Hendrix *et al* (1989), os autores apresentam (tabela 1.1) uma compilação dos resultados obtidos, por outros autores, acerca da eficiência de vedação de diferentes dispositivos.

A análise efectuada pelos autores veio revelar que, a eficiência de vedação por cortinas plásticas pode atingir valores superiores a 90%. No caso das cortinas de ar, dependente do tipo de configuração considerado, a eficiência de vedação pode variar desde 36% (vertical, com recirculação) até 83% (vertical, dupla, sem recirculação).

Tabela 1.1: Eficiência de vedação de portas de câmaras frigoríficas obtidos com diferentes tipos de dispositivos de vedação pelos correspondentes autores. [Fonte: Hendrix *et al* (1989)].

Dispositivo	Tipo	Eficiência [%]	Fonte	
Tiras plásticas	–	93	Pham e Olivier (1983)	
Cortina de ar	Vertical, sem recirculação	54 – 81	Takahashi e Inoh (1963)	
		68 – 83	Longdill e Wyborn (1979)	
		79 ± 3	Pham e Olivier (1983)	
	Vertical, dupla, sem recirculação	60 – 93	Van Male (1983)	
	Vertical, com recirculação	36 – 80	Takahashi e Inoh (1963)	
		Dentro do espaço		
		58	Takahashi e Inoh (1963)	
	Horizontal, com recirculação	Lado interior da porta	59	Takahashi e Inoh (1963)
			82	Longdill e Wyborn (1979)
			76 ± 3	Pham e Olivier (1983)
Cortina de ar + Tiras plásticas		91 ± 1	Pham e Olivier (1983)	

Downing e Meffert (1993) efectuaram um amplo estudo de campo, no qual foram avaliados diferentes dispositivos de vedação e combinações entre eles. Os ensaios foram realizados em 15 instalações frigoríficas reais, equipadas com os diferentes dispositivos de vedação, operando sobre diferentes condições de temperatura e humidade, incluindo situações em que se encontram em condições de pressão negativa causadas por ventiladores de exaustão. Além de ensaios estáticos<sup>1</sup>, os autores realizaram também ensaios dinâmicos a fim de investigar o efeito do atravessamento da porta por máquinas (e.g. empilhador), determinando a infiltração de ar, recorreram à metodologia dos gases traçadores. A Tabela 1.2, apresentada por aqueles autores, resume os resultados obtidos.

Segundo os mesmos autores, o valor de -44%, deveu-se ao facto do jacto de ar estar orientado segundo um ângulo de 15° para o interior câmara (lado frio). Orientando o jacto de um ângulo de 15° para o exterior (lado quente), a eficiência aumentou de -44% para 42%.

Com cortinas de ar registaram eficiências de vedação próximas dos 80%, superior a 90% com cortinas plásticas, e superior a 95% quando combinadas antecâmaras. O ajuste e a manutenção dos dispositivos foram o factor mais importante no caso das cortinas de ar e, ainda, que a eficiência destes dispositivos, em situações de pressão negativa, é bastante

<sup>1</sup> Ensaio estático é aqui entendido para a situação em que a porta da câmara frigorífica é mantida aberta, com o dispositivo de vedação instalado, em funcionamento ou não, mas a porta não é atravessada por máquinas.

baixa. A redução da eficiência, devido ao tráfego, foi na globalidade inferior a 10%.

Em resumo, os resultados indicaram que, a eficiência de vários dispositivos de vedação, reportada por publicações anteriores e pelos fabricantes, é de um modo geral correcta, se a instalação e manutenção forem apropriadas.

Tabela 1.2: Eficiência de vedação de portas de câmaras frigoríficas obtidas com diferentes tipos de dispositivos de vedação. [Fonte: Downing e Meffert (1993)].

Dispositivo de protecção	Local	Porta $w \times H_p$ [m]	Teste	$\Delta T$ [°C]	Eficiência vedação [%]
Cortinas plásticas simples	1	2.4 × 3.7	Estático	28	93.7 ± 0.9
	1	2.4 × 3.7	Dinâmico	28	90.6 ± 2.6
	2	2.2 × 3	Estático	34	85.6 ± 1.7
	2	2.2 × 3	Dinâmico	32	82.5 ± 1.3
	3	1.5 × 3	Estático	6	91.1 ± 0.4
	3	1.5 × 3	Estático	6	90.5 ± 0.8
	3	1.5 × 3	Dinâmico	7	82.6 ± 1.1
	3	1.5 × 3	Estático	18	96.2 ± 0.3
	3	1.5 × 3	Dinâmico	19	92.9 ± 0.4
	3	1.5 × 3	Estático	19	96.3 ± 0.6
Cortina de ar de jacto vertical	4	2.1 × 2.4	Estático	32	49.5 ± 2.5
	4	2.1 × 2.4	Estático (ajustado)	32	63.7 ± 3.5
	5	2.1 × 2.4	Estático	12	-44 ± 9
	5	2.1 × 2.4	Estático (ajustado)	14	42 ± 15
	6	2.4 × 3.4	Estático	25	78 ± 1.5
	6	2.4 × 3.4	Dinâmico (ajustado)	24	80.1 ± 3.3
	6	2.4 × 3.4	Estático (ajustado)	25	78.1 ± 1.3
Cortina de ar de jacto vertical	7	3 × 3	Estático (pressão neg.)	13	48 ± 3
	7	3 × 3	Dinâmico (pressão neg.)	11	54 ± 10
	8	3 × 2.4	Estático (pressão neg.)	3	-158 ± 5
Cortinas plásticas simples	9	2.4 × 3.7	Estático (pressão neg.)	3	-230 ± 10
Cortina de ar horiz. jacto duplo	10	2.4 × 3.7	Estático	21	78.3 ± 2.3
	10	2.4 × 3.7	Dinâmico	21	77.9 ± 1.5
	11	2.4 × 3.7	Estático	16	65 ± 7
	12	2.4 × 3.7	Estático	22	29.3 ± 2.2
Cortina de ar horizontal de jacto duplo + cortinas plásticas	12	2.4 × 3.7	Estático	24	87.6 ± 1.3
Portas articuladas de accionamento rápido	13	2.4 × 3.4	Estático	13	93.3 ± 1.5
	13	2.4 × 3.4	Dinâmico	10	85.2 ± 1.5
	13	2.4 × 3.4	Estático	18	92.8 ± 0.8
	13	2.4 × 3.4	Dinâmico	16	78.9 ± 3.1
Portas deslizantes fecho rápido	14	3 × 3	Dinâmico	7	78.9 ± 5.7
Portas deslizantes fecho rápido	15	3 × 3	Dinâmico	6	63 ± 10
Portas duplas de fecho rápido	16	2.4 × 3.7	Estático	31	98.5 ± 0.4
	16	2.4 × 3.7	Dinâmico	31	97 ± 1
Cortinas plásticas duplas	17	2.2 × 3.4	Estático	36	97.1 ± 0.3
	17	2.2 × 3.4	Dinâmico	36	92.3 ± 2.8
	17	2.2 × 3.4	Estático	41	97.3 ± 1.7
	17	2.2 × 3.4	Dinâmico	41	97.8 ± 1



#### 1.2.4- Utilização de CFD em simulações de vedação por cortinas de ar

Nesta secção apresenta-se um resumo dos trabalhos de cariz iminentemente numérico, isto é, utilizando a mecânica dos fluidos computacional (CFD) na investigação e desenvolvimento das cortinas de ar.

Podem atribuir-se a Van e Howell (1976) e Howell *et al* (1976) as primeiras aplicações dos meios computacionais neste âmbito. Com a evolução dos meios de computacionais, surgiram outros trabalhos utilizando esta ferramenta de cálculo na simulação de escoamentos de jactos livres.

Lam *et al* (1990), avaliaram o desempenho da vedação proporcionada por um dispositivo de cortina de ar, instalada sobre uma porta de um centro comercial, tendo adoptado uma aproximação bidimensional e em regime permanente. O código de cálculo utilizado (*AIRFLO*) consistiu na integração implícita das equações de Navier-Stokes utilizando o método dos volumes finitos, metodologia similar à do código “aberto”, descrito no capítulo 3 do presente trabalho.

Os resultados das simulações mostraram que o valor da velocidade mínima de descarga, correspondente ao máximo efeito de vedação ( $V_0 = 4$  m/s), é cerca do dobro daquele que resulta do método proposto por Hayes e Stoecker (1969<sup>a</sup>).

Schaelin (1998) apresenta os resultados do desempenho de diferentes dispositivos de vedação de entradas de lojas (portas deslizantes automáticas, portas duplas sucessivas, portas rotativas e cortinas de ar), tendo em conta o conforto dos seus utilizadores e as poupanças de energia. A simulação através de CFD complementou os resultados das medições experimentais. Foi também avaliada a interferência de outros dispositivos de ventilação mecânica e a existência de outras aberturas (além da porta de acesso) sobre a capacidade de vedação dos diferentes dispositivos instalados.

A modelação numérica, incidiu sobre uma “loja tipo”, com  $12 \times 25$  m<sup>2</sup> de área, 3 m de pé direito e vários pisos, cuja porta de entrada possuía 1.6 m de largura e 2.1 m de altura. O domínio simulado contemplava parte da vizinhança exterior. Em todas as situações

simuladas foi considerada uma diferença de temperatura de 20 °C entre o interior e o exterior.

Uma das configurações simuladas contemplava a existência de uma cortina de ar de jacto vertical descendente, regulada em termos de velocidade e ângulo inicial do jacto, de modo a providenciar uma boa vedação da porta de entrada. O autor reporta para este caso uma eficiência de vedação de 48.7%. Noutra simulação, que diferia da anterior por contemplar a existência de uma abertura (porta) para o exterior num dos pisos superiores, verificou-se que o jacto da cortina era deflectido para o interior não conseguindo atingir o solo. Consequentemente, o ar frio exterior entrava no compartimento junto ao chão, ao mesmo tempo que o ar quente fluía para o exterior através da abertura localizada no piso superior. Neste caso, a eficiência de vedação diminuía para 19.4%.

Noutra configuração, considerando igualmente uma cortina de ar de jacto vertical descendente, mas em que o centro do bocal de descarga se encontrava afastado 60 cm da parede divisória, a simulação numérica mostrou que o ar frio entrava livremente no interior do compartimento, através das duas extremidades laterais da cortina de ar, o que revela a importância deste parâmetro geométrico.

O autor conclui que, no caso de não existir mais nenhuma abertura, além da porta de acesso (edifício estanque), as cortinas de ar são os dispositivos com melhor capacidade de vedação. No caso de existirem outras aberturas no edifício, a capacidade de vedação das cortinas de ar é drasticamente reduzida, sendo as portas rotativas o melhor dispositivo para reduzir as infiltrações.

Tang (1998) apresentou o confronto das medições experimentais e as obtidas através de simulação numérica do fluxo de calor em convecção natural desenvolvido no domínio de dois espaços adjacentes mantidos a diferentes temperaturas e ligados entre si por uma abertura. Pela representação das linhas de corrente do escoamento, verificou que este apresenta uma única célula de recirculação (*vd.* figura 1.15-a) promovida pelo movimento ascendente do ar, junto à superfície aquecida, e que percorre ambos os compartimentos. Verificou ainda, que apesar da abertura ocupar uma boa parte da área transversal da câmara, o escoamento de ar não é totalmente bidimensional. A figura 1.15-b, mostra o perfil de velocidade de um plano horizontal, junto à parte superior da porta (padieira), onde se

pode verificar o estrangulamento do escoamento causado pela restrição imposta pela ombreira da porta, criando turbilhões em ambos os lados.

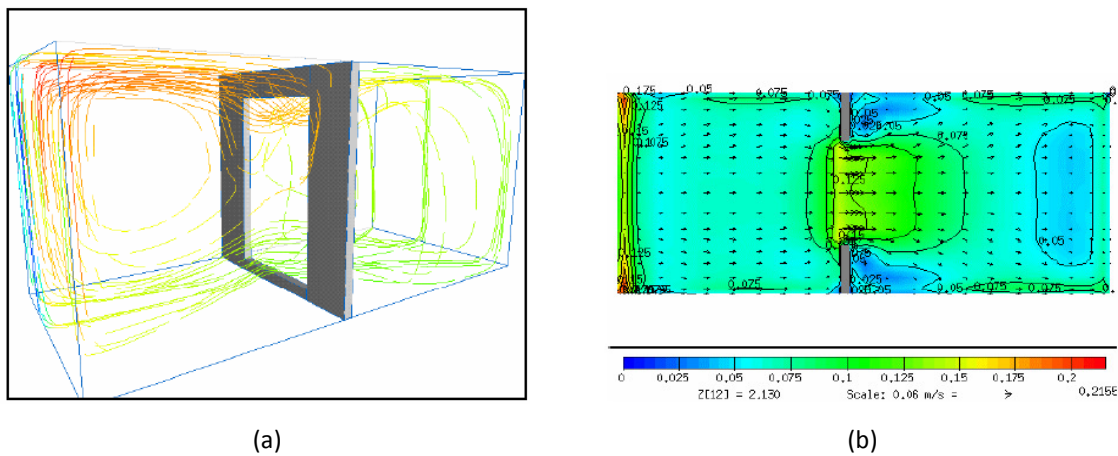


Figura 1.15: (a) Linhas de corrente do escoamento, e (b) Campo do escoamento num plano horizontal junto à parte superior da porta (1998). [fonte, Tang (1998)].

Segundo o autor, as previsões numéricas mostram boa concordância com as medições experimentais dos perfis de temperatura nos diferentes pontos de monitorização. Relativamente aos perfis de velocidade, nomeadamente na parte inferior e superior da porta, das medições experimentais resultaram velocidades mais baixas, que as obtidas por via numérica.

Em Törnström e Moshfegh (2003), os autores simularam o escoamento, que se desenvolve entre um compartimento climatizado e o ambiente exterior, que se encontrava a uma temperatura inferior. O domínio de cálculo consistiu num compartimento estanque e uma porção da vizinhança exterior, com o mesmo comprimento mas com maior altura. Os dois ambientes estão ligados por uma parede divisória, na qual se encontra uma porta com 2.75m de altura e 1 m de largura, que poderá estar, ou não, protegida por uma cortina de ar. O escoamento foi considerado bidimensional, turbulento e em regime permanente. Para a modelação da turbulência foi utilizado o modelo  $k-\varepsilon-RNG$ ,

Do ponto de vista das condições térmicas, foram analisadas três diferenças de temperatura entre a parede interior do compartimento (35 °C) e o ambiente exterior (-5, +5 e 15 °C).

Nas situações em que a porta não se encontrava protegida pela cortina de ar, estes investigadores verificaram um aumento do caudal de ar, através da porta, com o aumento

da diferença de temperatura. Nas restantes simulações consideraram a existência de um equipamento de cortina de ar instalado por cima da porta, descarregando um jacto de ar vertical descendente à temperatura fixa ( $T_0 = 20\text{ °C}$ ), através de um bocal de espessura variável ( $b_0 = 0.03, 0.05$  e  $0.1\text{ m}$ ).

De forma a estabelecer os eventuais benefícios decorrentes da utilização de uma cortina de ar, os autores compararam os resultados obtidos caso esta se encontre, ou não, em funcionamento. A representação da distribuição de temperaturas ao longo do domínio de cálculo (vd. figura 1.16) revelou que, quando não existe a vedação térmica pela cortina de ar, com excepção de uma zona localizada junto ao tecto, a temperatura interior da sala tende rapidamente para o valor da temperatura do ambiente exterior. No caso em que a cortina de ar está em funcionamento, verifica-se um aumento substancial da temperatura média interior, mostrando, que este está termicamente isolado do exterior.

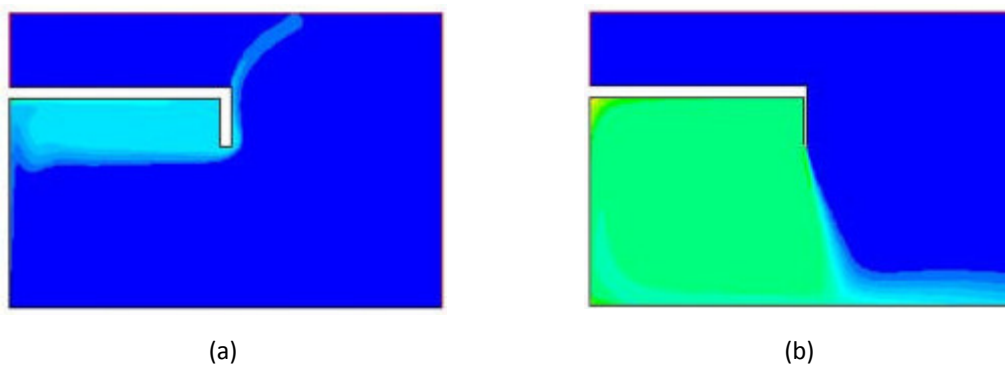


Figura 1.16: Campo de temperatura obtido por Törnström e Moshfegh (2003), a) sem e b) com, cortina de ar em funcionamento.

Outros investigadores têm aplicado o cálculo numérico em processos de climatização e vedação aerodinâmica (Oliveira *et al* (1991), Oliveira *et al* (1996), Oliveira *et al* (1997), Costa *et al* (1999), Costa *et al* (2000), Costa e Oliveira (2001), Costa e Oliveira (2002) e Costa *et al* (2006)).

Em Costa e Oliveira (2001), Costa e Oliveira (2002) e Costa *et al* (2006), estes investigadores utilizaram a simulação numérica no estudo da influência de diversos parâmetros geométricos e dinâmicos (altura da porta, velocidade e ângulo inicial do jacto), sobre o desempenho de um equipamento de cortina de ar de jacto vertical, descendente e não recirculado.

As configurações estudadas correspondem a situações típicas da vedação de um espaço comercial climatizado, no qual se pretendem manter condições de conforto térmico, relativamente a um ambiente exterior. A geometria do domínio de cálculo baseou-se na instalação experimental, explorada em Neto (2006). Uma vez que a geometria da instalação possui um plano de simetria, o domínio de cálculo corresponde a um plano de corte longitudinal, situado na meia-largura das salas. A figura 1.17 representa o domínio considerado, com as dimensões e algumas das condições de fronteira, mais relevantes, utilizadas para uma situação simuladas (típica “de Verão”).

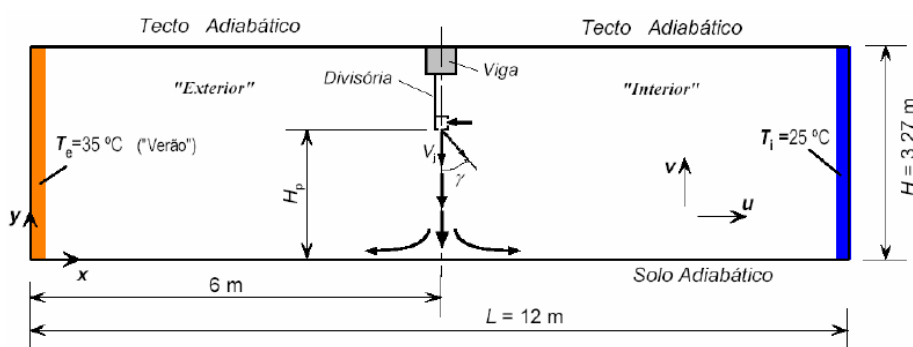


Figura 1.17: Domínio de cálculo e algumas das condições fronteira utilizado em Costa *et al* (2006).

Relativamente às condições térmicas, um dos compartimentos (interior) foi assumido como estando inicialmente à temperatura uniforme de 25 °C e o outro, considerado como sendo o (exterior), à temperatura de 35 °C (situação de Verão), ou à temperatura de 15 °C (situação de Inverno).

Para a avaliação dos fenómenos convectivos envolvidos, os autores definiram os parâmetros de *Eficácia (E)* e de *Rendimento (η)* de Vedação que exprimem, respectivamente, o desempenho da cortina de ar e que quantificam as poupanças energéticas conseguidas com a sua aplicação:

$$E = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{Q}} \quad (1.38)$$

$$\eta = \frac{\dot{Q}_0 - \dot{Q}}{\dot{Q}_0} = 1 - \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_0} \quad (1.39)$$

Nas expressões anteriores,  $\dot{Q}$  representa a potência térmica transferida entre os compartimentos (expressa em Watts por metro de largura da porta) e o índice “0” corresponde à situação de cortina desligada ( $V_0 = 0$  m/s).

A *Eficácia de vedação*  $E$  representa o factor de redução na potência transferida entre os compartimentos, resultante da utilização da cortina de ar.

O *Rendimento (ou eficiência) de vedação*,  $\eta$ , traduz a razão entre a vedação real conseguida e a ideal, tomando como referência a situação de “porta aberta”. Este parâmetro é entendido como a redução da transferência de calor,  $(\dot{Q}_0 - \dot{Q})$ , obtida com a cortina de ar.

Além de apresentarem uma análise detalhada do efeito de vedação, caracterizam, com algum pormenor, o escoamento do próprio jacto.

De forma a captar as transições de regime de escoamento, os autores efectuaram simulações para uma vasta gama de velocidades de descarga do jacto ( $V_0=0$  a 9 m/s). Para a configuração de “verão”, dependendo da velocidade inicial do jacto, os autores identificam três regimes distintos do escoamento. Segundo os autores, no caso correspondente à ausência da cortina (ou do seu funcionamento,  $V_0=0$ m/s), o escoamento desenvolve-se em regime de convecção natural, dominado por forças de impulsão térmica e caracterizado por uma recirculação global, percorrendo os dois compartimentos. Para velocidades do jacto mais elevadas, superiores ao correspondente ao  $D_{m,min}$ , prevalece a convecção forçada, com predominância das forças da inércia do jacto que se mantém estável e contínuo até ao solo. Entre estes dois regimes, existe um regime de convecção mista, em que as forças de inércia do jacto são da mesma ordem de grandeza das forças transversais de impulsão térmica, provocando sérias instabilidades ao jacto, podendo mesmo deflecti-lo, prematuramente, sem que atinja o solo. Para a configuração típica de “Inverno”, identificaram os mesmos três regimes de escoamento, mas contrariamente à situação anterior, para  $V_0=6.8$  m/s, observaram uma recirculação secundária resultante da predominância, sobre as forças de inércia originadas pela cortina de ar, das forças de impulsão de origem térmica, descendentes ao longo da parede mais “fria”.

Para uma velocidade inicial do jacto ( $V_0=6.8$  m/s), investigaram também a influência da orientação inicial do jacto, variando o ângulo de orientação  $\alpha_0$ , de  $-30^\circ$  a  $+30^\circ$ , tendo

confirmado que, independentemente do sentido dos gradientes de temperatura, o jacto deverá estar sempre orientado de um ângulo de 15° a 20°, no sentido do compartimento aquecido.

Apesar da limitação imposta pela bidimensionalidade adoptada para a geometria, o confronto dos resultados numéricos obtidos com os dados experimentais revelou uma boa concordância, tanto em termos de transferência de calor, como em termos de regime mínimo (e óptimo) de funcionamento.

Recentemente surgiram alguns trabalhos de modelação tridimensional em aplicações de cortinas de ar em espaços refrigerados (Foster *et al* (2006), Foster *et al* (2007), Jaramillo *et al* (2009), e Gonçalves *et al* (2009<sup>c</sup>)), cujos resultados revelaram pormenores não detectados na modelação bidimensional, como sejam o estrangulamento do escoamento, junto às ombreiras das portas, e a influência de ventos laterais, que potenciam as trocas de calor turbulentas. Porém, subsiste alguma discrepância relativamente às trocas de calor medidas experimentalmente.

Em continuidade com os trabalhos anteriores, (Foster *et al* (2002) e Foster *et al* (2003)), em Foster *et al* (2006), utilizando a mesma instalação experimental, os autores testaram, neste caso, a capacidade de vedação de um equipamento específico de cortina de ar (com 1 m de comprimento), colocado sobre uma porta (com 1.36 m de largura e 3.2 m de altura) de acesso à câmara frigorífica. Nos ensaios experimentais as condições térmicas consideradas foram de -20 °C, no interior, e 20 °C a 26 °C, no exterior. Além das medições experimentais, utilizaram também a modelação CFD implementada no código comercial ANSYS CFX®. Apesar da estrutura não possuir qualquer plano de simetria, os autores utilizaram uma aproximação bidimensional, modelando um plano perpendicular à porta. Na avaliação das propriedades do escoamento, utilizaram termopares para a medição da temperatura e um anemómetro de fio quente para medição do perfil de velocidades no plano da porta. A infiltração de ar foi obtida recorrendo à técnica dos gases traçadores.

O rendimento máximo de vedação obtido foi de 84%, correspondente a uma velocidade de descarga do jacto de  $V_0=10.5$  m/s, resultante das simulações numéricas, e de 71% nas medições experimentais, correspondente à máxima velocidade de descarga ( $V_0=18$  m/s)

conseguida com o equipamento de cortina de ar utilizado. Referem também que a velocidade do jacto, medida experimentalmente, era manifestamente superior à resultante da aplicação do método proposta por Hayes e Stoecker (1969<sup>b</sup>) ( $V_0=8.3\text{m/s}$ ). Deve, em todo o caso, dizer-se aqui que os resultados publicados por estes autores, e na sua própria opinião, não são em absoluto confiáveis porque a cortina de ar não abarcava toda a largura da porta, sendo espectável que esta não conseguisse cumprir a vedação efectiva desejável. Por outro lado, a simulação numérica bidimensional adoptada não reflecte adequadamente as condições experimentais, como por exemplo, o facto de, parte da porta se encontrar desprotegida e da estrutura real não possuir nenhum plano de simetria.

Em Foster *et al* (2007), os autores implementaram um modelo tridimensional para simular a geometria experimental já referida em Foster *et al* (2006). Contudo, também no modelo 3D, consideraram um bocal de injeção com um comprimento de 1 m, centrado sobre a porta com 1.36 m de largura, isto é, à semelhança da instalação experimental, também, neste caso, a cortina de ar não abarcava toda a largura da porta. Os resultados das simulações foram comparados com os referidos em Foster *et al* (2006).

Contrariamente ao obtido com o modelo bidimensional, na modelação tridimensional, a velocidade de descarga do jacto correspondente à máxima vedação, foi superior à verificada experimentalmente. Considerando os 30s posteriores à abertura da porta, pelas simulações numéricas obtiveram uma eficiência máxima de vedação de 66%, para uma velocidade do jacto de 22 m/s. Nos ensaios experimentais, o máximo rendimento de vedação (71%) foi obtido para uma velocidade de descarga do jacto de  $V_0=18\text{m/s}$ .

Simularam, ainda, diferentes níveis de turbulência inicial do jacto, tendo verificado que este parâmetro tem pouca influência no desempenho da cortina de ar, tal como já tinha sido referido por Guyonnaud *et al* (2000).

Jaramillo *et al* (2009) apresentaram um estudo simulação tridimensional e transiente do escoamento desenvolvido no domínio de uma câmara frigorífica. A modelação consistiu em simular as trocas energéticas entre dois compartimentos (um representando o interior de uma câmara frigorífica e outro o exterior), separados por uma porta de ligação, sobre a qual podia estar instalado um equipamento de cortina de ar. Após a validação do modelo de



cálculo, com resultados experimentais próprios e de outros autores, efectuaram um estudo paramétrico, avaliando a influência de alguns parâmetros característicos da cortina (localização da cortina de ar, ângulo e velocidade iniciais do jacto) sobre a eficiência de vedação conseguida. Na modelação da turbulência utilizaram o modelo  $k-\varepsilon$ .

Comparando os resultados das simulações com o equipamento de cortina de ar no interior ou no exterior da câmara frigorífica, e considerando os instantes iniciais após a abertura da porta (7.5 segundos), verificaram que o melhor efeito de vedação de 75% correspondia à configuração da cortina instalada no exterior, contra 62% para o caso de a cortina estar localizada no interior da câmara frigorífica.

Relativamente à influência da orientação do jacto sobre o efeito de vedação, e com o equipamento localizado no exterior, verificaram que quando o jacto é dirigido sentido da câmara frigorífica, (segundo um ângulo de  $15^\circ$ ) o efeito de vedação é menor que no caso do jacto ser descarregado na vertical ( $0^\circ$ ). Por outro lado, quando o jacto é dirigido no sentido do espaço mais quente, o efeito de vedação é ligeiramente melhorado, relativamente à situação em que o jacto é descarregado na vertical.

### **1.3- MOTIVAÇÕES E OBJECTIVOS**

Em sentido lato, poder-se-á considerar que a motivação que conduziu à definição do tema da presente tese resultou da conjugação de dois factores. Por um lado, o facto do tema abordado (vedação aerodinâmica de câmaras frigoríficas) se enquadrar na actividade profissional actualmente desenvolvida pelo autor, isto é, na área da indústria alimentar. Acresce, ainda, o interesse e gosto pelas áreas abordadas neste trabalho: Fenómenos de Transferência, Mecânica de Fluidos, Termodinâmica, entre outras, os quais justificam também a motivação do presente estudo.

Contudo, a escolha do tema tratado, em sentido restrito, resultou de uma avaliação prévia das perdas térmicas originadas pela abertura, mais ou menos frequente, das portas de acesso ao interior de câmaras frigoríficas. A avaliação feita nas câmaras frigoríficas de uma unidade cooperativa de armazenamento/comercialização de fruta da zona de Viseu,

intensificou, também, o interesse que o estudo poderia representar, do ponto de vista da utilização racional de energia, neste tipo de instalações de conservação.

Por outro lado, embora existam vários trabalhos científicos dedicados à vedação por cortina de ar de vãos de acesso a espaços refrigerados, ainda que por via da simulação numérica, a grande maioria das modelações recorrem a uma aproximação bidimensional e em regime permanente. Estes dois aspectos correspondem a limitações fortes na análise dos fenómenos envolvidos, já que se trata de condições praticamente impossíveis de encontrar, nas aplicações reais, o que os transforma em temas de investigação de grande interesse actual.

Nas secções anteriores ficaram patentes os benefícios decorrentes da aplicação de cortinas de ar como elementos activos de isolamento térmico de espaços climatizados e/ou refrigerados.

Parece ser consensualmente aceite que a capacidade de vedação de uma cortina de ar depende do equilíbrio entre a quantidade de movimento que é imprimido inicialmente ao jacto da cortina e as forças transversais que se pretendem neutralizar com a sua aplicação. Assim, existem alguns parâmetros comuns que devem ser estabelecidos aquando da concepção, instalação e funcionamento deste tipo de equipamentos. Isto é, a capacidade de vedação de um dispositivo de cortina de ar instalado sobre uma porta com uma altura,  $H_p$ , de ligação entre dois espaços com uma diferença de temperaturas,  $\Delta T$ , depende da correcta selecção da espessura do bocal de descarga,  $b_0$ , da velocidade inicial do jacto,  $V_0$ , e do seu ângulo de orientação,  $\alpha_0$ . Além destes, a intensidade da turbulência inicial do jacto é outro parâmetro que, segundo alguns autores, influencia a eficiência das cortinas de ar.

O objectivo do presente trabalho consiste essencialmente no estudo da influência desses parâmetros, e em diversas configurações de vedação aerodinâmica de câmaras frigoríficas industriais, sendo desenvolvido segundo duas vertentes: numérica e experimental.

A componente da modelação numérica consiste no desenvolvimento de um modelo físico-matemático, que descreva o comportamento transiente de uma cortina de ar, formada por um jacto de ar turbulento, através da resolução das equações de conservação relevantes, inicialmente segundo uma abordagem bidimensional (2D), e posteriormente, através de

uma modelação tridimensional (3D). Utilizando a modelação tridimensional, pretende-se também efectuar um estudo paramétrico dos diferentes parâmetros que caracterizam o desempenho de um equipamento de cortina de ar e, ainda, a avaliação comparativa de soluções diversas (cortinas de jacto vertical simples ou duplas, horizontais, com e sem recirculação do ar), em domínios de configurações geométricas diferentes, com o objectivo de fornecer indicações acerca das melhores soluções, na perspectiva de maximização das poupanças de energia.

Na vertente experimental explorou-se uma instalação-piloto, constituída no essencial por dois espaços climatizados a temperaturas distintas, um representando o interior da câmara frigorífica e outro representativo da vizinhança exterior. Os resultados obtidos serviram como referência para a avaliação do rigor dos resultados da simulação numérica.

#### **1.4- ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO**

O trabalho está dividido em seis capítulos, os quais se dividem ainda em secções e subsecções, conforme o tema tratado, de modo a facilitar a sua leitura.

No presente capítulo, além do enquadramento inicial do tema em estudo, faz-se uma exposição dos trabalhos mais relevantes da aplicação de cortinas de ar, quer na vedação de espaços refrigerados, quer na manutenção de condições de conforto térmico. Apresentam-se também as motivações e objectivos do trabalho, assim como a sua organização geral.

No capítulo 2 descreve-se a instalação laboratorial utilizada nos ensaios experimentais, nomeadamente, a caracterização dos espaços representativos da câmara frigorífica e do exterior, os equipamentos de climatização, o dispositivo de cortina de ar, a cadeia de medida dos parâmetros de interesse (velocidade, temperatura e gás traçador) e, ainda, o procedimento de realização dos ensaios.

Os pormenores da modelação numérica são apresentados no capítulo 3. Assim, na secção 3.1 é feita uma breve introdução da organização do capítulo. Na secção 3.2 são apresentadas as equações de transporte, na sua forma original e do escoamento médio e, ainda, as possíveis abordagens na modelação da turbulência. Na secção 3.3 é descrita a

metodologia utilizada na modelação bi-dimensional, empregando um código de cálculo “aberto” implementado em linguagem de programação FORTRAN e, adaptado a partir do código original utilizado por Costa *et al* (2006). A secção 3.4 é dedicada à exposição dos pormenores da modelação CFD tridimensional implementada no código comercial. ANSYS-CFX<sup>®</sup>.

No capítulo 4 são apresentados os resultados obtidos experimentalmente e confrontam-se com as previsões numéricas, no sentido da validação do modelo numérico. Após uma breve introdução, na secção 4.2 apresenta-se, com algum pormenor, a caracterização do jacto da cortina de ar, recorrendo a medições experimentais dos perfis de velocidade, quer segundo a direcção de desenvolvimento do jacto, quer na direcção transversal e longitudinal. A caracterização do padrão do escoamento apenas promovido pelo jacto da cortina de ar, que se desenvolve no domínio dos dois compartimentos, inicialmente à mesma temperatura, é feita na secção 4.3. Nesta secção faz-se ainda a avaliação da intensidade da turbulência em alguns pontos de monitorização. Na secção 4.4 são apresentados e analisados os resultados dos ensaios exploratórios, que serviram, também, para avaliar o desempenho global da instalação e do sistema de medida e permitiram identificar e minimizar possíveis fontes de erro. Do confronto das medições experimentais com as previsões numéricas resultaram algumas melhorias implementadas no modelo numérico, enumeradas na secção 4.5. O confronto entre as medições experimentais e previsões numéricas da evolução da temperatura, em alguns pontos de monitorização, serviram de critério de comportamento pontual para validação do modelo de cálculo. Na secção 4.6 apresentam-se três formas alternativas de cálculo do rendimento de vedação, pela utilização da técnica dos gases traçadores, através dos fluxos de massa e energia através do vão da porta. Na secção 4.7, são comparadas as previsões obtidas com a modelação 2D, utilizando o código “aberto” e a aproximação bidimensional implementada sobre o modelo 3D. Ambos são, ainda, comparados com o modelo 3D completo. Na secção 4.8 é avaliada a capacidade de previsão da infiltração de alguns modelos analíticos disponíveis.

No capítulo 5, faz-se um estudo paramétrico detalhado de forma a avaliar a influência de cada um dos parâmetros que quantificam o desempenho de um equipamento de cortina de ar. Após uma breve introdução, na secção 5.2, descreve-se a configuração de base e

analisam-se os resultados de simulação para uma vasta gama de velocidades, identificando a velocidade óptima do jacto para essa configuração. Na secção 5.3 analisa-se a influência das condições de simulação do ambiente exterior. Por seu turno, na secção 5.4 é estudada a influência da altura do vão da porta,  $H_p$ , nomeadamente na velocidade óptima do jacto da cortina de ar, enquanto na secção 5.5 esse estudo é feito para três níveis de diferença de temperatura nominal,  $\Delta T$ . Nas secções 5.6 e 5.7 apresentam-se os estudos relativos às influências da largura,  $b_o$ , e do ângulo de orientação,  $\alpha_o$ , do bocal de descarga do jacto. Na secção 5.8 é analisada a situação em que o equipamento de cortina de ar é instalado no lado interior da câmara frigorífica e, na secção 5.9, é estudada uma configuração com recirculação do ar, recolhido ao nível do solo. A capacidade de vedação obtida com duas cortinas gémeas, uma no interior, outra no exterior, é analisada na secção 5.10. Nas secções 5.11 e 5.12 são estudadas configurações com cortina de ar horizontal, a toda a altura do vão, sem e com recirculação de ar, respectivamente. Na secção 5.13 resumem-se as conclusões globais do estudo paramétrico, nomeadamente quanto à configuração óptima de operação destes equipamentos. Finalmente, na secção 5.14 sugerem-se indicações importantes para que os equipamentos possam funcionar autonomamente, em condições óptimas de operação.

Finalmente, no capítulo 6 resumem-se as principais conclusões alcançadas com o presente trabalho, realçando os aspectos mais originais. Revelam-se, também, os aspectos menos esclarecidos e fornecem-se algumas sugestões de investigação futura.

## **CAPÍTULO 2 – INSTALAÇÃO E METODOLOGIAS EXPERIMENTAIS**

### **2.1- INTRODUÇÃO – CARACTERIZAÇÃO DO DOMÍNIO DE ESTUDO**

Neste capítulo descreve-se toda a instalação utilizada para a realização dos ensaios. Na secção 2.2 descreve-se a geometria e os pormenores construtivos dos dois compartimentos, um representando o espaço refrigerado e outro representativo da vizinhança exterior, e ainda o equipamento utilizado na climatização de cada um. Na secção 2.3 apresentam-se com algum detalhe as características do equipamento de cortina de ar utilizado na vedação da porta que liga os dois compartimentos. A cadeia de medida das variáveis a monitorizar (temperatura, velocidade e concentração do gás traçador) é descrita na secção 2.4. O capítulo termina com a exposição do procedimento utilizado na realização dos ensaios, secção 2.5.

Refira-se que embora em situações reais não se encontrem instalações frigoríficas com as dimensões próximas do modelo laboratorial aqui explorado, nomeadamente a dimensão da porta de ligação entre os dois espaços, tal também não é o objectivo, esperando-se contudo que o padrão do escoamento desenvolvido no domínio dos dois compartimentos reproduza o fenómeno físico de uma instalação real. Por outro lado, o objectivo principal dos ensaios experimentais foi a obtenção de resultados que servissem de referência para a avaliação do rigor da simulação numérica efectuada.

Convém aqui enquadrar as razões que levaram à definição da geometria do modelo laboratorial. As dimensões adoptadas resultaram da observação de instalações frigoríficas reais, nomeadamente de uma câmara frigorífica de conservação/armazenamento de fruta com 9.5 m de largura, 12 m de comprimento e com uma altura de 8 m, com uma porta de acesso de 2.8 m de altura e 2 m de largura. Assim, pretendeu-se que instalação laboratorial representasse, de forma aproximada, uma réplica à escala da instalação real.

Na instalação laboratorial, uma das dimensões definidas à priori foi a largura da porta de ligação, limitada pelas dimensões do equipamento de cortina de ar disponível para os ensaios, com um comprimento de 70 cm, e para que esta abrangesse pelo menos a

totalidade da largura da porta, decidiu-se fixar a largura desta em 60 cm. Por outro lado, a dimensão escolhida para a altura da porta da instalação laboratorial, teve em conta a relação entre a altura da porta e a altura da câmara frigorífica da instalação real  $H_p/H=2.8/8=0.35$ . No modelo laboratorial esta relação é de  $H_p/H=1/3=0.33$ .

## 2.2- MODELO LABORATORIAL

### 2.2.1- Geometria e pormenores construtivos

A instalação experimental era constituída por dois compartimentos contíguos, de geometria aproximadamente cúbica e de dimensões  $3 \times 3 \times 3 \text{ m}^3$  cada um. (vd. figura 2.1-a). Estes espaços encontram-se ligados entre si por uma porta com 0.6 m de largura e 1 m de altura (vd. figura 2.1-b), centrada relativamente ao plano de simetria do conjunto e sobre a qual foi instalado um dispositivo de cortina de ar.

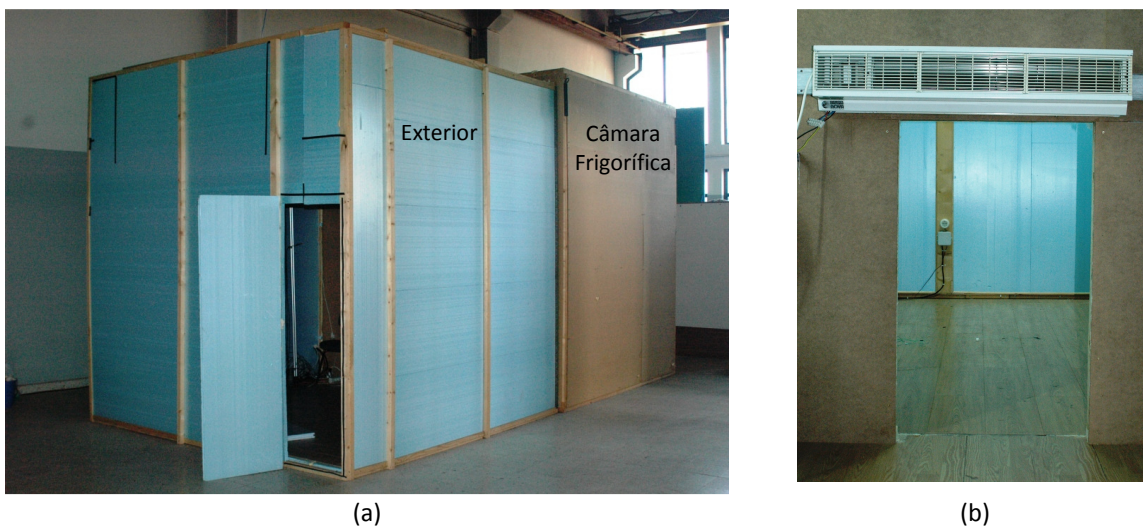


Figura 2.1: (a) Instalação experimental com os dois compartimentos; (b) Porta de ligação entre os dois compartimentos com o dispositivo de cortina de ar instalado.

Pretendeu-se que um dos compartimentos represente o espaço arrefecido, que se deseja vedar, e que o outro representasse o exterior cujas propriedades se pretende controlar. Ambos os compartimentos foram construídos numa base de madeira e revestidos com placas de um material isolante (poliestireno). As paredes do compartimento representativo da câmara frigorífica (sala fria), têm uma espessura total de 7 cm – 6 cm de isolante e revestimento exterior de placas de 1 cm de contraplacado marítimo, vulgarmente designado

de MDF; o outro, que se espera estar a temperaturas mais próximas do exterior – foi construído apenas com placas de material isolante com 3 cm de espessura. A porta de ligação entre as salas, com abertura de deslocamento vertical (tipo guilhotina), era de madeira e forrada também com material isolante (1 cm madeira + 3 cm de isolante). Embora seja difícil assegurar a estanquicidade pretendida, quer relativamente ao exterior quer entre os próprios compartimentos, todas as fissuras (pelo menos as visíveis), foram obstruídas com poliuretano expandido. O chão de ambas as salas foi isolado com 6 cm de material isolante e coberto com uma folha de madeira rectificada (chão flutuante).

### 2.2.2- Equipamentos de tratamento do ar – aquecimento e arrefecimento

Para climatização do compartimento “frio” usou-se um sistema de refrigeração com capacidade suficiente para o manter à temperatura desejada, podendo esta atingir valores próximos de 0 °C, mesmo no caso de o ar exterior se encontrar a temperaturas próximas de 30 °C. O sistema era constituído pelos seguintes elementos: um grupo compressor da marca *Dorin*, modelo UA H 75 CC funcionando com refrigerante *R404a*; um evaporador de marca *Centauro*, modelo DF-96; equipamento electromecânico de comando e controlo, e ainda toda a tubagem de ligação (vd. figura 2.2). Com excepção do evaporador, que foi instalado no centro do tecto do compartimento arrefecido, todo o restante equipamento estava localizado no exterior.

A climatização do compartimento representativo do exterior, mantido a uma temperatura mais elevada, fez-se com recurso a um termo-convector eléctrico.



(a)



(b)



(c)

Figura 2.2: Sistema de refrigeração. (a) Grupo compressor, (b) Evaporador e (c) Quadro de controlo.

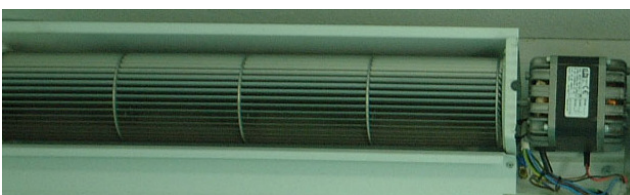


A fim de minimizar a estratificação térmica e manter a temperatura constante e homogénea no início de cada ensaio, condições iniciais adoptadas para os ensaios experimentais (e simulações numéricas), existia um ventilador em cada um dos compartimentos para promover a mistura do ar.

## **2.3- EQUIPAMENTO DE CORTINA DE AR**

### **2.3.1- Caracterização do equipamento**

Sobre a porta de ligação entre os compartimentos, e do lado do compartimento que simula o exterior, foi instalado um dispositivo de cortina de ar comercial, modelo CC90 da marca CENTAURO®. O ventilador era do tipo “tangencial” e de alumínio, sendo accionado por um motor eléctrico monofásico de 120 W localizado numa das extremidades do ventilador (vd. figura 2.3-a). A aspiração do ar era feita através de grelhas plásticas que cobriam a parte frontal ( $70 \times 10 \text{ cm}^2$ ), e ao mesmo tempo a injeção do ar era efectuada pela parte inferior através de um bocal com 4 cm de espessura e 70 cm de comprimento. Uma vez que a porta de ligação tem uma largura de 60 cm, o ventilador foi centrado nesta (restando 5 cm para cada lado), de modo que o jacto pudesse cobrir toda a sua largura. O bocal de injeção é dotado de um conjunto de lâminas plásticas, de orientação ajustável (vd. figura 2.3-b), que promovem a uniformização do escoamento, diminuem a turbulência inicial, e permitem também a modificação do ângulo de descarga do jacto.



(a)



(b)

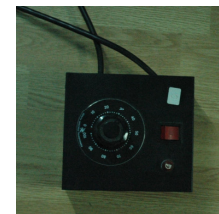
Figura 2.3: (a) Ventilador tangencial accionada pelo motor eléctrico, (b) Bocal de injeção da cortina de ar.

### 2.3.2- Controlo da velocidade do jacto de ar

Inicialmente o equipamento de cortina de ar estava dotado de um comutador de velocidade com 3 posições (figura 2.4-a), às quais correspondiam 3 níveis de velocidade inicial do jacto (mínima, média e alta). Uma vez que para os ensaios a realizar se pretendia que fosse possível impor vários valores da velocidade do jacto, o comutador foi retirado e instalado um variador de tensão (figura 24-b). Deste modo, a velocidade do ventilador (e do jacto) era controlada pela tensão fornecida ao motor de accionamento.



(a)



(b)

Figura 2.4: (a) Comutador de velocidade original, (b) Variador de tensão.

Com o objectivo de calibrar o ventilador, utilizou-se uma sonda SWA 31 ligada a um termomómetro da marca SWEMA™ (descrita mais à frente), para medir os valores de velocidade, aproximadamente no centro do bocal e para duas distâncias ( $Y=5$  cm e  $Y=10$  cm) do bocal de injeção. Variando a tensão fornecida ao motor, foi medido o valor da velocidade, a uma taxa de 40 Hz durante 1 minuto, obtendo-se assim um valor médio da velocidade do jacto. Na figura 2.5 mostra-se a relação entre a tensão de alimentação e a velocidade do jacto, cuja análise permite concluir que, no intervalo de 1 a 5 m/s, a velocidade é facilmente controlada pelo variador de tensão.

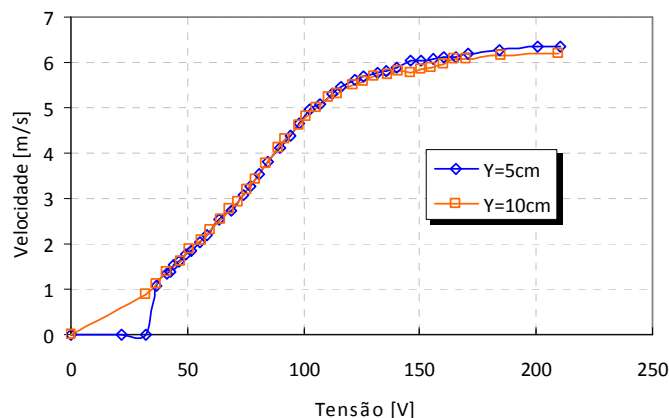


Figura 2.5: Calibração do ventilador.

Na medição da velocidade do ar do jacto foi utilizado um equipamento “*data logger*” multi-funções da marca *SWEMA™*, modelo *SwemaAir 300™* (vd. figura 2.6). Este está equipado com uma sonda telescópica (*SWA 31*) contendo um termo-anemómetro de fio quente. Este termo-anemómetro, uni-direccional, tem uma precisão de  $\pm 0.04$  m/s (0.10 – 1.33 m/s) ou  $\pm 3\%$  do valor lido (0.133 – 30 m/s) e uma frequência máxima de aquisição de 40 Hz.

O equipamento, além de permitir medir valores instantâneos da velocidade e temperatura, pode calcular e devolver o valor mínimo, médio, máximo e ainda o desvio padrão de um conjunto de medições adquiridas durante um determinado intervalo de tempo, bastando para isso o utilizador definir a taxa de aquisição. Os valores podem depois ser disponibilizados no mostrador digital ou transferidos para um computador comum.

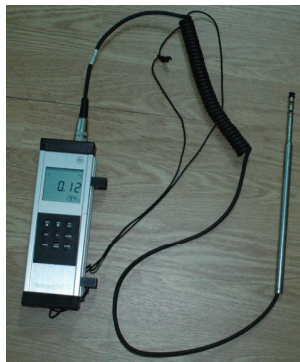


Figura 2.6: SwemaAir 300™ com sonda telescópica SWA 31

## **2.4- INSTRUMENTAÇÃO**

Para medir as propriedades físicas relevantes (temperatura, velocidade e concentração do gás traçador), ambos os compartimentos foram instrumentados. Uma vez que o dispositivo de cortina de ar foi instalado no compartimento representativo do exterior, esperava-se uma maior variabilidade da velocidade no domínio deste compartimento.

### **2.4.1- Sistema de aquisição**

Foi montado um sistema de medição e aquisição de dados, constituído por uma placa de expansão “EXP32”, duas placas de aquisição “DAS 1600”, um computador e um programa de aquisição de dados cujas principais características se descrevem em seguida.

### Placas de aquisição

A placa de expansão “EXP32” permite adquirir simultaneamente 32 sinais diferenciais em tensão, complementada por duas placas de aquisição “DAS 1600”, cada uma desta podendo adquirir simultaneamente 16 sinais independentes ou 8 canais diferenciais.

### Programa de aquisição

O programa de aquisição de dados, implementado em linguagem “TESPOINT”, foi adaptado a partir do programa original de Brites (2004), com implementação das alterações necessárias. O programa permitiu fazer a aquisição e o tratamento dos sinais das sondas, registar os valores em ficheiro e monitorizar em permanência as condições no interior dos compartimentos. O programa fazia a aquisição contínua dos sinais de velocidade das 14 sondas directamente de uma placa “DAS 1600”, a uma taxa de 10 Hz, bem como os valores de temperatura das 14 sondas e do mesmo acontece com os 15 termopares (coluna vertical).

#### **2.4.2- Medição da velocidade e temperatura do escoamento**

Convém desde já referir que a distribuição espacial de todo o equipamento de medida teve em conta o facto da instalação possuir um plano de simetria (figura 2.7). Deste modo, e aproveitando os recursos disponíveis de medição, apenas foi instrumentada uma das metades, mantendo ao mesmo tempo a percepção da variabilidade das propriedades do escoamento em todo o domínio.

Para a medição da velocidade e da temperatura em diferentes pontos do compartimento representativo do exterior, utilizaram-se 14 termo-anemómetros (tipo omni-direccional, esférico) da marca SENSOR, modelo HT-412 (SENSOR ELECTRONIC, (2001)), fixados em hastes verticais, com a distribuição espacial que se mostra na figura 2.7. Os sinais em tensão eram posteriormente convertidos em valores de temperatura e velocidade médias no intervalo de 1 segundo, pelo programa de aquisição, e os valores obtidos gravados em seguida num ficheiro, juntamente com a posição de cada uma das sondas e registo das condições de ensaio.

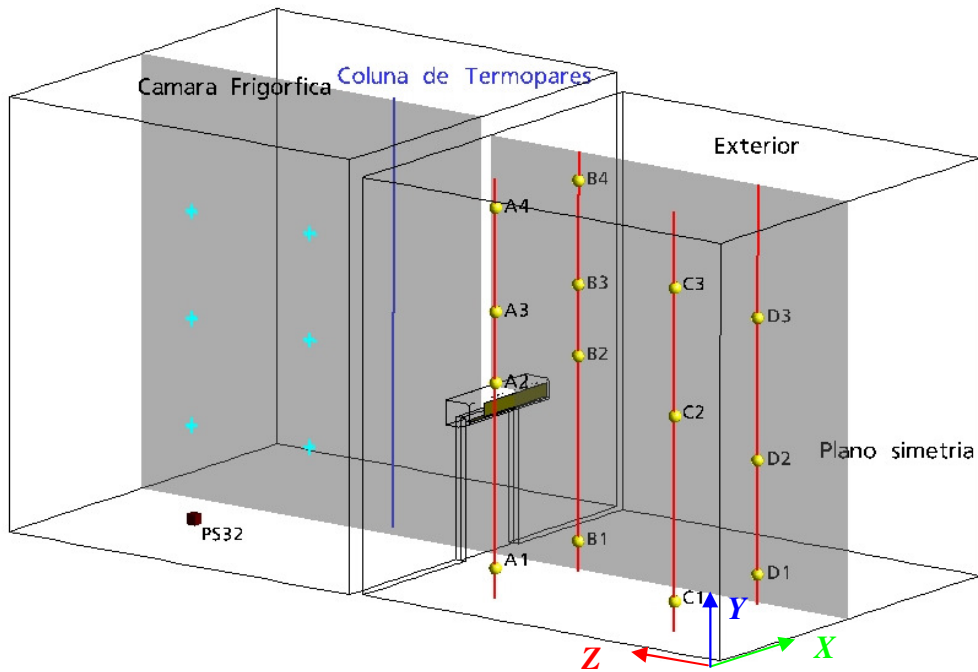


Figura 2.7: Esquema da Instalação Experimental, com indicação da localização das sondas termoanemométricas (esferas); haste vertical de termopares; e pontos de captação do ar para o analisador PS32 (cruzes azuis).

Na tabela 2.1 resumem-se as localizações de cada uma das sondas relativamente ao referencial da figura 2.7.

Tabela 2.1. Localização das sondas relativamente ao referencial global, da figura 2.7.

Sondas termo-anemométricas														
	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>	A <sub>4</sub>	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	B <sub>4</sub>	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	C <sub>3</sub>	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>
X [m]	2.28	2.28	2.28	2.28	2.28	2.28	2.28	2.28	0.76	0.76	0.76	0.76	0.76	0.76
Y [m]	0.20	1.50	2.00	2.73	0.20	1.50	2.00	2.73	0.20	1.50	2.40	0.20	1.00	2.00
Z [m]	0.55	0.55	0.55	0.55	1.49	1.49	1.49	1.49	0.55	0.55	0.55	1.49	1.49	1.49

No compartimento arrefecido apenas foi medida a temperatura recorrendo a 15 termopares (tipo *K*), instalados numa coluna vertical posicionada aproximadamente a meio do compartimento (coluna azul na figura 2.7) e a diferentes alturas registadas na tabela 2.2.

Tabela 2.2. Posições verticais dos termopares.

Localização termopares, Y[m]												
T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	T <sub>3</sub>	T <sub>4</sub>	T <sub>5</sub>	T <sub>6</sub>	T <sub>7</sub>	T <sub>8</sub>	T <sub>9</sub>	T <sub>10</sub>	T <sub>11</sub>	T <sub>12</sub>	T <sub>13</sub>
0.10	0.20	0.30	0.50	0.75	1.00	1.25	1.55	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75

Embora, inicialmente, não se previsse recorrer a dispositivos adicionais para a medição da temperatura do ar, com o decorrer dos ensaios, como se explicará aquando da apresentação dos resultados exploratórios, verificou-se que os termo-anemómetros apresentavam algumas limitações na medição da temperatura. Isto fez com que para a medição da temperatura no compartimento quente fossem utilizados 8 termopares (Tipo K), ligados a uma placa de aquisição, marca PICO TECHNOLOGY, ligada a um computador, para visualização e registo dos valores adquiridos.

Todo o equipamento de medida foi previamente calibrado.

### 2.4.3- Técnica dos gases traçadores

Uma das técnicas vulgarmente utilizada na determinação da taxa de renovação de ar,  $n$ , de um determinado espaço, é a técnica de gases traçadores. Na aplicação desta técnica, várias metodologias podem ser utilizadas para a monitorização do gás: *Método da Emissão Constante*, *Método da Concentração Constante* e *Método da concentração decrescente*.

A metodologia da *concentração decrescente*, aqui utilizada, permite obter, de uma forma simples, a taxa de renovação do ar no compartimento onde se monitoriza a concentração do gás.

A taxa de renovação de ar,  $n$ , é expressa em  $[h^{-1}]$ , e é dada pela razão entre o caudal volúmico de ar que entra num determinado compartimento ( $\dot{V}$ ), e o volume efectivo desse compartimento ( $V$ ), isto é:

$$n = \frac{\dot{V} \left[ \frac{m^3}{h} \right]}{V \left[ m^3 \right]} \quad (2.1)$$

A equação da conservação do gás traçador no interior de um compartimento é dada por (Sherman (1989)):

$$\underbrace{V \cdot \frac{dC(t)}{dt}}_{\text{Variação da quantidade de gas traçador no compartimento}} = \underbrace{S(t) + \dot{V}(t) \cdot C_e}_{\text{Quantidade de gas traçador intruduzido no compartimento}} - \underbrace{\dot{V}(t) \cdot C(t)}_{\text{Quantidade de gas traçador que sai do compartimento}} \quad (2.2)$$

onde,

$V$  volume de ar do compartimento, [m<sup>3</sup>]

$C(t)$  concentração de gás traçador existente no ar do compartimento, [m<sup>3</sup>/m<sup>3</sup>]

$t$  tempo, [h]

$S(t)$  caudal volúmico de gás traçador injectado no compartimento, [m<sup>3</sup>/h]

$C_e$  concentração de gás traçador existente no ar exterior ao compartimento, [m<sup>3</sup>/m<sup>3</sup>]

$\dot{V}(t)$  caudal volúmico de ar através do compartimento, [m<sup>3</sup>/h]

O caudal volúmico de renovação do ar pode ser determinado através de:

$$\dot{V}(t) = \frac{S(t) - V \cdot \frac{dC(t)}{dt}}{C(t) - C_e} \quad (2.3)$$

Refira-se que o método de concentração decrescente, aqui utilizado, se baseia nas seguintes condições: i) Como gás traçador foi utilizado CO<sub>2</sub>, logo a concentração exterior também teve de ser monitorizada; ii) a existência de uma boa mistura do gás traçador com o ar ambiente do compartimento em estudo; iii) durante a realização do ensaio não é introduzido gás traçador no compartimento. Tendo em conta estas considerações, a equação (2.3) reduz-se para:

$$\dot{V}(t) = \frac{-V \cdot \frac{dC(t)}{dt}}{C(t) - C_e} \quad (2.4)$$

A equação (2.4) pode ser usada para determinar o caudal instantâneo, mas pode servir também para calcular a sua média durante o período de medida,  $\Delta t$ , de modo a obter-se um valor médio para o caudal:

$$\bar{\dot{V}} = \frac{-V}{\Delta t} \cdot \ln \left( \frac{C_{fin} - C_e}{C_{in} - C_e} \right) \quad (2.5)$$

Partindo da equação 2.5, o valor médio de renovações do ar no compartimento em estudo pode ser determinado por:

$$\bar{n} = \frac{-1}{\Delta t} \cdot \ln \left( \frac{C_{fin} - C_e}{C_{in} - C_e} \right) \quad (2.6)$$

Na prática, a aferição do valor médio do número de renovações de ar, consiste na determinação do simétrico do valor do declive da recta de regressão, na representação do decaimento do logaritmo da concentração do gás traçador ao longo do tempo.

### Equipamento de medida

Como gás traçador optou-se pelo dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) e o equipamento utilizado para a sua monitorização foi um analisador de CO<sub>2</sub> da marca *SENSOTRON*, modelo *PS32* (vd. figura 2.8-a). Este equipamento tem uma gama de medição de 0 a 5000 ppm, com uma precisão de 1 ppm, e um período mínimo de aquisição de 10 segundos.



(a)



(b)

Figura 2.8: (a) Analisador de CO<sub>2</sub> da marca SENSOTRON, modelo PS32; (b) Bomba auxiliar.

### Metodologia adoptada na medição da concentração de gás traçador

Uma vez que o dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) é um dos constituintes do ar ambiente, antes do início de cada ensaio mediu-se a sua concentração em ambos os compartimentos.

Como já se referiu anteriormente, a metodologia adoptada baseia-se na medição do decaimento ao longo do tempo da concentração de gás num determinado compartimento, onde previamente foi libertado, supondo que aquela se distribui de forma homogénea em todo o espaço e em qualquer instante. Tratando-se de um fenómeno essencialmente transiente, que se desenvolve num período de tempo relativamente curto, e tendo em conta o padrão de escoamento esperado, a concentração de gás será diferente nos diferentes



pontos do compartimento. De modo a poder obter-se um valor médio representativo da concentração optou-se por captar em simultâneo, com uma bomba aspiradora de baixa potência (figura 2.8-b), o ar em 6 pontos diferentes (cruzes azuis na figura 2.7), distribuídos de forma a que a variação da concentração fosse o mais aproximada possível da variação esperada em todo o domínio, sendo a mistura dos caudais aspirados colectada por um único tubo ligado ao analisador de gases. De forma a garantir que os caudais fossem da mesma ordem de grandeza utilizaram-se 6 tubos de igual comprimento e diâmetro. Esta metodologia pretendeu corresponder assim a uma integração do valor da concentração do gás em todo o espaço, para cada instante.

## **2.5- METODOLOGIA DE REALIZAÇÃO DOS ENSAIOS**

Antes do início de cada ensaio, o analisador de CO<sub>2</sub>, era colocado no compartimento “frio”, e accionado no modo de aquisição. No caso de se tratar de um ensaio com o equipamento de cortina de ar em funcionamento, era previamente ajustada a velocidade do jacto.

Com a porta de ligação dos compartimentos fechada, procedia-se então à climatização dos compartimentos, uma aquecida e a outra arrefecida, até à temperatura desejada. Todo o equipamento de aquisição e registo de dados era posto em funcionamento, fazendo-se a monitorização dos valores de temperatura em ambos os compartimentos. Ao mesmo tempo, e através de uma tubagem com ligação ao interior, era libertada uma quantidade de gás no compartimento “frio”, havendo o cuidado de não ultrapassar a concentração máxima de medida do equipamento. Para uniformizar a temperatura (evitar em particular os seus gradientes verticais) e a concentração de gás, eram utilizados ventiladores em cada compartimento. Quando fossem atingidas as temperaturas requeridas para cada um dos compartimentos, os ventiladores eram desligados. Após alguns instantes (cerca de 10s), e com o objectivo de se atingirem condições iniciais aproximadamente estacionárias, dava-se início ao ensaio, accionando-se o dispositivo de cortina de ar e abrindo-se em simultâneo a porta de ligação.

## CAPÍTULO 3 – MODELAÇÃO NUMÉRICA

### 3.1- INTRODUÇÃO

Neste capítulo descrevem-se as metodologias de simulação numérica do problema em estudo, nomeadamente o escoamento turbulento de ar que se desenvolve em dois compartimentos contíguos, inicialmente a temperaturas diferentes, quando se abre a porta de comunicação entre elas.

Foram abordadas duas metodologias para descrever o fenómeno físico a estudar: uma aproximação bidimensional utilizando um programa de cálculo “aberto”, implementado em linguagem FORTRAN<sup>®</sup>, e um modelo tridimensional desenvolvido num *software* comercial – ANSYS CFX<sup>®</sup>.

Assim, na secção 3.2, começa-se por apresentar as equações de conservação que regem o fenómeno, bem como as condições de fronteira e iniciais e as principais características do modelo de turbulência adoptado: de duas equações, com recurso a leis de parede em duas camadas para o tratamento do escoamento na vizinhança parietal. O programa de cálculo utilizado tem a estrutura do código TEACH-T, desenvolvido por Gosman (1975), e consistiu em adaptações do programa implementado por Costa (2006), pelo que os pormenores do código são aqui omitidos, podendo ser encontrados nestas referências.

A secção 3.3 é dedicada à exposição do modelo tridimensional, que se inicia com a descrição da estrutura modular do *software*. Descrevem-se os aspectos mais relevantes da construção da geometria do domínio físico e da implementação das condições-limite, da definição da malha de cálculo, sendo referidas as metodologias para a obtenção da solução transiente. Apresenta-se de forma simplificada a estratégia adoptada para a modelação da turbulência, no domínio do escoamento e nas zonas de vizinhança parietal. As formulações completas dos modelos incorporados no *software*, e utilizados neste trabalho, encontram-se no Anexo A. Finalmente, referem-se as potencialidades de pós-processamento dos resultados.

## 3.2- EQUAÇÕES DE TRANSPORTE

### 3.2.1- Equações iniciais

As leis fundamentais de conservação de massa, quantidade de movimento e energia que regem um escoamento de um fluido podem ser expressas em notação cartesiana<sup>1</sup>, como se segue:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ 2\mu \left( S_{ij} - \frac{1}{3} S_{kk} \delta_{ij} \right) \right] - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho g_i \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho c_p u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial p}{\partial t} + u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} + \mu \Phi \quad (3.3)$$

Nas expressões anteriores,  $u$ ,  $\rho$ ,  $p$  e  $T$  representam os valores locais e instantâneos da velocidade, massa específica, pressão e temperatura, e  $\mu$ ,  $c_p$  e  $\lambda$  representam os valores locais da viscosidade, do calor específico a pressão constante e da condutibilidade térmica do fluido, sendo  $g_i$  a componente do vector aceleração da gravidade na direcção  $i$ . O tensor da taxa de deformação é dado por  $S_{ij} = (\partial u_i / \partial x_j + \partial u_j / \partial x_i) / 2$  e  $\delta_{ij}$  é o delta de Kronecker ( $\delta_{ij} = 1$ , se  $i=j$ ; e  $\delta_{ij} = 0$ , se  $i \neq j$ ) e  $\Phi = 2(S_{ij}S_{ij} - S_{kk}^2 / 3)$  é a chamada função de dissipação.

As equações anteriores podem ser simplificadas, mediante algumas hipóteses decorrentes da ordem de grandeza relativa dos termos envolvidos.

No presente estudo, e para o escoamento a considerar, é legítimo admitir que as variações de velocidade são relativamente pequenas quando comparadas com a velocidade do som, e também que é relativamente pequena a variação da temperatura, pelo que as variações de densidade do fluido devido à expansão térmica e à inércia do fluido podem ser desprezadas.

---

<sup>1</sup> Segundo a notação de Einstein, quando um índice está repetido num dado termo, deve ser desdobrado nos seus valores possíveis, originando várias parcelas na mesma equação:  $j = 1, 2, 3 \rightarrow x_j = x, y, z$ ;  $u_j = u, v, w$

Nestas condições, é então possível introduzir um conjunto de simplificações que constituem a chamada *aproximação de Boussinesq*, Costa (1996):

- a) O fluido é considerado incompressível, sendo que a massa específica ( $\rho$ ) é considerada constante, excepto nos termos de impulsão térmica onde a variação de  $\rho$  com a temperatura pode ser expressa por  $\rho = \rho_{ref}[1 - \beta(T - T_{ref})]$ , sendo  $\rho_{ref}$  a massa específica avaliada para uma temperatura de referência  $T_{ref}$  (geralmente, um valor médio da gama de variação da temperatura), e  $\beta$ , o coeficiente de expansão térmica;
- b) As restantes propriedades físicas do fluido são consideradas constantes e uniformes em toda a extensão do campo do escoamento;
- c) É desprezável a produção de calor, quer por compressão, quer por dissipação viscosa.

Atendendo às hipóteses simplificadoras acabadas de referir, as equações de conservação adquirem o seguinte formato:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (3.4)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - g_i \beta \rho (T - T_0) \quad (3.5)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(u_j T)}{\partial x_j} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} \quad (3.6)$$

onde  $\alpha = \lambda / (\rho \cdot c_p)$  representa a difusibilidade de calor.

### 3.2.2- Equações para o escoamento médio

O valor instantâneo de uma variável genérica para uma localização fixa no espaço pode então ser escrita como:

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (3.7)$$

onde  $\bar{\phi}$  representa a média temporal da variável  $\phi$ , dada por:

$$\bar{\phi} = \lim_{\Delta t \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0 + \Delta t} \phi dt \quad (3.8)$$

sendo  $\Delta t$  uma escala de tempo relativamente grande comparativamente com flutuações da variável  $\phi$ .

Por simplicidade de notação, nas formulações subsequentes será omitida a barra superior indicativa dos valores médios das variáveis, sendo os valores instantâneos identificados pelo símbolo  $\tilde{\phantom{x}}$ . Deste modo, a equação (3.7) adquire a forma:

$$\tilde{\phi} = \phi + \phi' \quad (3.9)$$

e as equações de transporte para o escoamento médio escrevem-se:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (3.10)$$

$$\frac{\partial(\rho u_j)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_j u'_i} \right] - g_i \beta \rho (T - T_0) \quad (3.11)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha \frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{u'_j T'} \right) \quad (3.12)$$

As equações (3.10)-(3.12), usualmente designadas por equações de Reynolds, são exactas uma vez que não foi introduzida qualquer hipótese simplificadora. Contudo, nestas equações surgiram novos termos (incógnitas), as correlações de segunda ordem  $\overline{u'_j u'_i}$  e  $\overline{u'_j T'}$ . Fisicamente, estas correlações representam mecanismos (adicionais) de transporte de quantidade de movimento e de calor, fruto das flutuações turbulentas. O termo  $-\rho \overline{u'_j u'_i}$  representa o transporte, segundo a direcção  $i$ , da quantidade de movimento de direcção  $j$  (ou vice-versa). Estas componentes actuam sobre cada volume elementar de fluido como tensões, sendo por isso, designadas de tensões turbulentas ou tensões de Reynolds. O termo  $-\rho c_p \overline{u'_j T'}$  quantifica uma densidade de fluxo de calor e é o chamado fluxo turbulento de calor.

### 3.2.3- Modelação da turbulência

As equações (3.10)-(3.12) só poderão ser resolvidas se as tensões e os fluxos turbulentos forem determinados. O desenvolvimento de equações exactas para aqueles termos levaria à introdução de novas correlações de terceira ordem, pelo que o fecho matemático não pode, por isso, ser obtido por essa via, Costa (1996). A metodologia normalmente seguida consiste na modelação da turbulência, através de um conjunto de equações e de hipóteses de simplificação, por recurso a correlações semi-empíricas para aqueles termos adicionais nas equações de Reynolds.

Existe uma vasta bibliografia dedicada à temática da modelação turbulência. Costa (1996) apresenta uma classificação abrangente, proposta por Markatos (1986), dos diferentes métodos utilizados no estudo da turbulência, dividindo-os por cinco classes, e que se expõem aqui de forma resumida:

- (i) Teorias analíticas da turbulência. Estas teorias são muito complexas e não têm sido muito aplicadas a problemas de engenharia;
- (ii) Simulação directa da turbulência. Esta metodologia consiste na resolução directa das equações de Navier-Stokes, na sua forma original, transiente e tridimensional, e sem recurso a quaisquer modelos de turbulência ou relações empíricas. Contudo, esta metodologia requer grandes tempos de cálculo e imensa memória de computação;
- (iii) Modelos de transporte da turbulência. Nestes modelos, o fecho matemático das equações do escoamento médio é feito recorrendo à introdução de equações adicionais de transporte para as grandezas características da turbulência. Estes são os modelos mais divulgados e de utilização mais generalizada em aplicações de engenharia;
- (iv) Simulação dos turbilhões de maior escala (“subgrid-scale models for large-eddy simulations (LES)”). Nesta metodologia, que se situa entre os métodos (ii) e (iii), a evolução dos turbilhões de maior escala é calculada através da resolução directa das equações de Navier-Stokes na sua forma transiente e tridimensional. A turbulência de pequena escala, não podendo ser resolvida na malha escolhida, é representada por um “subgrid-scale model” semelhante à dos modelos estatísticos convencionais. No entanto, esta metodologia é limitada pela enorme capacidade de cálculo requerida,

consequência da necessidade de uma malha bastante fina, a que acrescem ainda dificuldades na especificação das condições fronteira;

- (v) Modelos de turbulência de dois fluidos. Este método admite que existem dois fluidos que interagem no mesmo espaço, um turbulento e outro não-turbulento.

Dos métodos mencionados, apenas são considerados neste trabalho os modelos de transporte das grandezas turbulentas. Estes podem ser divididos em dois grupos, de acordo com o tipo de aproximações adoptadas para representar as correlações das tensões e fluxos turbulentos de Reynolds:

- Modelos de difusibilidade turbulenta;
- Modelos das tensões turbulentas de Reynolds.

### **Modelos de difusibilidade turbulenta**

Estes modelos fazem uso da hipótese, atribuída a *Boussinesq*, de uma viscosidade turbulenta (aparente)  $\nu_t$ , através da qual, em analogia com as tensões viscosas num escoamento laminar, se admite que as tensões turbulentas são proporcionais aos gradientes da velocidade média, i.e.,

$$-\overline{u'_j u'_i} = \nu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (3.13)$$

onde  $\nu_t = \mu_t / \rho$  representa a difusibilidade turbulenta de quantidade de movimento e  $k$  a *energia cinética da turbulência*, definida por:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} = \frac{1}{2} \left( \overline{u_1'^2} + \overline{u_2'^2} + \overline{u_3'^2} \right) \quad (3.14)$$

Em analogia com a hipótese assumida para o transporte turbulento de quantidade de movimento, os fluxos turbulentos de calor representam-se, geralmente, através de uma relação da mesma natureza:

$$-\overline{u'_j T'} = \alpha_t \frac{\partial T}{\partial x_j} \quad (3.15)$$

em que  $\alpha_t$  representa a difusibilidade térmica turbulenta, que é uma propriedade, não do fluido, mas que depende do estado local da turbulência.

A analogia de Reynolds sugere que  $\nu_t$  e  $\alpha_t$  deverão estar relacionados, definindo o *número de Prandtl turbulento*:

$$Pr_t = \frac{\nu_t}{\alpha_t} \quad (3.16)$$

As tensões e os fluxos turbulentos podem, assim, ser eliminados das equações (3.11) e (3.12) por substituição das relações (3.13) e (3.15), respectivamente. Poderá verificar-se que as equações resultantes serão análogas às equações (3.5) e (3.6) para o escoamento instantâneo, se nestas últimas forem substituídos os coeficientes de difusão molecular e a pressão motriz pelos correspondentes valores *efectivos*:

$$\nu_{ef} = \nu + \nu_t \quad (3.17)$$

$$\alpha_{ef} = \alpha + \alpha_t \quad (3.18)$$

$$p_{ef} = p + \frac{2}{3} \rho k \quad (3.19)$$

Note-se que a última parcela da equação (3.13) é absorvida pelo termo do gradiente de pressão, na equação de quantidade de movimento, eliminando assim a necessidade da determinação explícita de  $k$ .

O problema reside agora em determinar as distribuições das difusibilidades turbulentas e, em particular,  $\nu_t$  (vd. Rodi (1980) e Markatos (1986)). Em analogia com o transporte de natureza molecular, admite-se normalmente que a viscosidade turbulenta é proporcional a uma escala representativa das flutuações de velocidade,  $U_t$ , e a um comprimento característico dos turbilhões de maior escala,  $l_t$ :

$$\nu_t \propto U_t l_t \quad (3.20)$$



Os diferentes modos de calcular estas escalas resultam em modelos de turbulência diversos, os quais se classificam, geralmente, pelo número de equações utilizadas para descrever o transporte das grandezas da turbulência.

Uma metodologia baseia-se na chamada relação de *Prandtl-Kolmogorov*:

$$v_t = C_\mu^* \sqrt{k} \ell_t \quad (3.21)$$

onde  $\sqrt{k}$  é representativa da escala das flutuações da velocidade ( $U_t \propto \sqrt{k}$ ) e  $C_\mu^*$  é uma constante empírica. Nesta proposta, o cálculo de  $v_t$  requer o conhecimento empírico da distribuição de  $\ell_t$  e ainda a resolução de uma equação de transporte de  $k$ . Estes são os chamados *modelos de uma equação*. A equação para a distribuição de  $k$  pode ser deduzida de forma exacta a partir das equações de Navier-Sokes (Rodi (1980) e Markatos (1986), citados em Costa (1996)), sendo aqui omitida por não se entender necessário.

Da dedução da referida equação surgem novos termos, dos quais se destaca a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta,  $\varepsilon$ . O fecho matemático do sistema de equações requer que as novas incógnitas sejam modeladas através de expressões mais ou menos simplificadas, limitando assim o domínio de aplicação destes modelos.

À semelhança do modelo de comprimento de mistura de Prandtl (modelo de zero equações), os modelos de uma equação só se aplicam a escoamentos onde seja razoável admitir a hipótese de equilíbrio local da turbulência. Contudo, estes últimos são apropriados para escoamentos onde o transporte de  $k$  seja importante, como é o caso de escoamentos com efeitos de impulsão térmica.

Nos *modelos de duas equações*, as escalas de flutuações de velocidade  $U_t$  e de comprimento característico dos turbilhões de maior escala,  $\ell_t$ , necessárias para o cálculo de  $v_t$ , são obtidas através da resolução de duas equações de transporte adicionais, resultando uma aplicabilidade mais vasta. Enquadram-se neste grupo os modelos  $k-\varepsilon$ ,  $k-\omega$  e suas variantes. Destes, o modelo de turbulência  $k-\varepsilon$ , inicialmente proposto por Jones e Launder (1972), é, sem dúvida, o mais popular e o mais utilizado. Neste modelo é resolvida uma segunda equação diferencial para a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta  $\varepsilon (\propto k^{3/2} \ell_t^{-1})$ ,

sendo a viscosidade turbulenta calculada através de uma variante da chamada relação de Prandtl–Kolmogorov:

$$v_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.22)$$

O modelo  $k-\varepsilon$  é constituído pela equação (3.22) e pelas formas modeladas das equações de  $k$  e  $\varepsilon$ , respectivamente:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{v_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k + G_k - \varepsilon \quad (3.23)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon_1} P_k - C_{\varepsilon_2} \varepsilon + C_{\varepsilon_1} C_{\varepsilon_3} G_k) \quad (3.24)$$

onde

$$P_k = -\overline{u'_j u'_i} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = v_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (3.25)$$

$$G_k = -g_j \beta \overline{u'_j T'_i} = -g_j \beta \frac{v_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_j} \quad (3.26)$$

Nas equações anteriores,  $P_k$  é o termo de produção de  $k$  associado aos gradientes de velocidade média;  $G_k$  é o termo de produção ou destruição de energia cinética turbulenta por efeitos térmicos;  $C_\mu$ ,  $\sigma_k$ ,  $\sigma_\varepsilon$ ,  $C_{\varepsilon_1}$ ,  $C_{\varepsilon_2}$ ,  $C_{\varepsilon_3}$ ,  $Pr_t$  são constantes empíricas ajustadas a partir de medições experimentais e por optimização computacional.

O modelo  $k-\varepsilon$  foi originariamente proposto para escoamentos plenamente turbulentos e em que seja plausível a hipótese de isotropia local da turbulência. Contudo, a formulação aqui apresentada é aplicável a escoamentos livres e confinados, incluindo na vizinhança parietal.

Mais à frente, na subsecção 3.4.4, descrevem-se, de forma resumida, os fundamentos e as vantagens/desvantagens de outros modelos de turbulência baseados na viscosidade turbulenta, nomeadamente o modelo  $k-\omega$  e suas variantes.

### **Modelos das tensões turbulentas**

Uma alternativa aos modelos baseados na difusibilidade turbulenta é a utilização dos modelos das tensões e dos fluxos turbulentos. Neste caso são deduzidas equações exactas para o transporte de  $\overline{u'_j u'_i}$  e  $\overline{u'_j T'_i}$  a partir das equações de Navier-Stokes. Contudo, nestas equações surgem novas correlações que é preciso modelar para obter o fecho matemático do sistema de equações. A vantagem desta metodologia é que nas suas equações ficam automaticamente representados diversos efeitos físicos como a curvatura, rotação, impulsão, etc. O inconveniente é o elevado número de equações que é necessário resolver. Por exemplo, para um escoamento tridimensional com efeitos térmicos, será necessária a resolução de onze equações diferenciais.

### **3.3- MODELAÇÃO BIDIMENSIONAL**

Recorde-se que o objectivo do presente estudo se foca na caracterização do escoamento que se desenvolve em dois espaços contíguos, inicialmente a temperaturas significativamente distintas, que são subitamente ligados com a abertura de uma porta de ligação. Pretende-se então implementar um modelo numérico capaz de simular o escoamento de ar que se desenvolve em cada uma das salas, de modo a contabilizar as trocas de calor e de massa através do vão da porta.

Numa fase inicial deste trabalho, recorreu-se a uma formulação bidimensional, considerando apenas as distribuições das propriedades do escoamento num plano vertical perpendicular ao da porta. A hipótese de bi-dimensionalidade consiste, praticamente, em admitir que o vão da porta se estende a toda a largura das salas.

O código de cálculo “aberto” utilizado, implementado em linguagem *FORTRAN*<sup>®</sup>, consistiu em alterações do programa de cálculo utilizado por Costa (2006), a partir da adaptação do código TEACH-T, originalmente desenvolvido por Gosman (1975). Para além da adaptação a uma nova geometria, foram introduzidas algumas alterações, nomeadamente a implementação da versão de simulação transiente e a inclusão no modelo de um segundo ventilador, uma vez que o objectivo inicial do trabalho seria simular o desempenho de cortinas gémeas verticais descendentes, uma no interior e outra no exterior.

### 3.3.1- Configuração estudada – Aproximação 2D

A configuração considerada baseia-se na geometria da instalação experimental da figura 2.1-a (capítulo 2), que consiste em duas salas contíguas, separadas entre si por uma porta de ligação. A geometria do domínio de cálculo corresponde a um plano de corte longitudinal das salas, localizado na meia-largura, correspondente ao plano de simetria da instalação. Na figura 3.1 encontra-se representado o domínio considerado, assim como algumas dimensões e as condições fronteira mais relevantes. A primeira tarefa consistiu na adaptação do código de Costa (2006) para a presente geometria. Outra alteração consistiu em modelar um segundo ventilador (similar ao primeiro, mas localizado no interior), que pode ou não ser activado pelo utilizador. A inclusão deste segundo ventilador teve por objectivo o estudo, por simulação, do efeito de vedação aerodinâmica conseguido por duas cortinas “gémeas”, verticais e descendentes.

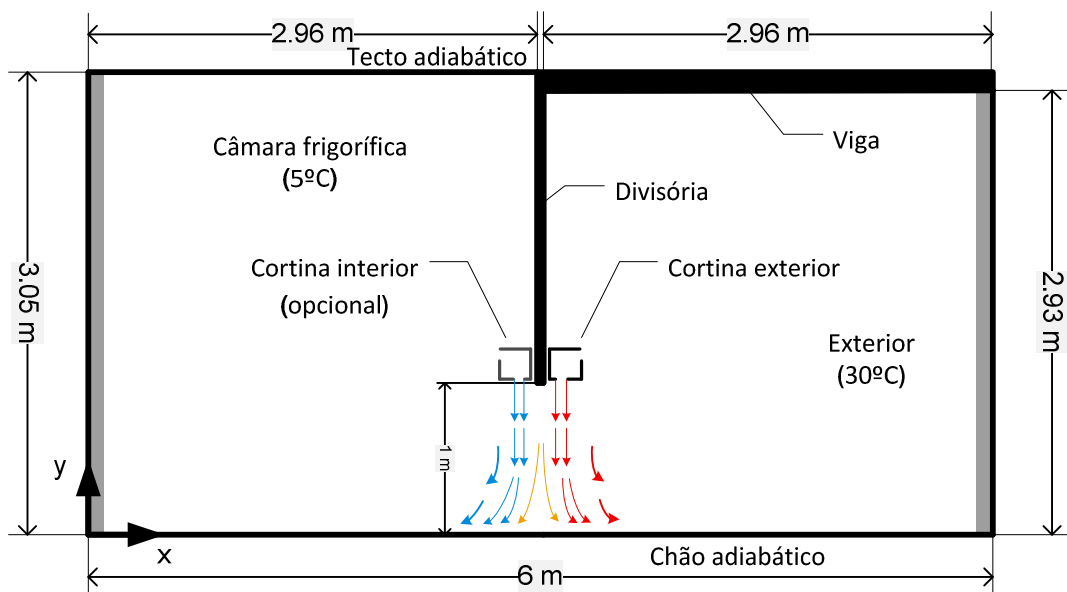


Figura 3.1. Configuração do domínio de cálculo bidimensional.

Na realidade, o escoamento que se desenvolve no domínio das duas salas dificilmente será de carácter bidimensional, a menos que a porta e a cortina abrangessem toda a largura das salas. Porém, a simulação da aproximação bidimensional tem a virtude de, através de

cálculos bastante mais expeditos, obter uma percepção das principais características do escoamento.

A hipótese de bi-dimensionalidade dos campos do escoamento e de temperatura equivale a considerar-se uma profundidade unitária do domínio na terceira direcção espacial. Como, consequência desta aproximação, os valores das grandezas estimados a partir dos resultados numéricos, como potências térmicas ou caudais, devem ser entendidos *por unidade de largura* do domínio.

### 3.3.2- Método numérico utilizado

A grelha de cálculo utilizada consistiu numa malha de 104×100 nodos (vd. figura 3.2), uniforme segundo a vertical e com resolução horizontal refinada na região central, onde o desenvolvimento do jacto de ar deverá originar maiores gradientes das propriedades. O domínio de cálculo fica assim, dividido em duas metades simétricas de volumes de controlo. Os detalhes geométricos dos dispositivos de cortina de ar, assim como da parede divisória e da “viga” – pormenor para atribuir uma altura ligeiramente inferior ao compartimento que representa o ambiente – foram aproximados tanto quanto o permitido pela malha de discretização. Assim, as larguras do bocal de injeção e da grelha de aspiração das cortinas eram 4.9 cm e 9.3 cm, respectivamente, ficando o(s) jacto(s) distanciado(s) de 4 cm da parede divisória.

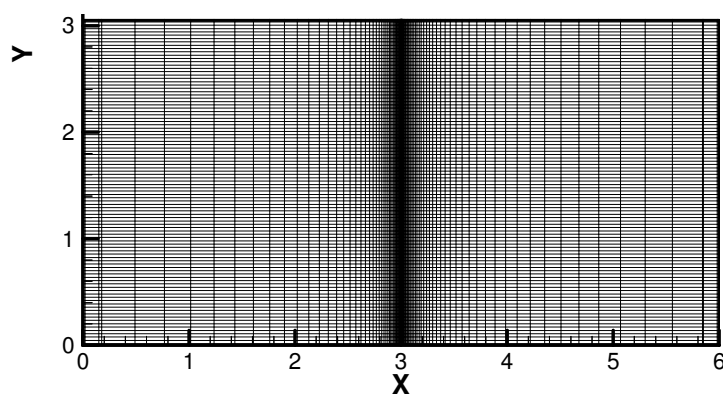


Figura 3.2 - Malha de discretização do domínio de cálculo, no modelo bidimensional.

O método numérico baseia-se na integração das equações diferenciais que, obtidas por média de Reynolds, exprimem a conservação da massa, da quantidade de movimento e da

energia térmica, em formulação bidimensional, com a opção de modelação transiente ou em regime estacionário. De acordo com a *aproximação de Boussinesq*, o ar foi considerado um fluido incompressível, mas dilatável, isto é, as suas propriedades termofísicas foram consideradas invariáveis, à excepção da massa específica  $\rho$  nos termos de impulsão térmica, onde  $\rho = \rho_{ref} - \rho_0 \beta (T - T_{ref})$ , sendo um valor  $\rho_{ref}$  médio de referência.

Em analogia com o regime laminar de escoamento, os fluxos de calor e as tensões de natureza turbulenta são relacionados com os gradientes da velocidade e da temperatura médias através do conceito de *Boussinesq* da viscosidade turbulenta,  $\nu_t$ , definida pela equação (3.22), cuja distribuição no domínio do escoamento será obtida pela resolução de duas equações de transporte adicionais (eqs. (3.23 e 3.24), para a energia cinética turbulenta  $k$  e para a sua taxa de dissipação  $\varepsilon$  – o modelo de turbulência  $k$ - $\varepsilon$ . Estas últimas têm a mesma forma funcional das restantes equações de transporte, permitindo, assim, a resolução de todo o sistema de equações, de forma segregada, com o mesmo algoritmo iterativo de resolução linha-a-linha.

O conjunto completo das equações diferenciais que regem os fenómenos a modelar pode ser representado pela seguinte equação de conservação generalizada:

$$\underbrace{\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t}}_{\text{Termo transiente}} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \underbrace{\rho u_j \phi}_{\text{Termo convectivo}} - \underbrace{\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j}}_{\text{Termo de difusão}} \right) = \underbrace{S_\phi}_{\text{Termo fonte}} \quad (3.27)$$

onde o coeficiente de difusão  $\Gamma_\phi$  e o termo-fonte  $S_\phi$  adquirem os diferentes significados indicados na Tabela 3.1, consoante a variável dependente representada por  $\phi$ .

Tabela 3.1 - Forma compacta das equações de transporte

Propriedade transportada	$\phi$	$\Gamma_\phi$	Termo fonte, $S_\phi$
Massa	1	0	0
Quantidade de movimento na direcção i	$u_i$	$\nu_{ef} = \nu + \nu_t$	$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p_{ef}}{\partial x_i} - g\beta(T - T_{ref}) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \nu_{ef} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$
Energia térmica	$T$	$\alpha_{ef} = \frac{\nu}{Pr} + \frac{\nu_t}{Pr_t}$	0
Energia cinética turbulenta	$k$	$\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k}$	$P_K - \rho\varepsilon + G_K$
Taxa de dissipação de $k$	$\varepsilon$	$\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon}$	$\frac{\varepsilon}{K} (c_{\varepsilon_1} P_K - c_{\varepsilon_2} \varepsilon + c_{\varepsilon_1} c_{\varepsilon_3} G_K)$

Os termos  $P_k$  e  $G_k$  são expressos pelas equações (3.25) e (3.26), respectivamente, e têm os significados já referidos na secção 3.2.3. Os valores adoptados para as constantes empíricas apresentam-se na tabela 3.2.

Tabela 3.2 - Valores das constantes utilizadas na modelação da turbulência.

$C_\mu$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$	$c_{\varepsilon_1}$	$c_{\varepsilon_2}$	$c_{\varepsilon_3}$	$Pr_t$
0.09	1.0	1.3	1.44	1.92	1.0	0.9

As equações às derivadas parciais são integradas utilizando o método dos volumes finitos protagonizado por Patankar (1980), com os fluxos advectivos, através das faces dos volumes de controlo, avaliados segundo o esquema híbrido de diferenças finitas centrais/de montante. Os campos de velocidade e de pressão são calculados por recurso ao algoritmo iterativo SIMPLEC, integrando os melhoramentos propostos em Van Doormal *et al* (1984).

Os sistemas de equações algébricas são resolvidos através do algoritmo da matriz tri-diagonal (algoritmo de Thomas). As componentes cartesianas da velocidade são calculadas nas faces dos volumes de controlo “escalares” através da utilização de malhas desviadas.

### 3.3.3- Condições iniciais e de fronteira

Em todos os cálculos efectuados, foram especificados perfis uniformes de todas as variáveis na secção de saída do jacto. Para  $k$  e  $\varepsilon$ , na descarga do jacto, foram considerados os valores:

$$k_0 = 1.5 IT_0^2 V_0^2 \quad (3.28)$$

$$\varepsilon_0 = \frac{k_0^{3/2}}{L_\varepsilon} \quad (3.29)$$

respectivamente, onde  $L_\varepsilon$  representa uma escala de comprimento para a dissipação, tomando o valor de  $b_0/2$ .

Nos ensaios experimentais preliminares, observou-se valores da intensidade de turbulência inicial da ordem de 3 a 5%, dependendo da velocidade imposta ao jacto. Assim, e para todos os cálculos foi utilizado um valor de  $IT_0 = 5\%$  para a intensidade da turbulência inicial do jacto.

A formulação original do modelo de turbulência  $k-\varepsilon$  é apropriada para descrever escoamentos livres e confinados, mas plenamente turbulentos, em que seja plausível a hipótese de isotropia local da turbulência. Contudo, nas regiões de escoamento na vizinhança imediata de paredes sólidas, os efeitos de difusão molecular predominam sobre os do transporte turbulento, perdendo-se a isotropia local da turbulência. A forma mais expedita de ultrapassar esta dificuldade consiste na utilização das chamadas *leis de parede*, de carácter semi-empírico, que estabelecem a ligação entre as condições fronteira na subcamada viscosa e região plenamente turbulenta. O modelo de duas camadas proposto por Chieng e Launder (1980) foi adoptado neste trabalho. Uma discussão pormenorizada das leis de parede, incluindo os procedimentos envolvidos no seu tratamento numérico, pode ser encontradas em Costa (1996).

De acordo com a hipótese de aderência parietal, o efeito das paredes sobre o escoamento é traduzido por uma tensão parietal, especificada nos volumes finitos adjacentes, cuja formulação difere de acordo com as leis de parede em duas camadas, *i.e.*, consoante o



respectivo nodo esteja localizado dentro ou fora da sub-camada viscosa. Foram tratadas como paredes adiabáticas o tecto, o solo, a parede divisória, assim como as paredes do invólucro da cortina de ar.

Nos cálculos em regime estacionário, foram especificadas as temperaturas nas paredes laterais e no ar que passa nos volumes de controlo a elas adjacentes:  $T_e=30^\circ\text{C}$ , à “direita” (compartimento que representa o exterior), e  $T_i=5^\circ\text{C}$ , no “interior” (compartimento que representa o espaço arrefecido). Nas simulações em regime transiente todas as superfícies foram consideradas adiabáticas.

O cálculo iterativo é iniciado com campos iniciais uniformes no interior do domínio:  $k_0$  e  $\varepsilon_0$ ; valores nulos para  $u$  e  $v$ ;  $T_e=30^\circ\text{C}$ , na metade “direita” e  $T_i=5^\circ\text{C}$  na metade “esquerda”.

Dadas as limitações de uma formulação bidimensional, os resultados desta primeira abordagem à modelação numérica do problema serviram, essencialmente, para adquirir sensibilidade e compreensão em detalhe dos fenómenos em jogo e, em certa medida, como base de referência para os da formulação 3D, posteriormente utilizada de forma extensiva. Assim, e considerando também a significativa parcela de tempo a ela dedicada, entendeu-se justificável a sua descrição e a inclusão no presente documento.

### **3.4- MODELAÇÃO TRIDIMENSIONAL**

O escoamento que se desenvolve no domínio dos dois espaços, não é, obviamente, bidimensional. Com efeito, a fase descrita na secção anterior foi sempre encarada como uma etapa intermédia com vista ao desenvolvimento de um modelo numérico tridimensional para o problema em estudo. Apesar de ter sido considerada a alternativa de código “aberto”, a partir da versão 2D, a simulação tridimensional do problema foi feita por recurso ao *software* comercial “ANSYS CFX<sup>®</sup>”, com o qual foi construído um modelo 3D reproduzindo a geometria da instalação experimental e aproximando, tanto quanto possível, as condições de fronteira aí registadas.

### 3.4.1- Estrutura do software (ANSYS CFX<sup>®</sup>)

O programa utilizado tem uma construção modular. O ANSYS CFX<sup>®</sup> contempla cinco módulos, cada um dos quais dedicado a uma tarefa específica, listados na tabela 3.3.

Tabela 3.3: Estrutura modular do software ANSYS CFX<sup>®</sup>

Módulo	Função
Design Modeler	Criação da geometria
Mesh	Criação das fronteiras. Geração da malha de cálculo
Pre	Caracterização do domínio físico; método de cálculo
Solver	Cálculo, com monitorização contínua da sua evolução
Post	Tratamento dos resultados

Nas subsecções seguintes, descrevem-se as acções desenvolvidas em cada um dos módulos.

### 3.4.2- Geometria do modelo e geração da malha de cálculo

O modelo 3D desenvolvido constitui uma réplica da geometria da instalação experimental, respeitando as dimensões reais dos compartimentos e do dispositivo de cortina de ar (vd. figura 2.1). Numa perspectiva de poupança computacional, apenas foi simulada metade do domínio de cálculo, dada a existência de um plano vertical de simetria a meia-largura das salas.

O módulo “*Design Modeler*” é especialmente dedicado à construção de geometrias (ou edição e modificação de geometrias, importadas de programas de desenho assistido por computador). O ambiente de trabalho do módulo é bastante intuitivo, permitindo ao utilizador construir de uma forma expedita esboços bidimensionais (linhas, arcos, rectângulos, círculos, etc.), que depois podem ser convertidos em geometrias tridimensionais. Na figura 3.3, ilustra-se o ambiente de trabalho neste módulo, com a geometria do modelo a simular. Neste caso, o domínio resume-se a dois paralelepípedos, um representando o compartimento arrefecido e outro, o ambiente exterior. A parede adjacente aos dois compartimentos é representada por um “vazio”.

Embora fosse possível construir toda a geometria como um único objecto, isso traria limitações para fases posteriores da construção do modelo. Por exemplo, para atribuir a cada um dos compartimentos condições iniciais diferentes, é necessário considerá-los no modelo como dois objectos distintos. O vão da porta de ligação é representado por uma superfície que é comum aos dois compartimentos. Nesta etapa são também definidos os pormenores do dispositivo de cortina de ar, tais como o bocal de injeção (na superfície inferior) e a secção de aspiração lateral. A caixa do ventilador é representada também por um vazio (i.e., não se simula o escoamento dentro do equipamento de cortina de ar). O vazio no tecto do compartimento arrefecido pretende representar o espaço ocupado pelo evaporador do sistema de refrigeração, existente na instalação experimental.

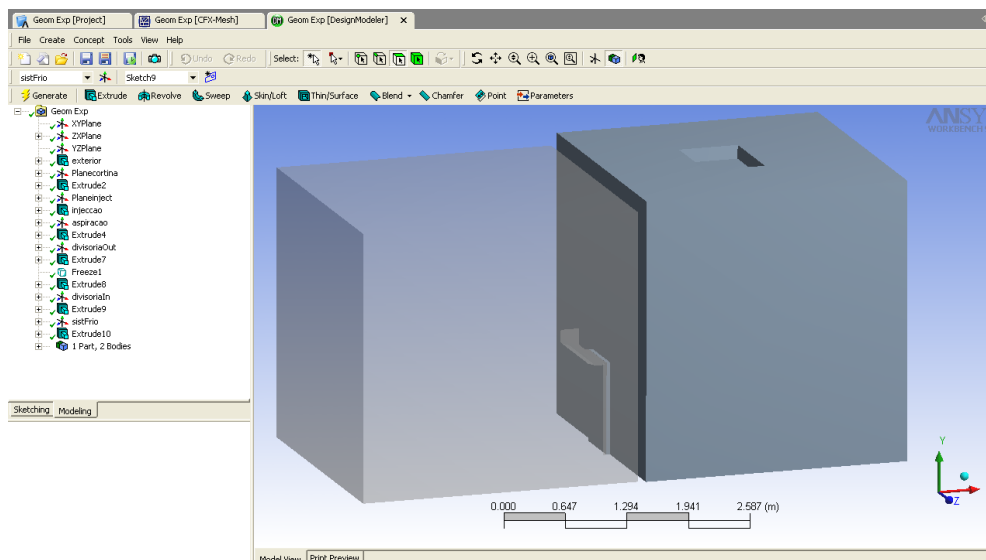


Figura 3.3. Ambiente do *Design Modeler* com a geometria do domínio de cálculo.

Definida a geometria do modelo, segue-se a etapa de geração da malha numérica, que é desenvolvida no módulo “*Mesh*”. Foi construída uma malha não-estruturada<sup>2</sup>, como se mostra na figura 3.4. Na região da porta e do jacto, onde se espera a ocorrência de gradientes mais intensos das variáveis do escoamento, a malha foi refinada (máxima

<sup>2</sup> Uma malha não estruturada é composta por um arranjo não regular de nodos, em que os volumes são representados por prismas, tetraedros e pirâmides.

distância entre arestas dos volumes de controlo de 0.03 cm), com um coeficiente de expansão<sup>3</sup>, de 1.3.

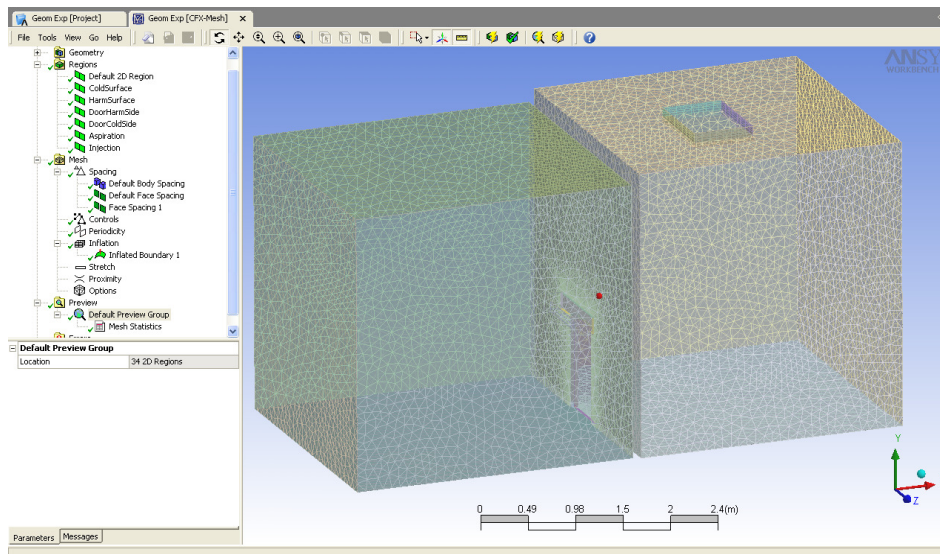


Figura 3.4. Ambiente do módulo *Mesh* com representação da malha de cálculo.

A fim de obter um melhor tratamento das equações junto às superfícies, foram adicionadas dez camadas de nodos nos 10 cm adjacentes a todas elas (*Inflation layer*: vd. figura 3.5).

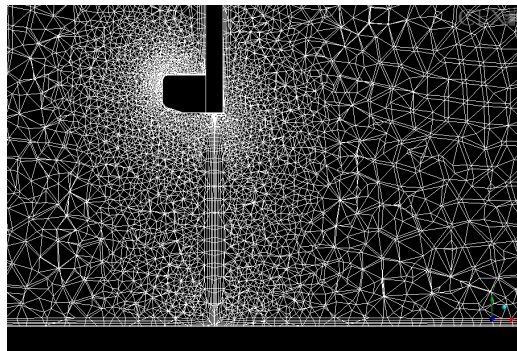


Figura 3.5. Pormenor da malha de cálculo, com camadas de nodos adicionais junto às superfícies.

Para o estudo de dependência da discretização espacial, foram consideradas quatro malhas de grau de refinamento sucessivo. Nas figuras 3.6-a) e b) comparam-se os resultados assim obtidos para as evoluções temporais, respectivamente, da temperatura num ponto de monitorização do compartimento exterior e média no compartimento arrefecido. Como se

<sup>3</sup> Este coeficiente traduz a variação progressiva da dimensão da malha a partir de uma determinada superfície.

pode verificar os resultados são muito próximos, sendo que a malha do teste GRELHA I tem metade dos elementos utilizados da usada no teste GRELHA IV. Assim, seleccionou-se a malha GRELHA II (536 276 elementos) para todos os cálculos subsequentes.

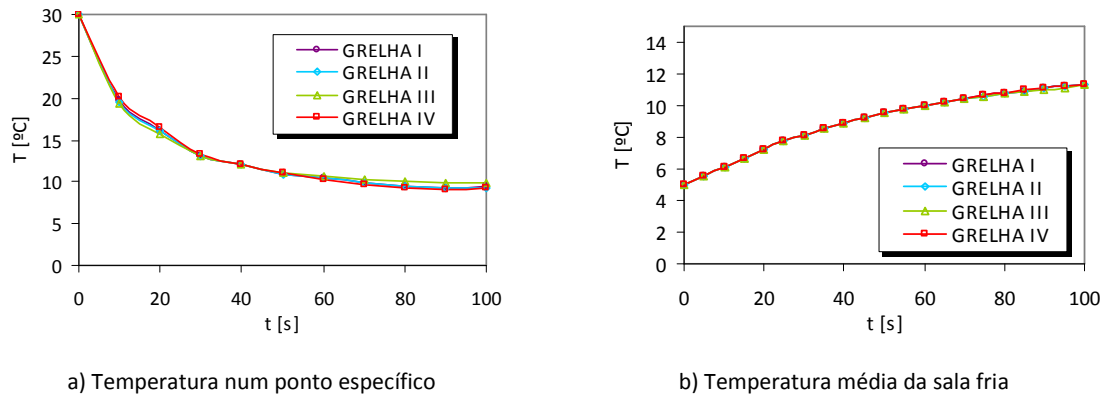


Figura 3.6: Evolução da temperatura obtida com diferentes dimensões da malha de cálculo

Tratando-se da simulação de um fenómeno transitório, efectuou-se também uma análise de influência da discretização temporal, considerando passos de tempo de 0.2s, 0.1s e 0.05s. Com  $\Delta t = 0.2s$ , o cálculo apresentava nalguns casos (e.g., para  $V_0=0m/s$ ) alguma dificuldade de convergência. Por outro lado, os resultados obtidos com os passos de 0.1s e 0.05s eram praticamente coincidentes, pelo que se seleccionou  $\Delta t = 0.1s$ .

### 3.4.3- Caracterização do domínio físico

O módulo “Pre” é dedicado essencialmente à definição e à caracterização do domínio físico, nomeadamente: regiões e/ou sub-regiões do domínio; tipo de fluido ou fluidos; condições de fronteira e iniciais e regime do escoamento. Definem-se aqui também alguns parâmetros para o modelo numérico, como o esquema advectivo de resolução das equações, critérios de controlo e convergência, etc.

Tendo definido à partida o domínio de cálculo através de dois subdomínios, é possível atribuir a cada um dos subdomínios condições iniciais distintas. A mesma estratégia foi adoptada para as diferentes superfícies que compõem as fronteiras do domínio, isto é, cada uma das superfícies foi definida separadamente de modo a permitir, caso se deseje, impor condições distintas em cada uma delas.

O fluido em escoamento é o ar, considerado como sendo um gás ideal. Com o objectivo de calcular as trocas gasosas entre os dois compartimentos (sub-domínios), foi implementada no modelo numérico uma metodologia equivalente à dos gases traçadores – utilizada nos ensaios experimentais – considerando um segundo fluido “fictício”, com as mesmas propriedades que o ar. Como condição inicial, foram estipuladas concentrações mássicas diferentes desse fluido – designado por *gás traçador*: 0.075, no espaço arrefecido, e zero, no espaço exterior. Esta metodologia torna possível a visualização e o cálculo das trocas gasosas entre os dois espaços.

O esquema advectivo utilizado para a resolução das equações foi o esquema de elevada resolução (“*High resolution*” na terminologia original). Como algoritmo de resolução para os termos transientes, foi utilizado o esquema de segunda ordem de Euler.

No controlo da convergência, foi considerado um máximo de três iterações para cada avanço no intervalo de tempo e com um critério de convergência para um resíduo máximo de  $10^{-4}$ .

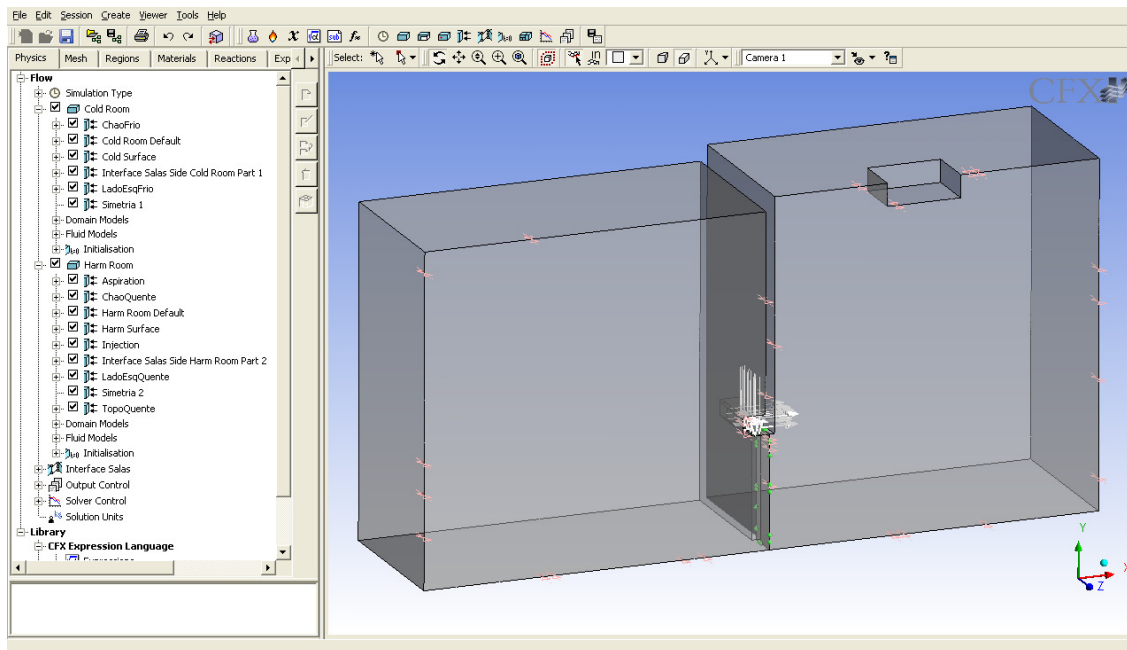


Figura 3.7. Ambiente do módulo *Pre* com representação do domínio de cálculo (metade do domínio físico).

### Condições iniciais e de fronteira

Toda a envolvente do domínio de cálculo foi considerada impermeável. Deste modo, apenas são permitidas trocas gasosas através da superfície representativa do vão da porta.

Para o instante inicial, foram atribuídas condições de estagnação (velocidade zero) para todo o domínio. Embora numa fase posterior do trabalho se adoptassem condições iniciais distintas, numa fase preliminar foram atribuídas temperaturas uniformes de 5 °C e 30 °C, ao espaço arrefecido e aquecido, respectivamente.

No que diz respeito às condições de fronteira, exceptuando as secções de injeção e de aspiração da cortina de ar, todas as superfícies foram, inicialmente, consideradas adiabáticas, lisas e aderentes.

O escoamento no interior do dispositivo de cortina de ar não foi simulado, sendo apenas consideradas as condições de injeção e de aspiração. O jacto de ar, de desenvolvimento vertical descendente, é especificado na secção de injeção localizada na parte inferior da caixa da cortina, que constitui a única fronteira de entrada no domínio. Por outro lado, a grelha de aspiração, localizada na parte frontal (do equipamento), é a única fronteira de saída do escoamento, onde é especificada a pressão relativa. Durante o cálculo são estimadas, na secção de aspiração, a temperatura do ar e a fracção mássica do *gás traçador*, cujos valores médios são atribuídos ao fluido injectado, assegurando deste modo, a conservação global do *gás traçador*, e reproduzindo deste modo o funcionamento real do equipamento de cortina de ar.

Um dos parâmetros que é necessário especificar para o jacto, no bocal de injeção, é o nível da intensidade da turbulência ( $IT$ ). Esta é definida em termos das flutuações da velocidade  $V'$ , e da velocidade média do jacto  $V_0$ , através da relação:

$$IT = \frac{\sqrt{V'^2}}{V_0} \quad (3.30)$$

Howell e Shibata (1980) sugerem que a intensidade de turbulência inicial tem apenas um efeito moderado na taxa de transferência de calor através do jacto de uma cortina de ar. Também Xiang e Tassou (1997), no seu estudo numérico de cortinas de ar, testaram

diferentes níveis de intensidade de turbulência inicial do jacto, tendo observado uma fraca influência na taxa de transferência de calor.

Nos ensaios experimentais preliminares, observaram-se valores da intensidade de turbulência inicial da ordem de 3 a 5 %, dependendo da velocidade imposta ao jacto. Assim, para todos os cálculos foi utilizado um valor de 5 % para a intensidade da turbulência inicial.

Às superfícies que constituem o plano vertical a meia-largura foram estipuladas condições de simetria, permitindo simular apenas metade do domínio físico real e, assim, reduzir significativamente o esforço computacional.

### 3.4.4- Modelação da turbulência

O ANSYS CFX<sup>®</sup> incorpora modelos de turbulência, baseadas nas equações de Reynolds para o escoamento médio (RANS-Reynolds Averaged Navier-Stokes), que podem ser divididos basicamente em duas classes: modelos da *difusibilidade turbulenta* e modelos das *tensões de Reynolds*. Estão ainda disponíveis no *software* duas outras metodologias: a simulação dos turbilhões de maior escala (“subgrid-scale models for large-eddy simulations–LES”) e simulação independente dos turbilhões de maior e menor escala (do Inglês, Detached Eddy Simulation – DES).

Tabela 3.4: Modelos de turbulência incluídos no software ANSYS-CFX<sup>®</sup>

Classe	Designação
Modelos de difusibilidade turbulenta	Zero equações
	$k$ - $\epsilon$ standard
	RNG $k$ - $\epsilon$
	$k$ - $\omega$ standard
	$k$ - $\omega$ – BSL
	$k$ - $\omega$ – SST
	( $k$ - $\epsilon$ )1E
Modelos de tensões turbulentas	LRR – Modelo de produção isotrópica de Launder, Reece e Rodi
	QI – Modelo Quasi-Isotrópico Launder, Reece e Rodi
	SSG – Speziale, Sarkar and Gatski
	Omega
	BSL Baseline Reynolds Stress model.
DES	Detached Eddy Simulation
LES	Subgrid-scale models for Large-Eddy Simulations



Na tabela 3.4 apresentam-se os modelos de turbulência incorporados no software pela classe a que pertencem.

De seguida descrevem-se sucintamente as especificidades de cada um dos modelos de turbulência. No *Anexo A* apresenta-se uma descrição mais detalhada de alguns deles.

No modelo de zero equações, a viscosidade turbulenta é calculada para todo o domínio a partir da velocidade média e de uma escala de comprimento, relacionadas através de uma expressão empírica bastante simples. Devido às simplificações desta formulação, a utilização deste modelo deve ser evitada.

O modelo  $k-\varepsilon$  é, por certo, o mais utilizado na modelação do transporte das grandezas turbulentas em aplicações de engenharia. Neste modelo a distribuição da viscosidade turbulenta é obtida através da resolução de duas equações de transporte, uma para a energia cinética turbulenta,  $k$ , e outra para a sua taxa de dissipação,  $\varepsilon$ . Tem-se verificado que na generalidade das aplicações, este modelo oferece um bom compromisso em termos de precisão e robustez. Devido às hipóteses subjacentes, ele é mais adequado para escoamentos plenamente turbulentos, não sendo, por isso, aplicável na vizinhança imediata de superfícies sólidas, onde os efeitos viscosos se sobrepõem aos efeitos turbulentos. A versão do modelo  $k-\varepsilon$  incorporada no *software CFX* utiliza leis de parede em duas camadas. Estas leis, de carácter semi-empírico, estabelecem a ligação entre as condições fronteira na subcamada viscosa e subcamada turbulenta, estendendo assim a sua aplicabilidade a escoamentos com baixos números de Reynolds.

No modelo RNG  $k-\varepsilon$  (RNG-Renormalised Group), embora o formato das equações de transporte de  $k$  e  $\varepsilon$  sejam as mesmas do modelo  $k-\varepsilon$ , as constantes utilizadas são diferentes. Os autores do *software* referem que esta formulação não oferece melhorias assinaláveis relativamente ao modelo  $k-\varepsilon$  base.

O modelo  $k-\omega$  proposto por Wilcox (1986) é, à semelhança do modelo  $k-\varepsilon$ , um modelo que utiliza duas equações para descrever as grandezas turbulentas, uma para a energia cinética turbulenta,  $k$ , e outra para a frequência turbulenta,  $\omega$ . Uma das vantagens desta formulação

é o tratamento perto da parede para baixos números de Reynolds. Esta não envolve funções complexas não-lineares de amortecimento, como acontece no modelo  $k-\varepsilon$ , o que torna este modelo mais exacto e robusto.

Uma das fragilidades do modelo de Wilcox é a elevada sensibilidade a condições de escoamento livre; dependendo do valor especificado para  $\omega$  numa entrada, podem ser observadas variações significativas nos resultados, (Menter (1993)). De modo a ultrapassar este inconveniente, Menter (1994) desenvolveu um modelo –  $k-\omega_{BSL}$  – que permuta entre modelo  $k-\omega$  em zonas próximas de superfícies, com o modelo  $k-\varepsilon$  para as restantes zonas (escoamento livre). Um dos problemas mais delicados na modelação da turbulência é a precisão da previsão da separação do escoamento em superfícies lisas. O modelo BSL combina as vantagens dos modelos *standard* de duas equações  $k-\varepsilon$  e  $k-\omega$ , mas prevê com atraso o local do descolamento, subavaliando também a extensão da bolha de separação em condições de gradientes de pressão adversos, (Menter (1994)). A principal razão é que aqueles modelos não têm em conta o transporte das tensões de corte turbulentas. Por conseguinte, resulta uma sobreavaliação da viscosidade turbulenta. Este comportamento é crítico em determinadas aplicações, como é o caso da aerodinâmica de aviões. Num sentido lato, a separação do escoamento é importante em muitas aplicações, quer se trate de escoamentos livres ou confinados.

Actualmente, um dos modelos de duas equações mais promissores é a formulação SST (*Shear Stress Transport*) do modelo  $k-\omega$ , proposto por Menter (1994). Este modelo inclui, na formulação da viscosidade turbulenta, os efeitos de transporte causados por gradientes adversos de pressão, melhorando significativamente a previsão da separação do escoamento. O melhor desempenho deste modelo foi comprovado e validado em diversos estudos por Bardina *et al* (1997). À semelhança do modelo BSL, o modelo SST permuta entre a formulação  $k-\varepsilon$  e  $k-\omega$ , consoante se trate de uma zona do escoamento livre ou de escoamento junto a paredes sólidas, pelo que a utilização do modelo SST em escoamentos livres resulta em previsões idênticas às obtidas com o modelo  $k-\varepsilon$ . O modelo  $k-\omega_{SST}$  foi desenvolvido para ultrapassar as deficiências apresentadas pelos modelos  $k-\omega$  base e  $k-\omega_{BSL}$ , de modo que é recomendada a sua utilização em detrimento destes últimos.

O modelo  $(k-\varepsilon)_{1E}$  é um modelo de uma equação derivado do modelo  $k-\varepsilon$  e, por isso, com maiores limitação, pelo que não foi explorada a sua utilização.

Os modelos baseados nas tensões turbulentas de Reynolds, já referidos na secção 3.2, não foram utilizados no presente trabalho, devido aos elevados custos computacionais por requerem a resolução de um elevado número de equações.

Os modelos de turbulência mais elaborados disponíveis no CFX – metodologia *LES* e *DES* – requerem uma malha muito fina e, portanto, um elevado esforço computacional. A sua utilização no presente trabalho só se justificaria, pois, caso os modelos de turbulência que foram testados se mostrassem inadequados. De facto, com os modelos testados (apenas os de difusibilidade turbulenta) foi possível obter uma boa concordância com o observado experimentalmente, retendo um razoável compromisso entre precisão dos resultados e tempo de cálculo. Mesmo assim, a simulação de 300s de fenómeno físico demorou aproximadamente 100 horas de cálculo, pelo que a utilização de uma malha mais refinada, requerida para a aplicação de outros modelos, tornaria o cálculo inoportável. Tal propósito só se justifica em trabalhos dedicados especificamente ao estudo da turbulência.

### **3.4.5- Tratamento do escoamento junto a superfícies sólidas**

Em zonas adjacentes a superfícies de sólidos, existem fortes gradientes das variáveis dependentes devido ao aumento da influência dos efeitos viscosos nos processos de transporte, aspectos que têm de ser contemplados na modelação numérica.

Geralmente considera-se que a região do escoamento na proximidade imediata de uma parede pode ser subdividida em duas camadas: a chamada *subcamada viscosa*, imediatamente adjacente à parede, em que o escoamento é praticamente laminar e os efeitos viscosos (moleculares) regem as trocas de calor e de quantidade de movimento; e, mais afastada, uma *subcamada logarítmica*, onde os mecanismos de mistura são dominados pela turbulência. Entre estas duas camadas pode ainda considerar-se uma camada de transição em que os efeitos de viscosidade molecular e da turbulência são da mesma ordem de grandeza.

Para a modelação da turbulência em regiões do escoamento na vizinhança parietal, utiliza-se normalmente uma das seguintes aproximações:

- (i) modelação com leis de parede – por recurso a expressões empíricas para estimar as tensões e os fluxos parietais, evita-se a resolução das equações na camada limite em malha refinada até à parede, poupando assim recursos computacionais. No *CFX*, todos os modelos de turbulência são apropriados para o método das leis de parede.
- (ii) modelação para baixos números de Reynolds da turbulência – para representar os elevados gradientes através da camada limite, as equações são resolvidas até à parede, junto da qual a malha numérica tem de ser fortemente refinada, resultando num o esforço computacional elevado.

De modo a reduzir a resolução de malha requerida na modelação para baixos números de Reynolds da turbulência, o *CFX* utiliza um tratamento automático de parede, que permite a suave permuta entre a formulação para baixos números de Reynolds e a formulação das leis de parede, sem perda de precisão. O modelo de turbulência *SST* é apropriado para baixos números de Reynolds.

No *CFX* são usadas leis de parede de duas camadas em todos os modelos de turbulência baseados no modelo  $k-\varepsilon$ . Para as formulações baseadas no modelo  $k-\omega$ , é utilizado o método de tratamento automático junto à parede.

### **3.4.6- Resolução das equações e pós-processamento dos resultados**

Definidos o domínio físico e as condições de simulação, pode iniciar-se o processo de cálculo através do módulo “*CFX-Solver*” (vd. figura 3.8), que permite a monitorização da evolução de uma variável, de uma função ou dos resíduos. Esta interface permite ainda outras acções, como alterar alguns parâmetros do cálculo.

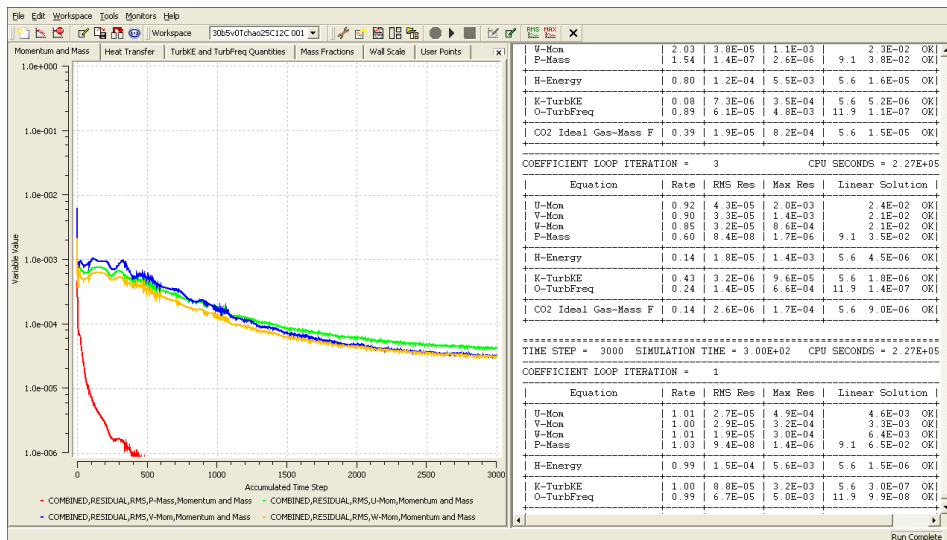


Figura 3.8: Ambiente do módulo *solver* do CFX.

Após a obtenção da solução, os resultados obtidos podem ser tratados através do módulo “CFX-Post” (vd. figura 3.9), que permite várias opções de visualização, como sejam: iso-linhas, linhas de corrente, iso-superfícies, etc. É possível também, exportar os dados da evolução temporal de uma determinada variável ou função, etc.

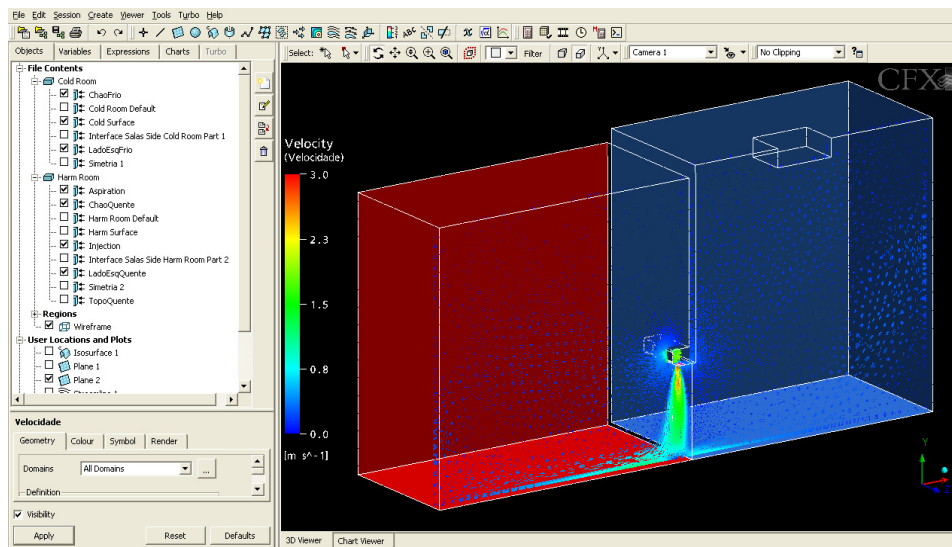


Figura 3.9: Ambiente do módulo *Post* do CFX.

# **CAPÍTULO 4 – RESULTADOS EXPERIMENTAIS E VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO**

## **4.1- INTRODUÇÃO**

Neste capítulo apresentam-se os resultados experimentais e comparam-se com as previsões numéricas de forma a avaliar a capacidade de previsão do modelo de cálculo, com vista à sua validação.

Na secção 4.2 procede-se à caracterização pormenorizada do jacto da cortina de ar recorrendo a medições experimentais dos perfis de velocidade, quer segundo a direcção de desenvolvimento do jacto, quer nas direcções transversal e longitudinal. A caracterização do padrão do escoamento que se desenvolve no domínio de cada compartimento, induzido apenas pelo jacto da cortina de ar (situação isotérmica), é feita na secção 4.3. Nesta secção apresenta-se ainda a avaliação da intensidade da turbulência em alguns pontos de monitorização. Na secção 4.4 são apresentados e analisados alguns dos resultados dos ensaios exploratórios para a condição em que as salas se encontram, inicialmente, a temperaturas diferentes. Os mesmos resultados servem, também, para avaliar o desempenho global da instalação e do sistema de medida. Na secção 4.5 enumeram-se algumas melhorias implementadas no modelo numérico. O confronto entre as medições experimentais e previsões numéricas da evolução da temperatura em alguns pontos de monitorização serviram de critério de comportamento pontual para validação do modelo de cálculo. Na secção 4.6 apresenta-se a avaliação da capacidade de vedação da cortina de ar para diferentes velocidades do jacto pela utilização da técnica dos gases traçadores. O rendimento de vedação serviu também de parâmetro de comportamento global de previsão do modelo numérico. Apresentam-se também duas formas adicionais de cálculo da eficiência de vedação, estas em função do tempo durante o qual a porta é mantida aberta. Na secção 4.7 comparam-se as previsões obtidas com a modelação 2D utilizando o código “aberto”, em regime permanente, e a aproximação bidimensional implementada sobre o modelo 3D. Ambos são ainda comparados com o modelo 3D completo. Na secção 4.8 é avaliada a capacidade de previsão da infiltração de alguns modelos analíticos.

Chama-se a atenção para facto de, à excepção do que acontece na secção 4.7, onde se faz o confronto dos resultados da simulação numérica obtidos por aproximação bidimensional utilizando o código “aberto”, descrito na secção 3.3, todos os resultados numéricos apresentados neste capítulo se referem a simulações que utilizam o código comercial ANSYS CFX<sup>®</sup>.

## 4.2- CARACTERIZAÇÃO DO JACTO DA CORTINA DE AR

No desenvolvimento da presente secção, e só nesta, adopta-se o referencial representado na figura 4.1, cujas direcções transversal, vertical e longitudinal correspondem respectivamente às direcções X, Y e Z, com a origem situada no centro do bocal de injeção do jacto.

As medições experimentais da velocidade foram obtidas fazendo o varrimento ao longo de cada uma dessas direcções com uma sonda termo-anemométrica telescópica (SWA 31) instalada num dispositivo de deslocamento apropriado. A fim de minimizar quaisquer efeitos de impulsão térmica, ambas as salas foram mantidas à mesma temperatura e igual à da vizinhança exterior.

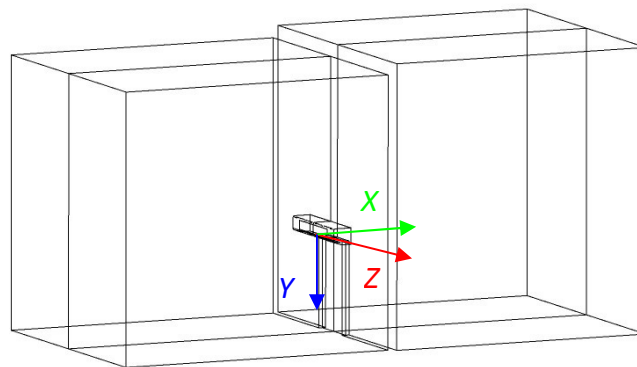


Figura 4.1: Geometria laboratorial com sistema de eixos local.

### 4.2.1- Perfil de velocidades no eixo da cortina

Com a medição do perfil de velocidade segundo o eixo dos ZZ, pretendeu-se averiguar se a sua distribuição era homogénea, de valor aproximadamente constante ao longo de todo o bocal de descarga e, portanto, se a medição num único ponto era ou não suficiente para

definir a velocidade do jacto. Na figura 4.2-a mostra-se o perfil de velocidades obtido num primeiro ensaio, onde se observa um acentuado decréscimo da velocidade em  $z \approx -0.25$  m. Após a inspecção do bocal de injeção do dispositivo de cortina de ar, verificou-se a existência de um deflector oblíquo relativamente à vertical e orientado no sentido negativo do eixo Z (vd. figura 2.3-b do capítulo 2). Foi possível eliminar a anomalia atrás indicada por remoção do referido deflector (figura 4.2-b).

Pela observação da figura 4.2-b verificam-se algumas diferenças no valor da velocidade ao longo do eixo da cortina. Suspeita-se que esta variabilidade se deva, por um lado, aos anéis de alumínio que sustentam as lâminas do ventilador e por outro às lâminas plásticas do bocal de injeção (vd. figura 2.2-b). Pode ainda verificar-se que estas diferenças se esbatem com o aumento da distância ao bocal de injeção.

Pelo exposto não é possível a avaliação da velocidade inicial do jacto recorrendo à medição num único ponto, sendo uma melhor estimativa considerar o valor médio de algumas medições ao longo do eixo da cortina (Z).

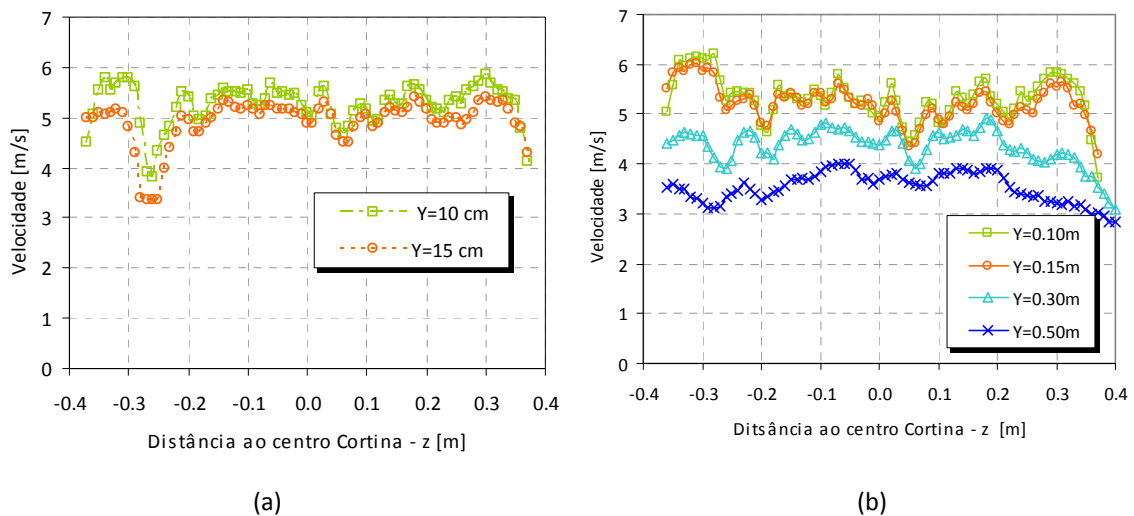


Figura 4.2: Perfil de velocidades ao longo do eixo do bocal de injeção do jacto para diferentes distâncias Y, (a) antes e (b) após a remoção do deflector direccional.

#### 4.2.2- Perfil de velocidades segundo o eixo de desenvolvimento do jacto

No desenvolvimento de um jacto livre consideram-se duas regiões principais, dependendo da variação da velocidade máxima ao longo da direcção do escoamento, Costa (1996): (I) a região de mistura inicial ou *núcleo potencial*, onde a velocidade máxima permanece



praticamente constante e próxima do valor na descarga do jacto, e (II) a região principal ou de *declínio característico*. Nesta última, o desenvolvimento do jacto depende essencialmente da geometria da boca de injeção: os perfis de velocidade são auto-selhantes (independentes da distância à origem), com declínio da velocidade máxima, e a largura do jacto aumenta linearmente com a distância ao bocal injeção Schlichting (1979). Hayes e Stoecker (1969<sup>a,b</sup>) identificam ainda uma terceira região (III), para o escoamento isotérmico originado por um equipamento de cortina de ar, a que chama *região de recompressão*, que ocorre com o impacto do jacto junto ao solo, onde se verifica um decréscimo acentuado do valor da velocidade. Na figura 4.3 apresenta-se a evolução da componente vertical da velocidade na direcção do desenvolvimento do jacto, medida em  $X=0$  m. Como se pode observar, quer no perfil obtido experimentalmente, quer no obtido por via numérica, podem ser identificadas as três zonas referidas. Embora as regiões (II) e (III) sejam perfeitamente identificáveis, a região de mistura inicial (I) é muito pequena (quase inexistente). Neto (2006), no seu estudo experimental do jacto produzido por um dispositivo de cortina de ar similar ao aqui utilizado, consegue identificar a região de mistura inicial com um comprimento de 10 a 15 cm.

Apesar de não se afigurar muito claro qual a velocidade inicial do jacto, uma boa estimativa será avaliá-la a uma distancia de 5 a 10 cm do bocal de descarga.

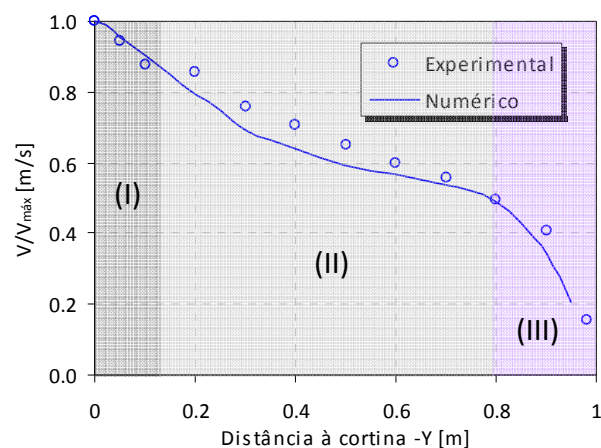


Figura 4.3: Perfil de velocidades do jacto, normalizado ao longo do desenvolvimento do jacto (Y).

No seu trabalho laboratorial, Van e Howell (1976) concluíram que a mistura turbulenta na região *inicial* da cortina de ar, assim como o seu comprimento, são fortemente dependentes

do nível de intensidade de turbulência inicial. Na figura 4.4 apresenta-se a intensidade da turbulência ( $IT$ ) do jacto em função da sua velocidade média para duas distâncias ao bocal de injeção. Como se pode observar, os níveis de  $IT$  são bastante baixos para vários valores de velocidade média imposta ao jacto. Os baixos valores da intensidade de turbulência inicial indicam também um bom projecto do bocal de descarga.

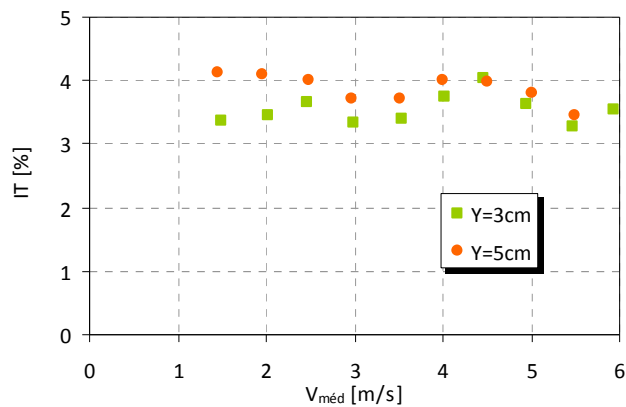


Figura 4.4: Intensidade da turbulência do jacto em função da sua velocidade média para duas distâncias ao bocal de injeção.

#### 4.2.3- Perfil transversal de velocidade (perpendicular ao plano da porta)

Na figura 4.5 apresenta-se a variação da componente vertical da velocidade, segundo a direcção perpendicular à porta ( $X$ ), para várias distâncias ao bocal de injeção ( $Y$ ), medida por via experimental (fig. 4.5-a), e obtida por cálculo numérico (fig. 4.5-b), utilizando o código comercial ANSYS CFX<sup>®</sup> (regime permanente, modelo de turbulência  $k-\epsilon$ ).

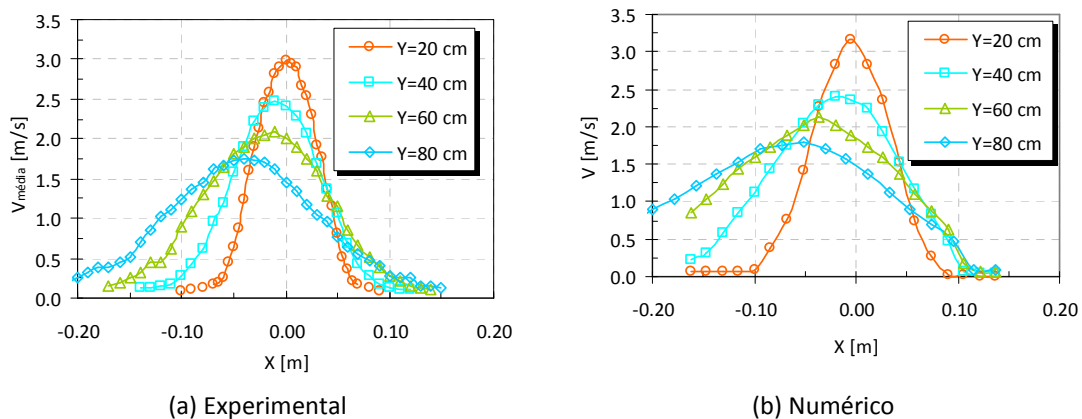


Figura 4.5: Perfil transversal de velocidades

Apesar de aparentemente os resultados parecerem concordantes entre si, verifica-se que com o desenvolvimento do jacto a sua espessura é sempre maior nos resultados obtidos por via numérica. Este facto poder-se-ia dever ao modelo de turbulência utilizado (modelo  $k-\epsilon$ ), pelo que foi testado outro modelo de turbulência ( $k-\omega_{SST}$ ), mas sem melhorias assinaláveis. Um outro aspecto avaliado foi o da influência da intensidade de turbulência inicial já considerada para o cálculo numérico. Uma vez que nos ensaios experimentais se obtiveram níveis de turbulência (no bocal de descarga) de 3% a 4%, foram testados no cálculo dois valores de intensidade de turbulência inicial –  $IT=3\%$  e  $IT=5\%$  –, tendo-se obtido resultados muito próximos, pelo que não foi possível identificar a razão desta discrepância. Contudo, suspeita-se que o maior espessamento do jacto na simulação numérica se deva ao facto de neste caso ser imposta uma velocidade constante ao longo de toda a superfície de injeção, condição que não se verifica, de facto, no caso experimental.

Como esperado, junto ao bocal de injeção o escoamento é essencialmente laminar, sendo que com a distância ao bocal de descarga a turbulência vai-se estendendo a todo o jacto, fazendo com que a largura deste aumente, conduzindo à correspondente diminuição da velocidade do centro do jacto. Este aumento da turbulência na região externa do jacto tem como consequência o aumento das trocas de energia entre o jacto e o ar da vizinhança. Isso mesmo pode ser confirmado pela figura 4.6, onde se apresenta a intensidade da turbulência para as diferentes distâncias ao bocal (estes valores correspondem ao ensaio que deu origem ao gráfico da figura 4.5-a).

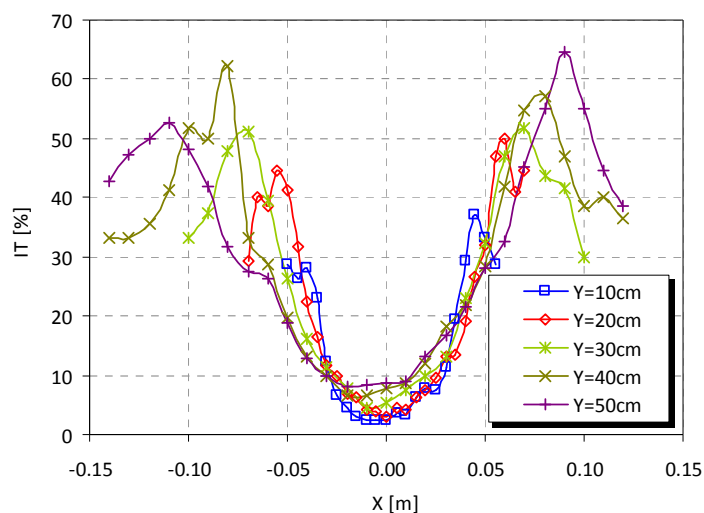


Figura 4.6: Perfis experimentais da intensidade da turbulência, segundo a direcção perpendicular ao plano da porta para várias distâncias ao bocal da cortina

### 4.3- ENSAIOS ISOTÉRMICOS – PADRÃO DO ESCOAMENTO

Com o objectivo de avaliar o comportamento real da instalação experimental, realizaram-se os primeiros ensaios exploratórios com a medição da temperatura, da velocidade e da concentração de gás ( $\text{CO}_2$ ).

Para caracterizar o padrão de escoamento induzido pelo dispositivo de cortina de ar, realizaram-se alguns ensaios isotérmicos (salas à mesma temperatura), em regime permanente, com a porta de ligação aberta e impondo uma velocidade 4m/s ao jacto. Na figura 4.7 apresenta-se a comparação entre os valores médios da velocidade nos diferentes pontos de monitorização, identificados na figura 2.6 e nas tabelas 2.1 e 2.2, obtidos por via numérica e experimental. Pela observação da figura, constata-se que existe uma razoável concordância global dos resultados e que os valores mais elevados da velocidade e da intensidade de turbulência se registam nos pontos junto ao solo ( $A_1$ ,  $B_1$ ,  $C_1$  e  $D_1$ ).

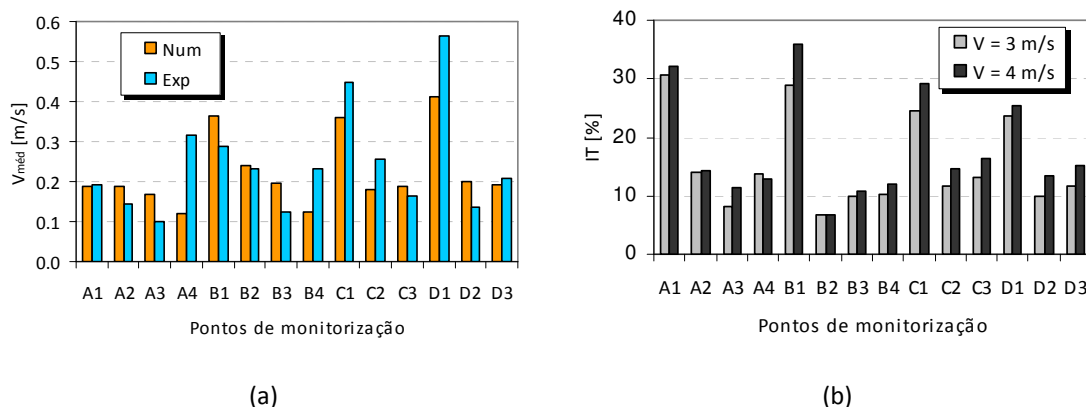


Figura 4.7: (a) Valores locais da velocidade (configuração de regime permanente) para  $V_0=4$  m/s; (b) Valores médios da intensidade da turbulência obtidos experimentalmente para duas velocidades do jacto.

Uma vez que as salas são estanques relativamente ao exterior, na situação isotérmica, o escoamento é apenas promovido pelo jacto da cortina e pela aspiração do ar pela grelha localizada na parte frontal do equipamento de cortina de ar. Este efeito combinado (injecção/aspiração) provoca a deflexão do jacto para o compartimento onde se encontra instalado o equipamento (neste caso, sentido negativo do eixo X). Este facto é observado na figura 4.5, com o deslocamento do ponto onde se verifica a velocidade máxima. O mesmo facto pode ser observado pelo resultado da simulação numérica (ANSYS CFX<sup>®</sup>, regime

permanente), que se mostra na figura 4.8, quer pela distribuição dos vectores de velocidade junto à porta (figura 4.8-a), quer pela observação das linhas de corrente (figura 4.8-b). A partir desta última figura, podemos também concluir que o padrão de escoamento é claramente tridimensional.

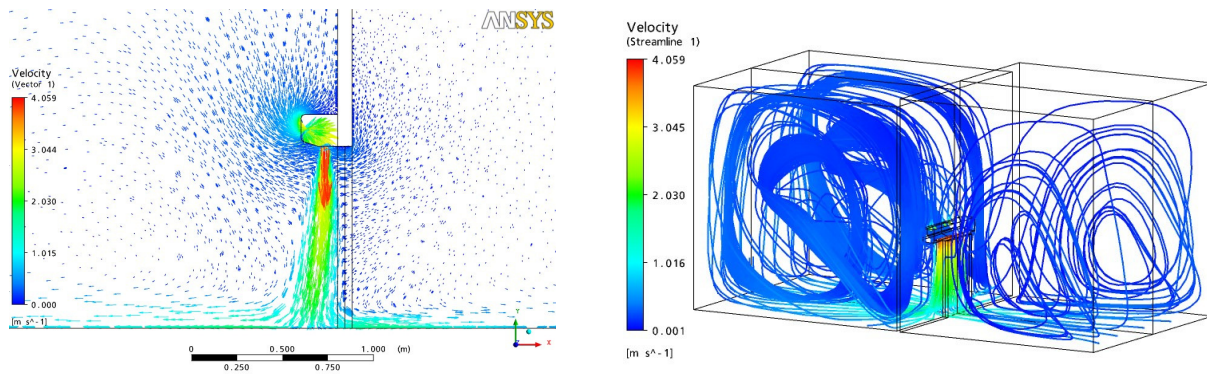


Figura 4.8: (a) Campo de velocidade junto à porta de ligação dos compartimentos; (b) Linhas de corrente do escoamento com o equipamento de cortina de ar em funcionamento.

#### **4.4- AFINAÇÃO DA INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL – FONTES DE ERRO**

Na aplicação de modelos analíticos ou numéricos, aquando da sua validação experimental, existe a tendência de atribuir a erros de carácter experimental as discordâncias verificadas. De facto, à medição experimental de qualquer variável física, está sempre associado um determinado erro, sendo importante identificar as possíveis fontes do mesmo e tomar medidas de modo a eliminá-las, ou, pelo menos, minimizá-las.

Uma vez que a validação do modelo numérico é baseada no confronto com os resultados obtidos por via experimental, nomeadamente a comparação dos valores da temperatura nos pontos de monitorização, vale a pena enumerar as dificuldades e possíveis erros inerentes à metodologia experimental, assim como referir algumas medidas adoptadas na sua minimização.

#### 4.4.1- Dificuldade em colocar as salas às temperaturas requeridas

O procedimento de realização dos ensaios requer que, antes do seu início e com a porta de ligação dos compartimentos fechada, se proceda à climatização das salas: uma aquecida e a outra arrefecida. Embora na simulação numérica esta condição resulte apenas da atribuição das temperaturas pretendidas, nos ensaios experimentais a obtenção de uma temperatura constante e homogénea para toda a sala é uma tarefa praticamente impossível. De facto, imediatamente após serem desligados os ventiladores, utilizados na homogeneização das temperaturas, começa a verificar-se a inevitável estratificação térmica. Este facto pode ser observado na figura 4.9, para o instante  $t=0s$ , quer para a sala aquecida (a), quer para a sala arrefecida (b).

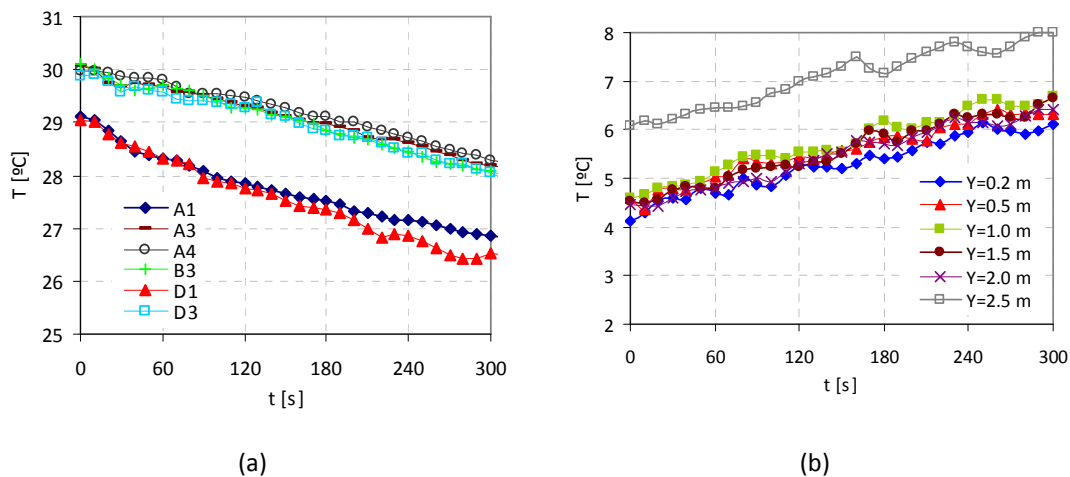


Figura 4.9: Evolução temporal da temperatura da salas, mantendo a porta fechada. (a) Sala quente; (b) Sala fria.

#### 4.4.2- Transferência de calor através das paredes

Na figura 4.9, a evolução temporal da temperatura, obtida experimentalmente, revela que para as temperaturas iniciais de  $\approx 5$  °C e  $\approx 30$  °C, e mantendo a porta de ligação fechada, há um decaimento de aproximadamente 0.4 °C por minuto na sala aquecida, e um aumento, da mesma ordem, na sala arrefecida. Isto revela que, apesar da instalação ter sido construída com painéis de material isolante e o mais estanque possível, existe transferência de calor através das paredes, o que invalida a hipótese inicial de paredes adiabáticas.

#### **4.4.3- Velocidade inicial do jacto da cortina**

No modelo numérico a velocidade é considerada constante em toda a superfície de injeção. O valor aferido para os testes experimentais corresponde à média da velocidade medida em diferentes pontos junto ao bocal de injeção, utilizando um anemómetro de fio quente. Embora tivesse sido considerado o valor médio de algumas medições, ao longo do bocal, não se consegue garantir que o valor da velocidade do jacto em ambas as abordagens, numérica e experimental, seja a mesma.

#### **4.4.4- Interferência no escoamento pelos equipamentos de medida e climatização**

A presença dos vários equipamentos de medida e climatização (aquecedor e ventiladores) em ambos os compartimentos é ignorada no modelo numérico, pelo que a sua influência no campo de escoamento não é tida em conta nos cálculos, o que pode justificar alguma divergência entre os resultados numéricos e experimentais. Embora se pudessem reproduzir no modelo numérico praticamente todos os detalhes da instalação experimental, isso exigiria um refinamento da grelha de cálculo, com o consequente aumento de esforço computacional.

#### **4.4.5- Metodologia adoptada para monitorizar o gás traçador**

Como referido na secção 2.4, a metodologia adoptada para a captação do CO<sub>2</sub> (seis pontos distribuídos uniformemente na sala fria), assemelha-se à integração da concentração do gás em toda a sala. Contudo o valor efectivamente medido pode não representar de uma forma suficientemente precisa a distribuição real de gás.

#### **4.4.6- Método da abertura da porta**

É esperado que a metodologia adoptada para a abertura da porta (tipo guilhotina) minimize as perturbações do escoamento nas suas imediações. De qualquer modo, no cálculo numérico não se coloca esta questão, uma vez que corresponde ao início do cálculo.

#### 4.4.7- Erros inerentes ao sistema de medida e aquisição de dados

Qualquer equipamento de medida tem associado um certo grau de incerteza ou erro de medida. Esses erros podem ainda ser ampliados, no caso de este equipamento estar inserido num sistema de medida, aquisição, tratamento e registo da variável, como o do presente trabalho.

A figura 4.10 mostra a evolução temporal da temperatura (medida com sondas termo-anemométricas - *STA*) e o seu confronto com as previsões do cálculo numérico. Embora se verifique um padrão evolutivo similar, a evolução da temperatura, obtida por via numérica, não concorda com os valores experimentais, sendo os obtidos por via numérica sempre inferiores.

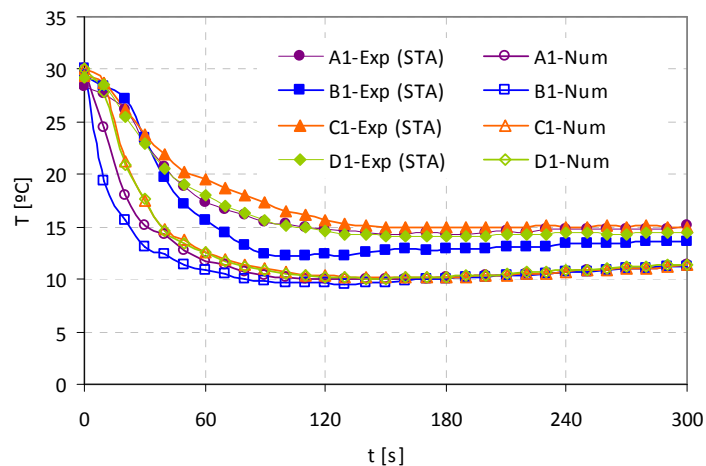


Figura 4.10: Confronto da evolução temporal da temperatura em alguns pontos de monitorização, obtida por via numérica e experimental com as sondas termo-anemométricas. ( $T_q = 30^\circ\text{C}$ ;  $T_f = 5^\circ\text{C}$ ;  $V_0 = 0\text{m/s}$ ).

Esta discrepância pode ser explicada pela inércia térmica destes transdutores (*STA*). Para clarificar esta hipótese, utilizaram-se 8 termopares *tipo-K* ligados a uma placa de aquisição PICO TECHNOLOGY (TP), tendo-se verificado uma melhor concordância entre os resultados, como se pode observar na figura 4.12. A discrepância verificada para instantes superiores a 100 segundos será analisada na próxima secção.

A localização dos 8 termopares é mostrada na figura 4.11 e sumarizada na tabela 4.1, e serão estas as posições dos pontos de monitorização para todas as secções subsequentes.



Tabela 4.1: Coordenadas de localização dos 8 termopares ligados à placa PICO.

Pontos de monitorização	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>
X [m]	2.28	2.28	2.28	2.28	0.76	0.76	0.76	0.76
Y [m]	0.20	2.00	0.20	2.00	0.20	2.00	0.20	2.00
Z [m]	0.55	0.55	1.49	1.49	0.55	0.55	1.49	1.49

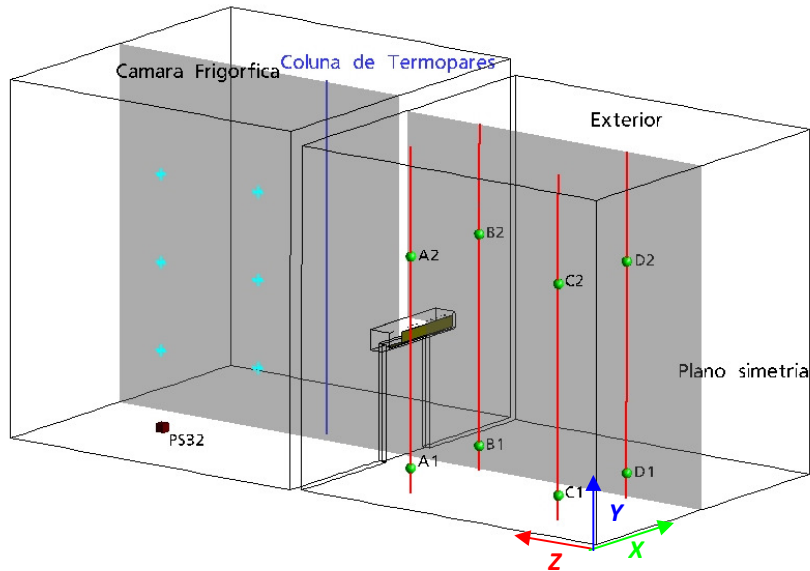


Figura.4.11. Esquema da localização dos 8 termopares.

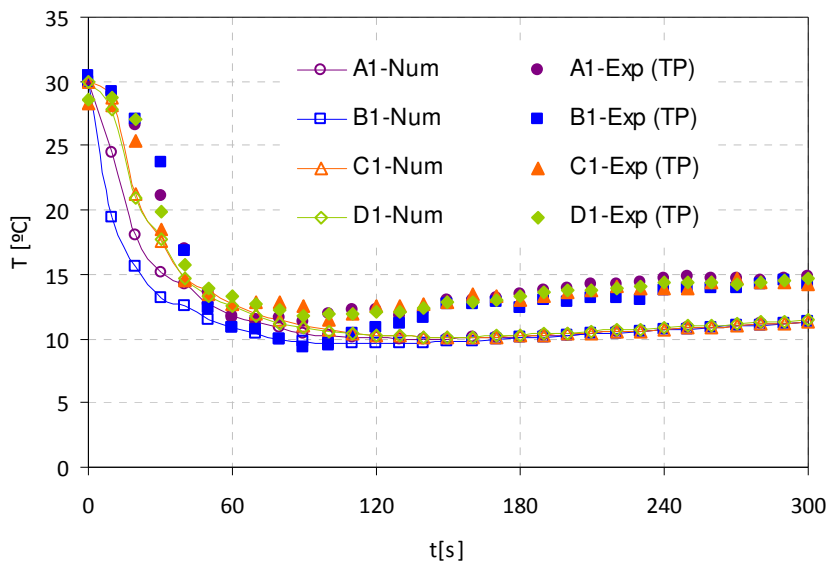


Figura 4.12: Evolução temporal da temperatura nos pontos de monitorização. Previsões numéricas e medições utilizando termopares, ( $T_q=30\text{ °C}$ ;  $T_f=5\text{ °C}$ ;  $V_0=0\text{ m/s}$ ).

#### **4.5- MELHORIAS IMPLEMENTADAS NO MODELO DE CÁLCULO**

Alguns erros identificados na secção anterior podem ser minimizados, nomeadamente melhorando as condições de fronteira ou iniciais do modelo de cálculo, os quais se descrevem de seguida.

##### **4.5.1- Trocas de calor pelas paredes**

Uma vez que se verificou, pelos testes experimentais, a existência de transferência de calor através das paredes, a condição de paredes adiabáticas, considerada na primeira aproximação, foi substituída pela especificação de um coeficiente de transferência de calor através das paredes, juntamente com a especificação da temperatura da vizinhança exterior. Cálculos exploratórios (mantendo a porta de ligação fechada) permitiram concluir que um coeficiente de transferência de calor de  $1 \text{ W/m}^2\cdot\text{°C}$  traduzia uma variação de temperatura similar à verificada experimentalmente ( $0.4 \text{ °C}$  por minuto). Contudo, os valores da temperatura obtidos através das simulações mantiveram-se sistematicamente inferiores aos obtidos experimentalmente.

##### **4.5.2- Inclusão de um modelo de radiação**

Por não se suspeitar da origem da discrepância dos resultados até então obtidos, decidiu-se incluir no cálculo um modelo de radiação, pois as temperaturas mais elevadas, verificadas experimentalmente, poderiam ser justificadas por alguma radiação recebida pelos termopares, sendo que este fenómeno não estava a ser modelado nos cálculos.

De facto, nos instantes seguintes à abertura da porta, a força motriz responsável por promover o escoamento, é a diferença de temperaturas entre os dois compartimentos. É, então, legítimo admitir que nesta fase a troca de calor se dá essencialmente por convecção mista. Com a evolução do fenómeno, o gradiente de temperaturas entre as salas vai diminuindo, podendo acontecer que os efeitos de radiação térmica deixem de ser desprezáveis. Consequentemente, foi contemplado nos cálculos o modelo de radiação de “Monte Carlo”, mas sem qualquer melhoria assinalável relativamente aos resultados anteriores, pelo que a radiação foi desprezada em todos os cálculos posteriores.

Foram efectuados cálculos adicionais para testar outras condições, nomeadamente, utilização de outros modelos de turbulência, inclusão de rugosidade nas superfícies e alteração do esquema advectivo, porém sem melhorias significativas

### 4.5.3- Temperatura das superfícies

Com o objectivo de melhor suportar as condições de fronteira utilizadas, foi realizado um ensaio experimental adicional (cortina desligada,  $T_q = 30\text{ °C}$  e  $T_f = 5\text{ °C}$ ), a fim de monitorizar a temperatura do chão da sala aquecida, usando um termopar colado ao solo, aproximadamente a meio da sala. Na figura 4.13-a mostra-se a evolução da temperatura no chão e de alguns pontos de monitorização. Pode verificar-se que a temperatura do chão apresenta uma variação muito inferior ao das outras localizações, permanecendo quase constante. Isto deve-se, provavelmente, à inércia térmica do material que constitui o piso deste compartimento. De forma a reproduzir este comportamento no modelo, foi imposta, na superfície que representa o solo, uma temperatura constante de  $23\text{ °C}$ . Na figura 4.13-b, mostram-se os resultados numéricos e experimentais da evolução da temperatura, em alguns pontos de monitorização, após a imposição da condição fronteira referida atrás. Pela observação do gráfico podemos constatar que foi praticamente anulada a discrepância verificada anteriormente, nomeadamente para instantes superiores a 100 segundos.

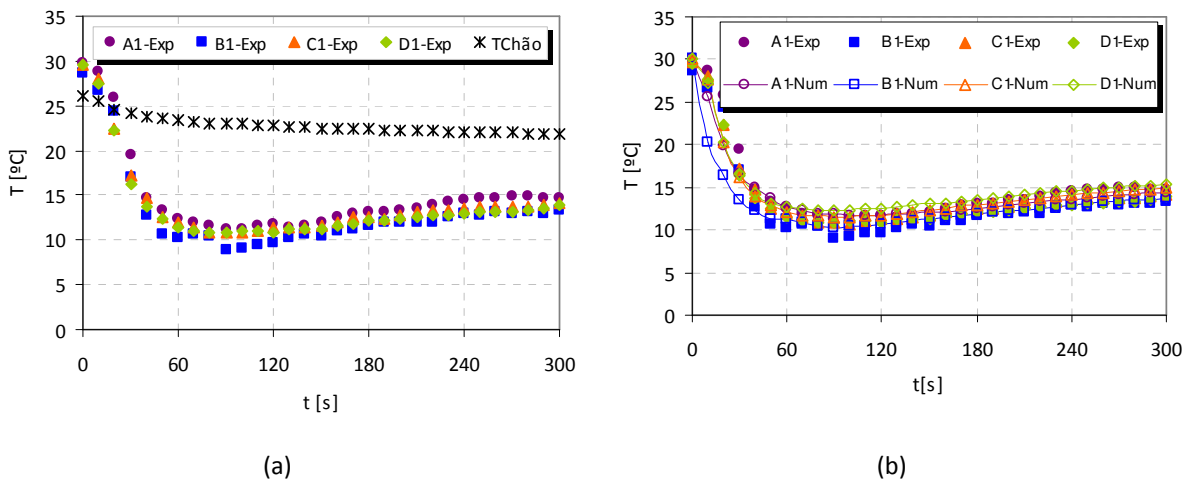


Figura 4.13: (a)Evolução temporal da temperatura nos pontos de monitorização e do chão – experimental; (b) Confronto das previsões numéricas e medições experimentais, após imposição da temperatura de  $23\text{ °C}$  na superfície que representa o chão ( $T_q = 30\text{ °C}$ ;  $T_f = 5\text{ °C}$ ;  $V_0 = 0\text{ m/s}$ ).

#### 4.5.4- Modelação da turbulência

Na figura 4.14 comparam-se os resultados obtidos com os quatro modelos de turbulência testados ( $k-\varepsilon$ ,  $RNG\_k-\varepsilon$ ,  $k-\omega$  e  $k-\omega\_SST$ ), sendo também confrontados com os resultados experimentais (cortina desligada,  $T_q=30\text{ }^\circ\text{C}$ , e  $T_f=5\text{ }^\circ\text{C}$ ). Verifica-se que as previsões obtidas pelos modelos  $k-\omega\_base$  e  $k-\omega\_SST$ , têm, na globalidade, um melhor ajustamento aos resultados experimentais. De facto, o tratamento do escoamento junto a superfícies sólidas, adoptado nestes modelos, torna-os mais apropriados na simulação de escoamentos com baixos números de Reynolds, em detrimento das formulações baseados no modelo  $k-\varepsilon$  (vd. subsecção 3.4.4).

Por outro lado, verifica-se que as previsões obtidas com os modelos  $k-\varepsilon$  são praticamente coincidentes com as do modelo  $RNG\_k-\varepsilon$ , o mesmo se verificando entre os modelos  $k-\omega\_base$  e  $k-\omega\_SST$ .

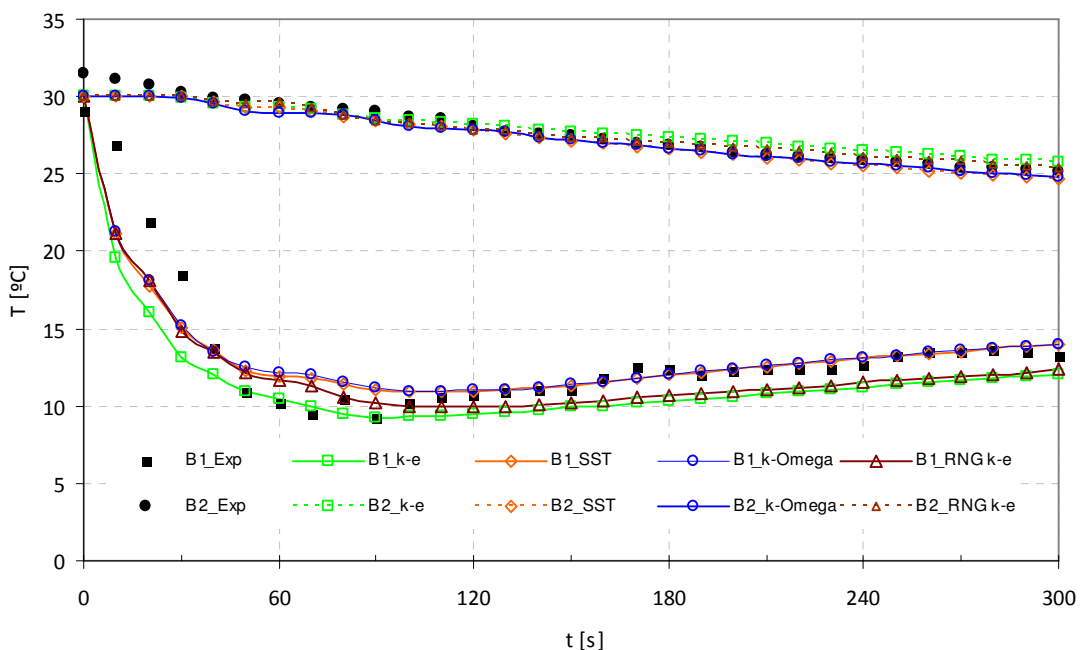


Figura 4.14. Evolução temporal da temperatura de dois pontos de monitorização (B<sub>1</sub> e B<sub>2</sub>), obtida por via experimental e por via numérica utilizando quatro modelos de turbulência ( $k-\varepsilon$ ,  $RNG\_k-\varepsilon$ ,  $k-\omega$ ,  $k-\omega\_SST$ ), ( $V_0=0\text{ m/s}$ ;  $T_q=30\text{ }^\circ\text{C}$  e  $T_f=5\text{ }^\circ\text{C}$ ).

Xiang e Tasson (1997) modelaram com sucesso o desempenho de um equipamento de cortina de ar utilizando o modelo  $k-\varepsilon$ . Na figura 4.15 apresenta-se o confronto das previsões numéricas utilizando os modelos  $k-\varepsilon$  e  $k-\omega\_SST$  com as medições experimentais da

temperatura em alguns pontos de monitorização, no caso em que a cortina de ar se encontra em funcionamento ( $V_0=2.5$  m/s). Pela figura, pode verificar-se que para todos os pontos de monitorização, ambos os modelos conseguem prever, com bastante precisão, o resultado das medições experimentais.

Na globalidade, pode concluir-se que ambos os modelos de turbulência conseguem prever, com uma boa precisão, o fenómeno físico em causa. Contudo o modelo  $k-\omega_{SST}$  foi o que se mostrou mais apropriado, e com maiores potencialidades, daí ter sido utilizado em todos os cálculos posteriores.

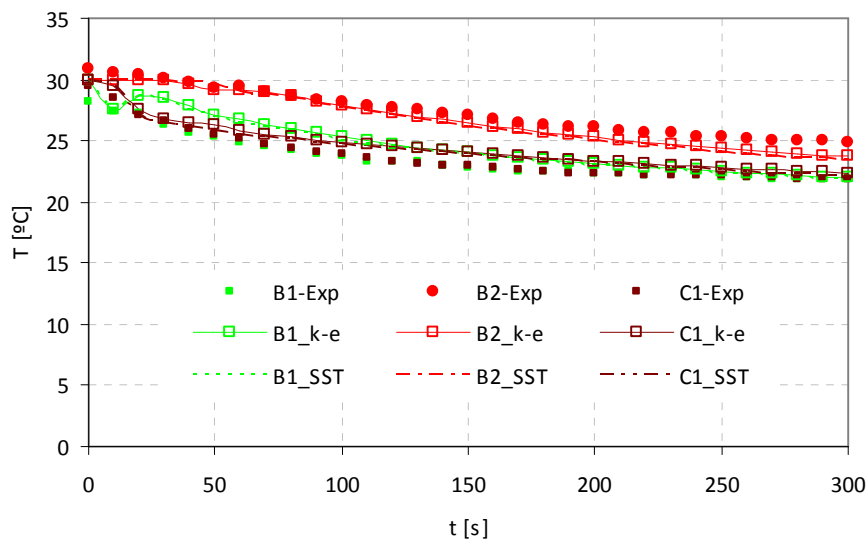


Figura 4.15. Evolução temporal da temperatura de três pontos de monitorização (B<sub>1</sub>; B<sub>2</sub> e C<sub>1</sub>), obtida por via experimental e por via numérica utilizando dois modelos de turbulência ( $k-\epsilon$  e  $k-\omega_{SST}$ ). ( $V_0=2.5$ m/s;  $T_q=30$  °C e  $T_f=5$  °C).

#### 4.6- RENDIMENTO DE VEDAÇÃO

O rendimento de vedação foi determinado através de três metodologias diferentes, baseadas na técnica experimental dos gases traçadores e no cálculo dos fluxos de massa e de energia através da porta, essencialmente a partir dos resultados numéricos.

#### 4.6.1- Utilização da técnica dos gases traçadores

Como referido na secção 2.4, o caudal de ar admitido por um determinado compartimento,  $\dot{V}$  (m<sup>3</sup>/h), pode ser estimado pela aplicação do método de decaimento da concentração de um gás, através da equação (2.5). Posteriormente, o número de renovações de ar do espaço arrefecido pode então ser calculado através da equação (2.1)

A capacidade de vedação de um dispositivo de cortina de ar pode ser expressa através do chamado rendimento de vedação ( $\eta$ ), Costa (2006) e Neto (2006), definido como:

$$\eta = \frac{n_0 - n}{n_0} = 1 - \frac{n}{n_0} \quad (4.1)$$

onde

$n$  – taxa de renovação de ar registada com a cortina de ar em funcionamento

$n_0$  – taxa de renovação de ar registada com cortina de ar desligada.

Contrariamente ao que acontece no procedimento experimental, onde o gás traçador utilizado (CO<sub>2</sub>) se encontra presente no ar ambiente, e medida a sua concentração, no modelo numérico o termo  $C_e$  da equação (2.5) assume o valor de zero, uma vez que esta foi a concentração inicial assumida para o espaço aquecido.

Utilizando um segundo equipamento analisador de CO<sub>2</sub>, colocado na metade superior da porta de ligação, desviado ligeiramente para o compartimento aquecido (considerado como espaço “não poluído”), e com o sensor orientado no sentido desse espaço, realizou-se um ensaio adicional, com a cortina desligada, tendo-se verificado um aumento significativo da concentração de gás, aproximadamente 120 segundos após o início do ensaio (abertura da porta). O observado indica que  $\Delta t=120$  s será o intervalo de tempo para que o gás libertado na sala fria, flua em direcção à sala quente (em principio, pela metade inferior da porta), complete toda a re-circulação neste espaço e volte novamente à sala onde é libertado (sala fria). Assim, e uma vez que se trata de um fenómeno transiente, esse será o período de validade do método de decaimento decrescente de gás.

Este facto pode também ser observado na figura 4.16-a, onde se mostra o decaimento da concentração do CO<sub>2</sub> medido no compartimento arrefecido para a situação da cortina desligada ( $V_0=0$  m/s) e para  $V_0=3$  m/s. Quando a cortina de ar se encontra desligada, verifica-se que a concentração de CO<sub>2</sub> decresce de uma forma acentuada nos 120 segundos iniciais. A partir desse instante a concentração de gás permanece aproximadamente constante, mas tenderá para um valor médio da concentração nos dois compartimentos. Pelo contrário, com a cortina de ar em funcionamento ( $V_0=3$  m/s), a concentração de gás decai linearmente com o tempo, mas a uma taxa menor, o que indica que a infiltração de ar através da porta é também menor.

Como descrito na secção 2.4, o valor médio do número de renovações de ar ( $n$ ) é determinado através do simétrico do valor do declive da recta de regressão, na representação do decaimento do logaritmo da concentração do gás traçador ao longo do tempo. Na figura 4.16-b mostra-se para os 120s iniciais, a representação logarítmica da concentração de CO<sub>2</sub>, correspondente ao decaimento da figura 4.16-a. Uma vez que a escala de tempo está em segundos, para se obter o número de renovações de ar por hora ( $n$ ), é necessário multiplicar o valor do declive da recta por 3600.

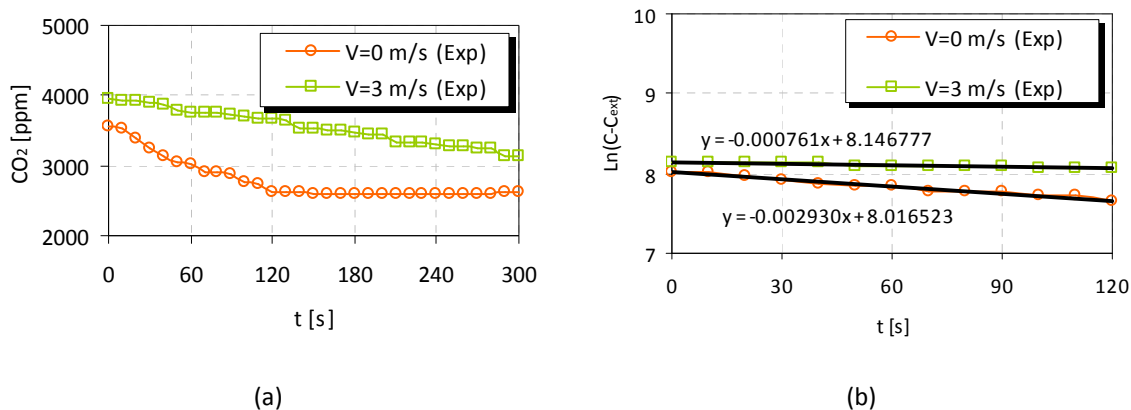


Figura 4.16: (a) Decaimento da concentração de CO<sub>2</sub> no compartimento arrefecido; (b) correspondente representação de logaritmo da concentração de CO<sub>2</sub> para os 120 segundos iniciais, para duas velocidades de descarga do jacto.

Na figura 4.17 mostram-se os valores do rendimento de vedação para diferentes velocidades impostas ao jacto da cortina, considerando um intervalo de tempo de 120 segundos após a abertura da porta, onde se pode observar uma boa concordância entre os resultados experimentais e as previsões do cálculo numérico. Considerando este intervalo de tempo, verifica-se que a eficiência máxima de vedação é obtida para uma velocidade do jacto de

3m/s (74%), medida experimentalmente, e de 2.5 m/s (75.3%) obtida pelo cálculo numérico. Assim, apenas se pode afirmar que para se obter uma vedação máxima, a velocidade de descarga do jacto deve estar entre estes valores.

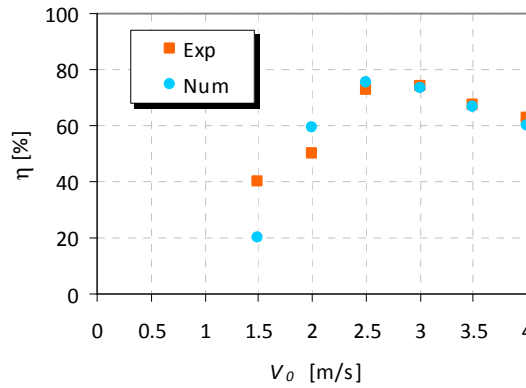


Figura 4.17. Rendimento de vedação para diferentes velocidades impostas ao jacto, utilizando a metodologia dos gases traçadores ( $T_q=30$  °C ;  $T_f=5$  °C ;  $\Delta t=120s$ ).

Uma vez que o valor do declive da recta e também o valor de  $n$ , depende do número de pontos de medição considerado (correspondentes a esse intervalo de tempo), o rendimento de vedação também irá variar com o tempo. Na tabela 4.2 resumem-se os valores apurados para o rendimento de vedação para três intervalos de tempo em que a porta é mantida aberta, os quais correspondem às formas gráficas da figura 4.18.

Tabela 4.2: Resumo do rendimento de vedação  $\eta$  [%], obtido pela aplicação da técnica dos gases traçadores, para diferentes valores de velocidade inicial do jacto da cortina, e diferentes intervalos de tempo de porta aberta, por via experimental e numérica.

		$V_0$ [m/s]					
		1.5	2	2.5	3	3.5	4
$\Delta T=60s$	Experimental	19.9	36.4	72.9	<b>73.5</b>	68.4	57.0
	Numérico	7.4	47.3	78.1	<b>79.3</b>	74.0	67.9
$\Delta T=90s$	Experimental	27.6	41.2	<b>73.9</b>	73.0	69.2	57.1
	Numérico	6.1	52.1	<b>75.3</b>	75.1	68.6	61.7
$\Delta T=120s$	Experimental	40.0	49.9	73.0	<b>74.0</b>	67.5	62.6
	Numérico	19.7	59.3	<b>75.3</b>	73.7	67.0	59.9

Pela análise dos valores apresentados na tabela 4.2, verifica-se que o rendimento de vedação máximo corresponde às velocidades de 2.5 m/s e 3 m/s, dependendo do intervalo



de tempo e da metodologia correspondente. Uma vez que os valores são muito próximos, não é possível aferir qual a velocidade óptima de vedação.

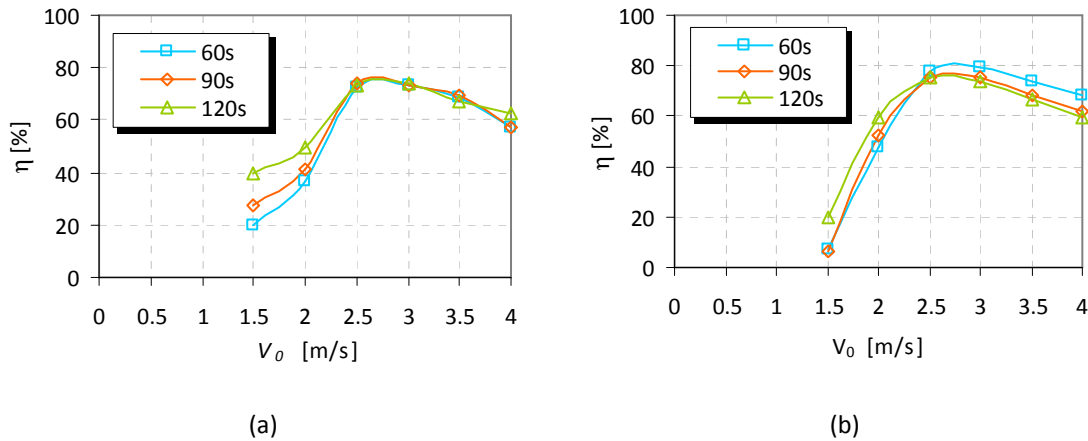


Figura 4.18: Rendimento de vedação, obtido pela aplicação da técnica dos gases traçadores, para diferentes valores de velocidade inicial do jacto da cortina e, para diferentes intervalos de tempo de porta aberta. (a) Medições experimentais e (b) Cálculo numérico.

Para baixos valores da velocidade do jacto ( $V_0=1.5\text{m/s}$  e  $V_0=2\text{m/s}$ ) verificam-se maiores diferenças nos valores do rendimento de vedação obtidos por ambas as vias, explicadas pela maior instabilidade do jacto. Este facto pode dever-se, igualmente, à distribuição heterogénea do gás traçador no compartimento arrefecido e, conseqüentemente, à metodologia inerente à determinação da infiltração.

Como foi referido por Hayes e Stoecker (1969<sup>b</sup>), a capacidade de vedação de uma cortina depende do balanço entre a quantidade de movimento inicial do jacto de ar e as forças transversais que se pretendem neutralizar. Estes autores usam a razão entre estas duas forças como um indicador da selecção das condições de operação de equipamento de cortina de ar, tendo em vista, não só garantir a continuidade da cortina de ar até ao solo, mas também minimizar as trocas de calor através dela. Esse quociente foi designado por módulo de deflexão ( $D_m$ ), e para uma cortina de um só jacto, vertical descendente e sem recirculação de ar, pode ser expresso através de:

$$D_m = \frac{\rho_0 \cdot b_0 \cdot V_0^2}{g \cdot H_p^2 \cdot (\rho_f - \rho_q)} \quad (4.2)$$

A estabilidade do jacto da cortina de ar pode ser garantida se funcionar acima de um certo valor mínimo do módulo de deflexão  $D_{m,min}$ , que para uma determinada situação corresponde a um limite mínimo da velocidade do jacto. Para a presente configuração:

- Espessura do jacto ( $b_0$ ) = 0.04m
- Altura da porta (cortina) ( $H_p$ ) = 1m
- $T_q = 30^\circ\text{C}$  ( $\rho_q = 1.1644 \text{ kg/m}^3$ )
- $T_f = 5^\circ\text{C}$  ( $\rho_f = 1.30245 \text{ kg/m}^3$ )
- $\rho_0 \approx \rho_q = 1.1644 \text{ kg/m}^3$  (densidade do ar injectado é igual ao da sala quente)
- Ângulo inicial do jacto  $\alpha_0 = 0^\circ$ ,

verifica-se que a estabilidade e continuidade da cortina é garantida para velocidades do jacto superiores 2.2 m/s, o que corresponde a  $D_{m,min}=1.6$ .

A figura 4.18 evidencia a importância do conhecimento de  $D_{m,min}$ . Para velocidades de descarga do jacto inferiores a 2.5 m/s, verifica-se uma degradação acentuada do efeito de vedação devido à instabilidade do jacto de ar. Por outro lado, com velocidades do jacto superiores a 2.5 m/s, a troca de calor e massa aumentam quase linearmente com a velocidade inicial do jacto e a correspondente diminuição do efeito de vedação.

Na figura 4.19 mostram-se os vectores de velocidade obtidos pela simulação numérica com  $V_0=2 \text{ m/s}$ , para instantes consecutivos após a abertura da porta e o início do funcionamento da cortina de ar. Observa-se que, nos instantes iniciais, o jacto não consegue atingir o solo e é deflectido para o lado frio, deixando assim a porta desprotegida. Posteriormente, com a diminuição da diferença de temperaturas dos compartimentos e a necessidade de conservação de massa do domínio, o jacto recupera a pendente vertical e atinge o solo.

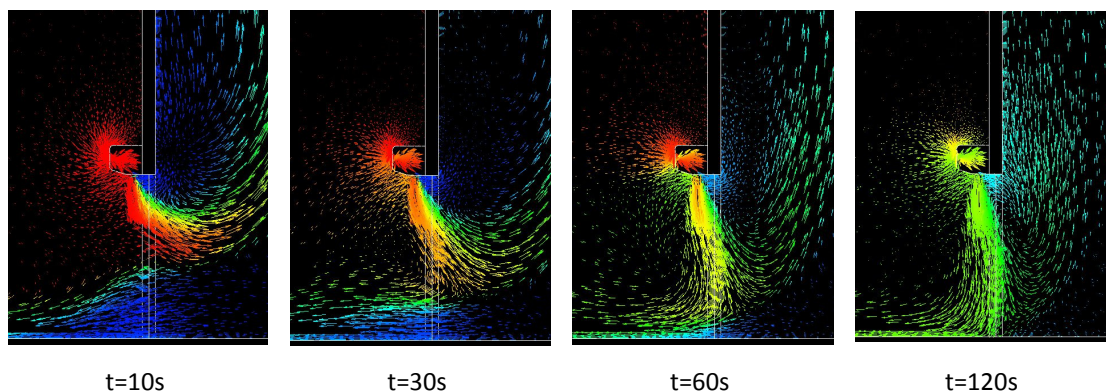


Figura 4.19: Vectores de velocidade coloridos com os valores locais da temperatura obtidos a partir da simulação numérica, para vários instantes após a abertura da porta, com  $V_0=2 \text{ m/s}$ .

#### 4.6.2- Rendimento de vedação em função do tempo de porta aberta

##### Fluxo de ar através da porta

A equação 2.5 apenas permite determinar um valor médio do fluxo de ar ( $\bar{V}$ ) que atravessa a porta para um intervalo de tempo fixo. O fluxo de ar que instantaneamente sai do compartimento arrefecido  $\dot{V}$ , igual ao fluxo de ar que entra nesse espaço, pode ser obtido substituindo na equação (2.5),  $\Delta t$  por  $t$ , isto é:

$$\dot{V} = -\frac{V}{t} \times \ln\left(\frac{C_i}{C_t}\right) \quad (4.3)$$

Recorde-se que para o cálculo numérico o termo  $C_e$  da equação 2.5 assume valor zero, uma vez que esta foi a concentração inicial assumida para o espaço aquecido.

A capacidade de vedação da cortina de ar ( $\eta$ ) pode então ser expressa através de:

$$\eta = 1 - \frac{\dot{V}}{\dot{V}_0} \quad (4.4)$$

onde,

$\dot{V}$  – Taxa de infiltração de ar registada com a cortina de ar em funcionamento

$\dot{V}_0$  – Taxa de infiltração de ar registada com cortina de ar desligada.

Na figura 4.20 apresentam-se os resultados numéricos da evolução da infiltração e do rendimento de vedação, ao longo do tempo em que a porta é mantida aberta, para as diferentes velocidades de descarga do jacto.

Com a cortina de ar desligada verifica-se que, após a abertura da porta, o fluxo de ar através desta aumenta rapidamente, mantendo-se aproximadamente constante até aos 30s. A partir deste instante, e com a diminuição da diferença de temperatura entre os compartimentos, a infiltração de ar também decresce continuamente com o tempo. O mesmo comportamento, embora não tão acentuado, é verificado para baixas velocidades de descarga do jacto ( $V_0=1.5$  m/s e  $V_0=2$  m/s). Por outro lado, para maiores velocidades do jacto ( $V_0 \geq 2.5$  m/s), o fluxo de ar através da porta é bastante inferior, mantendo-se aproximadamente constante ao longo do tempo, o que traduz uma boa vedação da abertura.

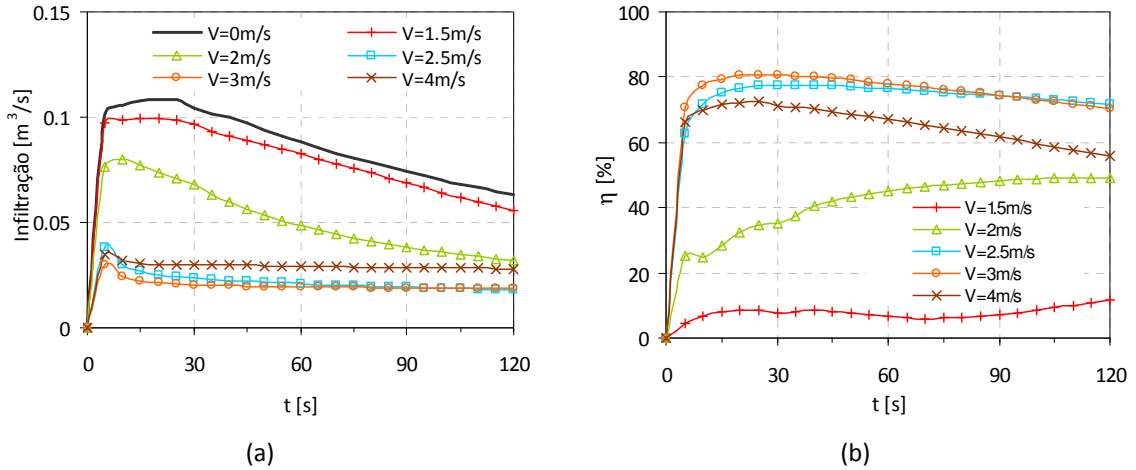


Figura 4.20: Resultados numéricos para diferentes velocidades do jacto. Evolução temporal (a) da taxa de infiltração de ar no espaço arrefecido; (b) do rendimento de vedação. ( $\eta_{m\acute{a}x}=81\%$  para  $V_0=3\text{m/s}$ ).

Na figura 4.20-b apresenta-se a evolução do efeito de vedação, baseado na redução do fluxo de ar através da porta, conseguido com diferentes velocidades de descarga da cortina. O máximo rendimento de vedação (81%) é obtido para uma velocidade de  $V_0=3\text{m/s}$ . Como se verificou anteriormente, para baixas velocidades de descarga do jacto o efeito de vedação é claramente degradado.

### Energia ganha pelo espaço arrefecido

Outra alternativa para o cálculo do rendimento de vedação baseia-se na redução das trocas de energia através da porta. De facto, no cálculo numérico, a energia ganha pelo espaço arrefecido  $Q$ , pode ser facilmente determinada por meio da seguinte expressão:

$$Q = \int_{t=0}^t \left( \int_V \rho \cdot C_p \cdot T \cdot dV \right) dt \quad (4.5)$$

O rendimento de vedação pode ser obtido pela relação entre as trocas de calor através da porta com e sem a cortina em funcionamento, respectivamente ( $\dot{Q}$ ) e ( $\dot{Q}_0$ ):

$$\eta = 1 - \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_0} \quad (4.6)$$

A aplicação da expressão (4.6) corresponde à integração ao longo do tempo, e sobre o volume do compartimento arrefecido, dos valores médios ponderados das propriedades  $\rho$ ,  $C_p$  e  $T$ , em cada um dos volumes de controlo.

Na figura 4.21-a apresentam-se os resultados numéricos da evolução da energia interna do compartimento arrefecido em função do tempo de abertura da porta, para as diferentes velocidades de descarga do jacto. Na figura 4.21-b mostram-se os correspondentes valores do rendimento de vedação. Como se pode observar, imediatamente após a abertura da porta, verifica-se um aumento da energia do compartimento arrefecido, sendo este aumento mais significativo no caso da cortina de ar desligada ( $V_0=0$  m/s).

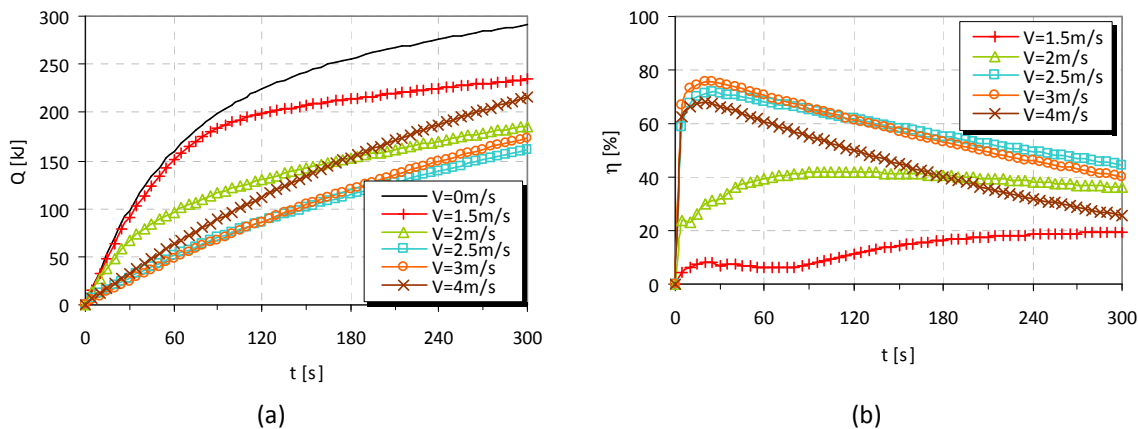


Figura 4.21: Resultados numéricos para diferentes velocidades do jacto. Evolução temporal (a) da energia interna da sala fria; (b) do rendimento de vedação. ( $\eta_{máx}=75.5\%$  para  $V_0=3$  m/s em  $t=25$ s).

Na tabela 4.3 resumem-se os valores do fluxo de calor admitido pelo compartimento arrefecido nos 60 segundos iniciais. Estes valores correspondem ao declive de cada uma das linhas nesse período de tempo.

Tabela 4.3: Fluxo médio de calor admitido para o espaço arrefecido nos 60s posteriores à abertura da porta, para as diferentes velocidades do jacto da cortina.

$V_0$ [m/s]	0	1.5	2	2.5	3	4
$\dot{Q}$ [kJ/s]	2.685	2.508	1.577	0.820	<b>0.774</b>	1.041

Na situação da cortina de ar desligada, e nos 60 segundos iniciais, a troca de calor entre os espaços é mais significativa, e aproximadamente constante. Com o avanço no tempo, a

diferença das temperaturas médias dos dois espaços diminui, assim como o fluxo de calor. Com a cortina de ar em funcionamento, e para velocidades mais elevadas, o fluxo de calor é aproximadamente constante ao longo tempo. Assim, e uma vez que o rendimento de vedação da cortina de ar tem por referência a situação de cortina desligada ( $V_0=0$  m/s), é de esperar, também, que o efeito de vedação seja maior nos instantes iniciais.

Para velocidades do jacto inferiores àquela a que corresponde o módulo de deflexão mínimo  $D_{m,min}$  (neste caso 2.2 m/s), a continuidade da cortina até ao solo não é garantida (vd. figura 4.19). A figura 4.21 reforça este facto, uma vez que para  $V_0=2$  m/s, e para os instantes iniciais, o efeito de vedação é claramente degradado. Após os 60 segundos, o jacto atinge o solo, e o fluxo de calor mantém-se aproximadamente constante, facto que é ainda mais acentuado para  $V_0=1.5$  m/s.

Embora no caso experimental não se disponha dos valores locais das variáveis para a aplicação da equação (4.6), tentou-se estimar a evolução do valor médio da temperatura do espaço arrefecido, a partir dos 13 termopares localizados nesse compartimento. Considerando invariável a pressão e a constante particular do ar, o valor da massa volúmica,  $\rho$ , foi calculado em função da temperatura média, através da *equação dos gases perfeitos*:

$$\rho = \frac{P}{R_{ar} T_{med}} \quad (4.7)$$

A figura 4.22 mostra os resultados obtidos pelo procedimento acabado de referir. Embora a evolução temporal da energia interna (figura 4.22-a) para as diferentes velocidades do jacto, apresente as irregularidades próprias de uma medição experimental, o padrão evolutivo é bastante coerente com o obtido por via numérica (figura 4.21-a). As imperfeições do gráfico devem-se essencialmente à limitação na medição da temperatura média do compartimento, que poderiam ser atenuadas pela utilização de mais pontos de medição.

Relativamente à figura 4.22-b, os valores do rendimento de vedação, nos instantes iniciais, não têm grande significado, uma vez que resultam do facto das temperaturas médias serem bastante próximas (para as diferentes velocidades do jacto). Na verdade, devido ao padrão de escoamento desenvolvido para cada velocidade do jacto, o perfil de temperatura é também bastante heterogéneo, pelo que só utilizando uma malha de termopares bastante

apertada, se poderia obter uma distribuição de temperatura realista e uma estimativa da temperatura média mais adequada.

Resumindo, apesar das discrepâncias verificadas, os resultados experimentais e os obtidos por cálculo numérico apresentam, na globalidade, uma boa concordância (cf. figuras 4.21 e 4.22).

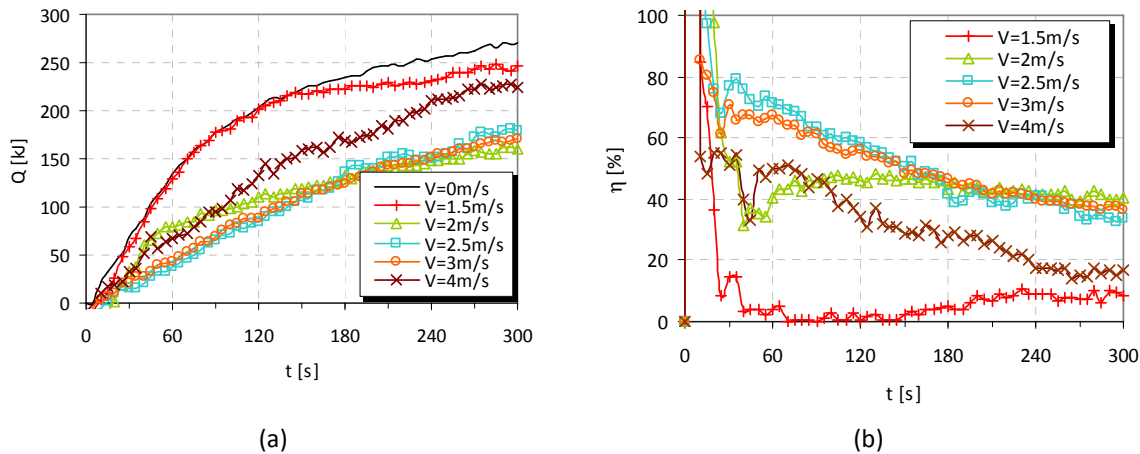


Figura 4.22: Resultados experimentais para diferentes velocidades do jacto. Evolução temporal (a) da energia interna, e (b) do rendimento de vedação

## 4.7- CONFRONTO DOS RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES 2D E 3D

### 4.7.1- Resultados do código “aberto” – aproximação 2D

Nesta subsecção apresentam-se os resultados da simulação numérica bidimensional, utilizando o código “aberto” em linguagem FORTRAN. Realizaram-se cálculos para diferentes velocidades do jacto, e como plataforma de visualização de resultados, foi utilizado o programa TECPLOT.

Interessa aqui alertar para o facto de, contrariamente às representações anteriores, neste caso, o compartimento aquecido aparece representado do lado direito (local onde está instalado o dispositivo de cortina de ar (vd. por exemplo figura 4.23)).

A figura 4.23 mostra as linhas de corrente do escoamento para diferentes velocidades do jacto da cortina de ar.

Para a situação de referência ( $V_0=0$  m/s) (vd. figura 4.23-a), o escoamento é caracterizado por uma única célula de recirculação que percorre ambos os compartimentos. Costa (2006), no seu estudo sobre cortinas de ar e utilizando uma versão do código de cálculo similar à utilizada aqui, mas para uma configuração algo distinta, obteve resultados semelhantes. Para  $V_0=2$  m/s (figura 4.23-b), e à semelhança do verificado na simulação tridimensional, também neste caso o jacto é deflectido para o lado frio, não conseguindo atingir o solo, resultando num padrão de escoamento similar ao da cortina desligada.

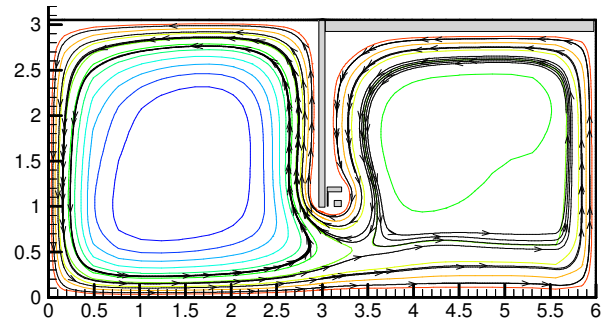
Para  $V_0=3$  m/s observa-se que o jacto é contínuo até ao solo. Neste caso, forma-se uma célula de recirculação junto ao jacto. Suspeita-se que o ar mais quente do jacto (uma vez que este é aspirado do compartimento aquecido), ao atingir o solo, do lado do compartimento frio, tende a subir e ao mesmo tempo é arrastado para o interior do jacto, provocando a referida recirculação. A elevada relação entre a altura do compartimento e a altura da sala, contribui também para este efeito.

A célula de recirculação junto ao jacto é ainda mais acentuada para maiores velocidades de descarga ( $V_0=5$  m/s).

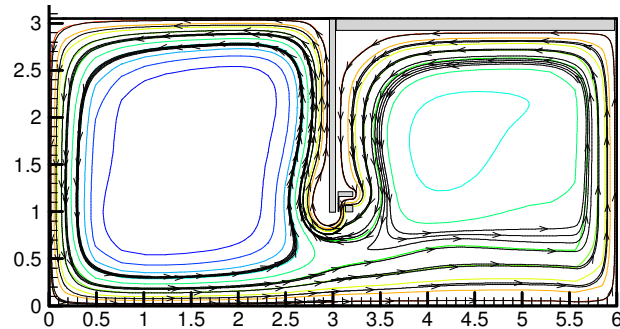
A recirculação secundária junto da parede esquerda resulta da predominância das forças de impulsão de origem térmica descendentes (consequência da temperatura mais baixa imposta nessa parede) sobre as forças de inércia originadas pelo jacto da cortina.

Na região de transição de regimes, a convergência do processo de cálculo mostrou-se bastante mais difícil, com uma tendência para um comportamento oscilatório que, em certa medida, é o reflexo das instabilidades físicas que normalmente caracterizam um regime de *convecção mista*.

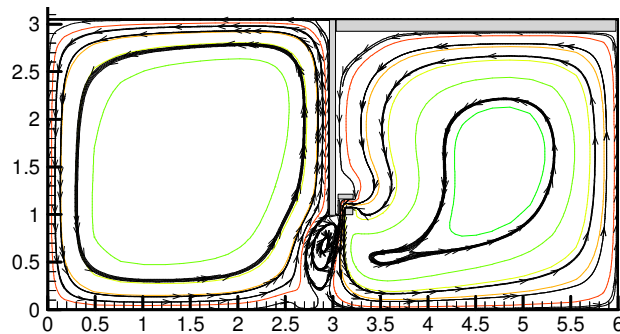




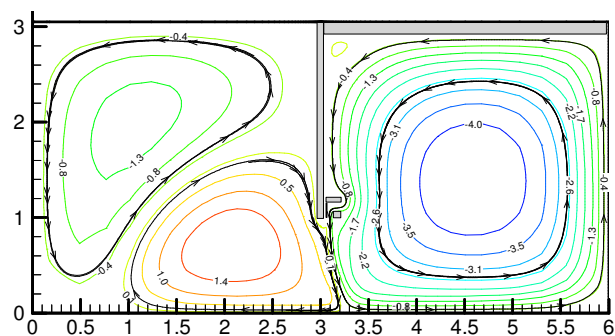
(a)  $V_0=0\text{m/s}$



(b)  $V_0=2\text{m/s}$



(c)  $V_0=3\text{m/s}$



(d)  $V_0=5\text{m/s}$ .

Figura 4.23: Linhas de corrente do escoamento, para regime permanente;  $T_q=30^\circ\text{C}$ ,  $T_f=5^\circ$ , com o equipamento de cortina de ar instalado no compartimento aquecido. (a)  $V_0=0\text{m/s}$ ; (b)  $V_0=2\text{m/s}$ ; (c)  $V_0=3\text{m/s}$  e (d)  $V_0=5\text{m/s}$ .

A figura 4.24 mostra as linhas de corrente do escoamento para o caso de se dispor de duas cortinas de ar verticais descendentes, uma instalada no espaço aquecido e outra no espaço arrefecido. Neste caso, para uma velocidade de descarga de 3m/s em cada um dos jactos, formam-se duas células de recirculação bem definidas e em sentidos opostos. Verifica-se também que os jactos são ligeiramente deflectidos para o compartimento arrefecido.

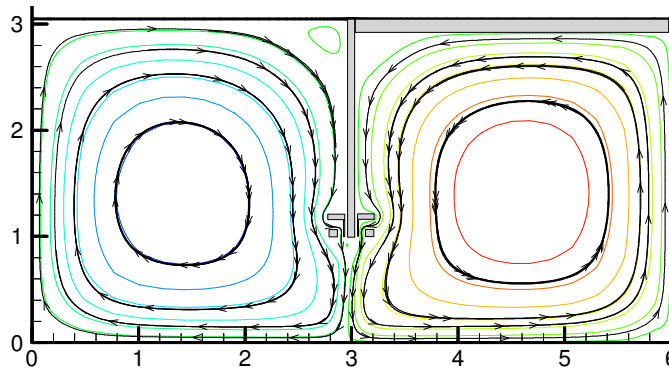


Figura 4.24: Linhas de corrente do escoamento com as duas cortinas em funcionamento, cada uma com  $V_0=3\text{m/s}$ , (Cálculo em regime permanente,  $T_a=30^\circ\text{C}$  e  $T_f=5^\circ$ ).

Para quantificar as trocas térmicas entre os dois compartimentos recorreu-se à metodologia utilizada por Costa (2006), que consiste em determinar a *potência térmica* transferida através da cortina de ar,  $\dot{Q}$ . Por sua vez, esta consiste na adição de uma componente *difusiva*  $\dot{Q}_{dif}$  (que inclui a difusão molecular e o transporte de natureza turbulenta) e uma componente *advectiva*  $\dot{Q}_{adv}$ , associada à energia transportada pelo caudal de ar que atravessa o plano da porta. Assim, a potência térmica transferida (expressa em *Watt por metro* de largura da porta, uma vez que se trata de um domínio simulado bidimensional, com a porta a abranger toda a largura dos compartimentos), é dada por:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{dif} + \dot{Q}_{adv} \quad (4.8)$$

Com,

$$\dot{Q}_{dif} = \int_0^{H_p} \left( k_{ef} \cdot \frac{dT}{dx} \right) \Big|_{x_p} dy \quad (4.9)$$

$$\dot{Q}_{adv} = \rho \cdot c_p \int_0^{H_p} \left[ u(T - T_{ref}) \right] \Big|_{x_p} dy \quad (4.10)$$

O rendimento de vedação ( $\eta$ ) determina-se pela aplicação da expressão (4.6).

Na figura 4.25 mostram-se os resultados do efeito de vedação obtido por esta metodologia, para diferentes velocidades do jacto e para as duas configurações referidas anteriormente. Para a configuração de duas cortinas, os valores de  $V_0$  referem-se a velocidades impostas a cada um dos jactos.

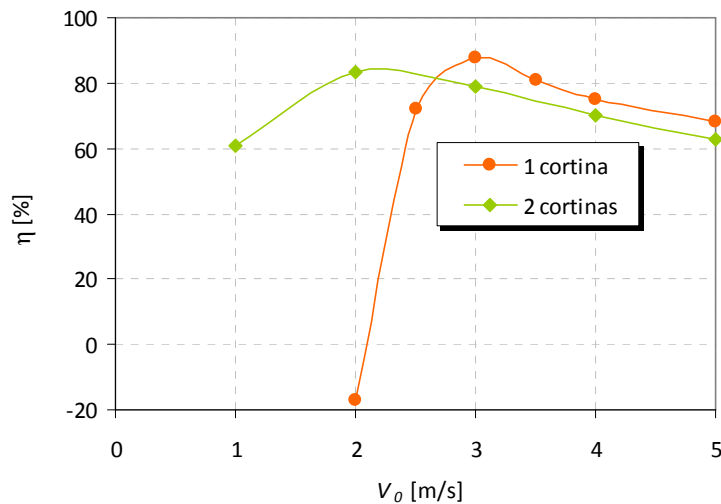


Figura 4.25: Rendimento de vedação para diferentes velocidades do jacto  $v_0$ , obtidas com o código de cálculo “aberto”, (em regime permanente,  $T_q=30^\circ\text{C}$  e  $T_f=5^\circ$ ).

Embora os resultados anteriores se refiram à situação 2D e em regime permanente, e portanto não possam ser comparados com os obtidos por simulação transiente e 3D, com esta aproximação, podem ser detectados vários detalhes do escoamento.

Na configuração em que apenas uma cortina é instalada no compartimento correspondente ao exterior (quente), o rendimento máximo de vedação foi de 87.7%, obtido para uma velocidade do jacto ( $V_0=3$  m/s). Já na configuração que contempla duas cortinas, o rendimento máximo foi de 83.3%, correspondente a uma velocidade de 2 m/s, em cada um dos jactos. Verifica-se também que, para velocidades do jacto superiores àquela que corresponde o rendimento máximo, o efeito de vedação diminui de forma praticamente linear. Por outro lado, para velocidades inferiores à óptima, o jacto não consegue atingir o solo, perdendo-se, deste modo, o efeito de vedação.

Uma vez que o efeito de vedação depende da quantidade de movimento inicial imprimida ao jacto, comparando as condições que correspondem à máxima vedação em ambas as configurações (tabela 4.4), verifica-se que à configuração que contempla duas cortinas de ar corresponde uma menor quantidade de movimento inicial, o que pode sugerir que esta seja a melhor configuração. Contudo, neste caso, o caudal de ar injectado é maior, e o rendimento de vedação (83%) é inferior ao da configuração de uma só cortina. Por outro lado, esta configuração, além de conseguir um melhor efeito de vedação, apresenta outras vantagens adicionais, uma vez que terá metade dos custos de aquisição, exploração e manutenção do equipamento.

Tabela 4.4: Comparação das configurações estudadas com o código “aberto”.

Configuração	$\rho_0$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$b_0$ [m]	$V_0$ [m/s]	$b_0 \cdot V_0$	$\rho_0 \cdot b_0 \cdot V_0^2$
Cortina exterior	1.164	0.04	3	0.12	0.419
Cortina exterior +	+	+	+	0.16	0.389
Cortina interior	1.269	0.04	2		

Uma vez que a simulação tridimensional apresentada nas secções anteriores é transiente, teria interesse o confronto com os resultados da simulação transiente bidimensional obtida com este código “aberto”. Contudo, neste último caso, o cálculo mostrou-se bastante oscilatório, o que pode reflectir a existência de eventuais incoerências na versão transiente do código. Embora se pudesse explorar a origem de tal comportamento do cálculo, utilizando o código “aberto”, a via que acabou por ser seguida, foi a que se expõe na subsecção seguinte.

#### 4.7.2- Configuração 3D com a porta a abranger toda a largura das salas

Sobre o modelo tridimensional implementou-se uma versão bidimensional, que consistiu em modelar a porta de ligação (e a cortina de ar) de forma a estender-se a toda a largura das salas. Deste modo, além dos efeitos viscosos provocados pelas paredes laterais, esta metodologia permite a comparação da simulação transiente bidimensional e tridimensional.

Para a situação de referência (cortina desligada,  $V_0=0$  m/s), e uma vez que a porta ocupa toda a largura dos compartimentos, a infiltração é mais elevada quando comparada com a configuração estudada nas secções precedentes. Na figura 4.26-a mostram-se os vectores de velocidade para a situação de cortina desligada 15 segundos após a abertura da porta, e pode observar-se que o ar quente exterior entra livremente pela parte superior da porta, percorrendo quase a totalidade do compartimento arrefecido. Por outro lado, com a cortina de ar em funcionamento, e para o mesmo instante de tempo, a troca de ar entre os dois compartimentos é claramente diminuída pelo jacto da cortina (vd. figura 4.26-b).

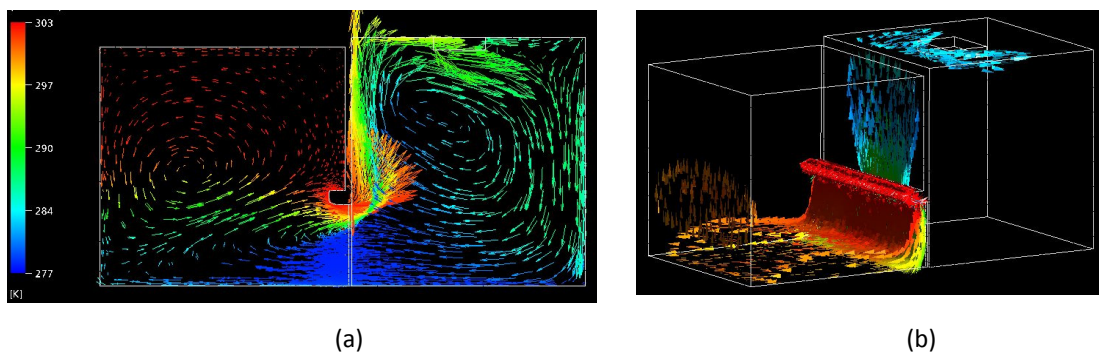


Figura 4.26: Vectores de velocidade coloridos com os valores locais da temperatura, 15s após a abertura da porta, (a)  $V_0=0$  m/s e (b) Iso-superfície de vectores ( $V=0.5$ m/s) para  $V_0=3$  m/s.

A figura 4.27 compara a evolução do perfil de temperaturas no plano de simetria vertical entre a simulação 3D (porta com 0.6 m de largura) e a simulação 2D (porta a toda a largura dos compartimentos) para o caso da cortina desligada. Na aproximação 2D, uma vez que a área de ligação entre os dois compartimentos é bastante maior, também as trocas de ar e de energia se dão a uma taxa mais elevada. Repare-se também que na configuração 2D, contrariamente ao que acontece na configuração 3D, após 20s de porta aberta, as trocas de energia entre os dois compartimentos são dominadas essencialmente por difusão. Este facto é também confirmado pelo gráfico da evolução da energia admitida pelo compartimento arrefecido, para  $V_0=0$  m/s após os 30s (vd. figura 4.28-a).

Uma vez que na configuração 2D o fluxo de ar e energia que atravessam a porta são mais elevados para a situação de cortina desligada, implica que seja maior a redução das trocas entre os dois compartimentos, no caso de o equipamento de cortina de ar se encontrar em funcionamento. Isso mesmo pode ser observado pela figura 4.28-b. Embora, neste caso, a

velocidade do jacto da cortina a que corresponde um efeito de vedação máximo também seja de  $V_0=3$  m/s, o rendimento máximo verificado é de 81.5% (para  $t=15s$ ) na configuração 2D, contra 75.5% (para  $t=25s$ ) na configuração 3D.

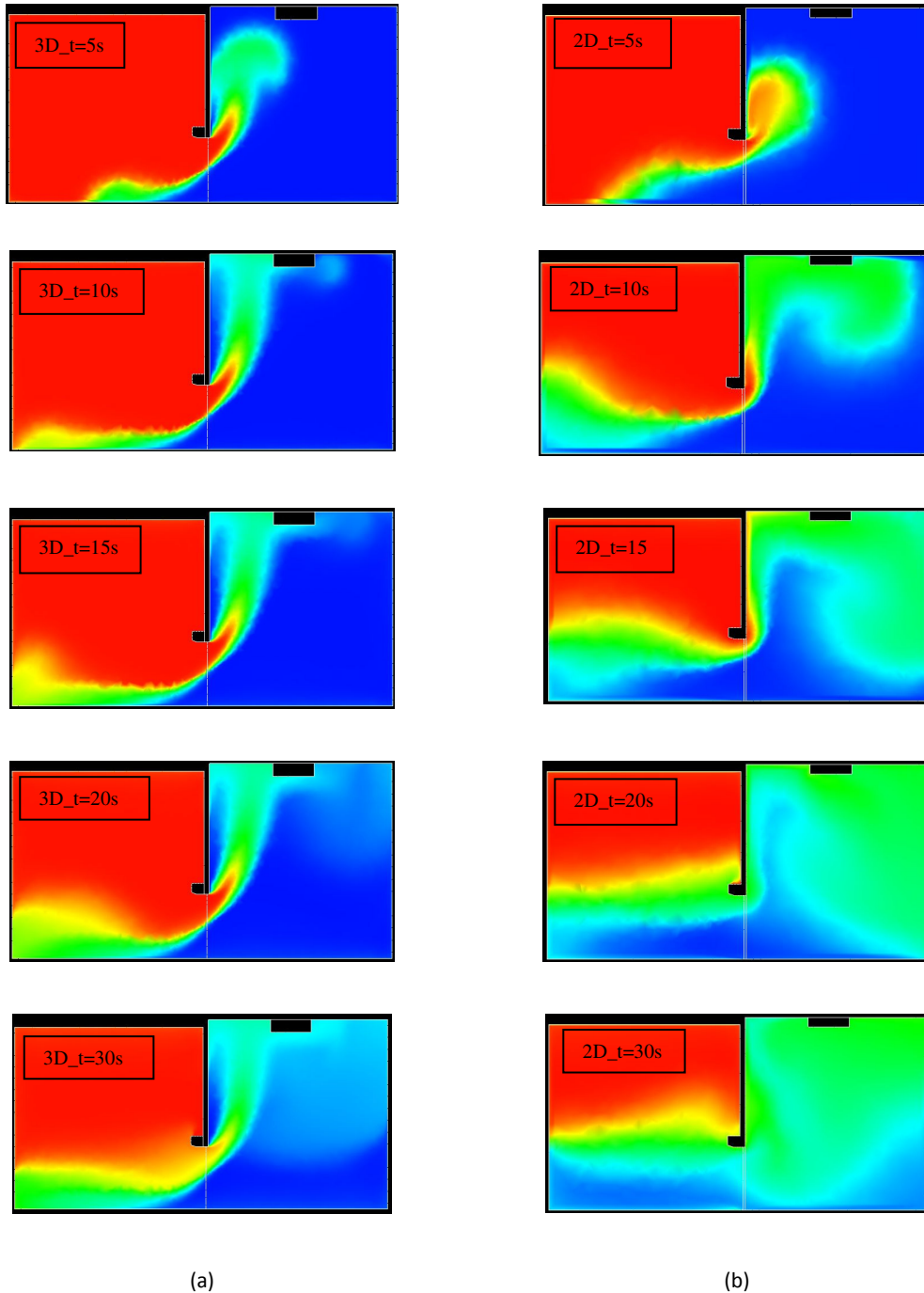


Figura 4.27: Comparação dos campos de temperatura em instantes sucessivos, obtidos pela simulação (a) tridimensional e (b) bidimensional. ( $V_0=0$  m/s;  $T_0=30^\circ\text{C}$  e  $T_f=5^\circ\text{C}$ ).

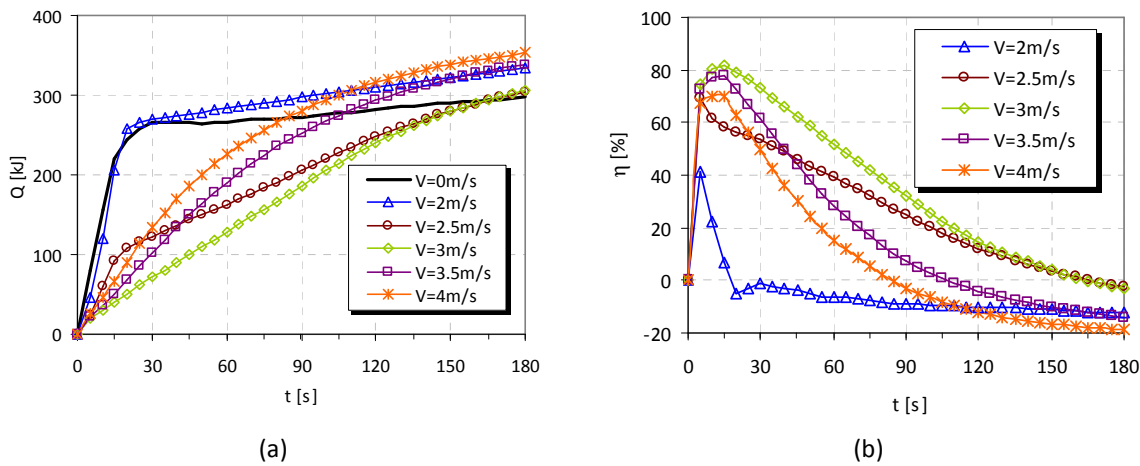


Figura 4.28: Resultados do cálculo numérico – bidimensional, CFX. Evolução temporal (a) da energia interna do compartimento frio (b) do rendimento de vedação. ( $\eta_{m\acute{a}x}=81.5\%$  para  $V_0=3\text{m/s}$  em  $t=15\text{s}$ ).

Como se referiu anteriormente, no caso de referência ( $V_0=0$  m/s), as trocas de energia através da abertura dão-se principalmente nos 20s após a abertura da porta. Em oposição, com a cortina de ar em funcionamento, com um jacto estável e contínuo até ao solo, o fluxo de energia mantém-se aproximadamente constante ao longo do tempo. Isto justifica a diminuição acentuada do rendimento de vedação para as diferentes velocidades do jacto. Verifica-se ainda que o rendimento de vedação chega a atingir valores negativos, que se devem ao facto de, com a cortina de ar em funcionamento, o ar quente que se encontra estagnado acima da cota da padieira da porta, ser aspirado pela cortina de ar e posteriormente injectado pelo bocal de descarga. Embora esta configuração, em que o compartimento exterior é confinado, não se encontre em situações reais, o funcionamento contínuo do equipamento da cortina de ar seria obviamente prejudicial, uma vez que as trocas de energia seriam aumentadas.

Assim, verifica-se, pelo menos aparentemente, que a modelação bidimensional consegue prever a velocidade óptima de vedação, mas sobreavalia a eficiência de vedação. Por outro lado, esta abordagem não detecta os efeitos tridimensionais devido ao estrangulamento do escoamento provocado pela porta.

#### **4.8- PREVISÕES ANALÍTICAS DA INFILTRAÇÃO DE AR NO ESPAÇO ARREFECIDO**

Nesta secção apresenta-se a comparação da precisão da infiltração de ar através da porta – desprotegida – resultante de diferentes modelos analíticos descritos no capítulo 1. As previsões desses modelos são comparadas com as medições experimentais e as obtidas através do cálculo numérico.

Os modelos analíticos avaliados foram: Brown e Solvason (1962), Tamm (1963), Fritzsche e Lilienblum (1968), Gosney e Olama (1975), Pham e Oliver (1983), Jones et al (1983) e Wilson e Kiel (1990), cuja infiltração de ar foi calculada através das equações (1.23), (1.7), (1.12), (1.14), (1.18), (1.19) e (1.20) respectivamente.

Segundo Wilson e Kiel (1990), os valores do coeficiente de descarga  $K$ , presente na equação (1.20), podem variar entre 0.4 e 0.6, pelo que em todos os cálculos aqui apresentados foi considerado um valor médio ( $K=0.5$ ) desse intervalo.

Nos ensaios experimentais, a determinação da infiltração foi obtida através da técnica dos gases traçadores, pela aplicação da expressão (2.5).

Relativamente à modelação numérica, embora se tivessem mantido as condições de modelação anteriormente expostas, neste caso todas as superfícies do modelo foram consideradas adiabáticas.

A figura 4.29 mostra a evolução da taxa de infiltração em função do tempo de porta aberta. Como se pode observar, a taxa de infiltração medida experimentalmente varia consideravelmente ao longo do tempo. As flutuações que se observam no gráfico devem-se, provavelmente, quer à própria metodologia de captação do  $\text{CO}_2$ , quer ao intervalo mínimo de medida do equipamento.

Observa-se também que o modelo numérico consegue prever com bastante precisão, qualitativamente e quantitativamente, a taxa de infiltração ao longo do tempo.



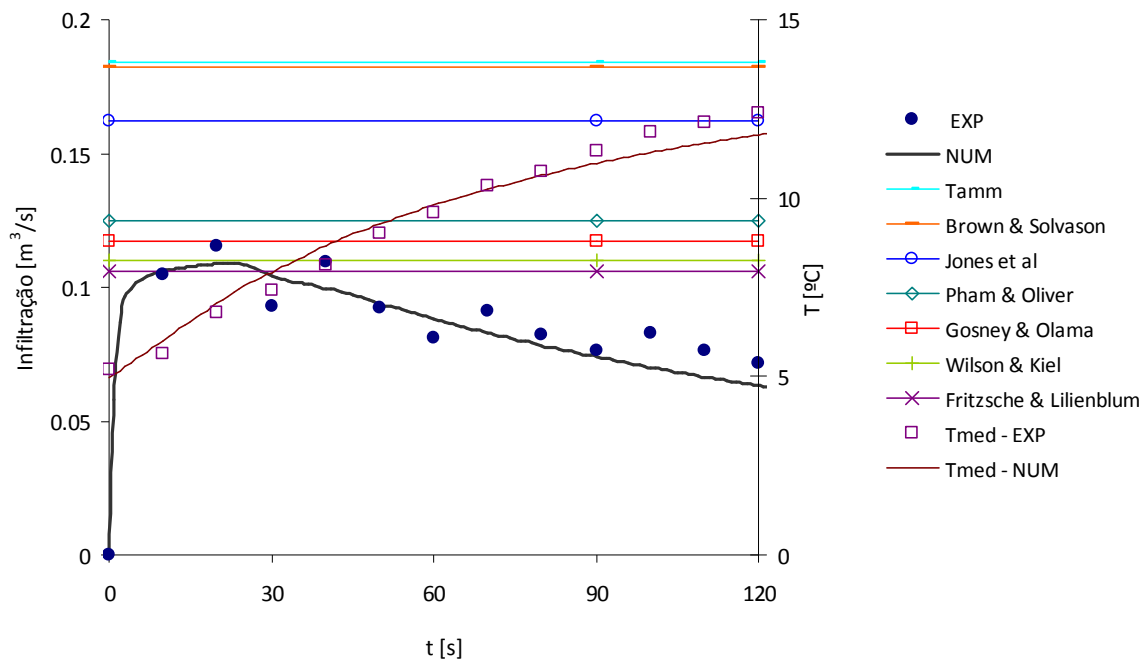


Figura 4.29: Evolução da infiltração de ar pela porta (Experimental e numérico), e as previsões obtidas pelos diferentes modelos analíticos para as mesmas condições iniciais,  $\Delta T=25^{\circ}\text{C}$ ; e ainda a evolução da temperatura média interior medida experimentalmente e a resultante do cálculo numérico.

Uma vez que os modelos analíticos admitem condições de regime permanente, a taxa de infiltração mantém-se constante e independente do tempo, após a abertura da porta. Como se pode observar a maioria dos modelos analíticos sobreavaliam a taxa de infiltração relativamente ao verificado experimentalmente. Contudo, os modelos de Fritzsche e Lilienblum, Wilson e Kiel e Gosney e Olama são os que apresentam uma melhor previsão da infiltração máxima, sendo capazes de dar uma boa estimativa para curtos períodos de tempo de porta aberta.

Foster *et al* (2003) constataram que o modelo de Gosney e Olama e o modelo de Fritzsche e Lilienblum sobreavaliavam a infiltração, em média, 39% e 43%, respectivamente. De facto essa avaliação apenas pode ser feita para um determinado intervalo de tempo de porta aberta.

Logo após a abertura da porta, e devido à diferença de densidades do ar interior e exterior, verifica-se um aumento rápido da infiltração de ar, atingindo o seu máximo aproximadamente 20 segundos após a abertura da porta. Com o decorrer do tempo a diferença de temperaturas entre o interior e o exterior vai diminuindo, decrescendo

também a taxa de infiltração. Na figura 4.29 mostra-se ainda a evolução temporal da temperatura média do espaço arrefecido. Como se pode observar, a temperatura no interior aumenta rapidamente ao longo do tempo. A discrepância da evolução da temperatura obtida por via numérica e experimental pode dever-se ao facto de no modelo numérico todas as paredes serem consideradas adiabáticas, enquanto que experimentalmente alguma energia é admitida para o espaço interior pelas paredes que não são completamente isolantes.

Em virtude de todos os modelos analíticos admitem que a densidade do ar interior se mantém constante, é de esperar que a taxa de infiltração calculada seja superior ao verificado.

Aberta a porta de ligação, o ar frio (interior) tende a sair pela parte inferior, ao mesmo tempo que ar quente entra no espaço arrefecido pela parte superior. Uma vez que tem que ser garantida a conservação de massa no domínio das duas salas, e que a densidade do ar interior é superior à do ar exterior, seria de esperar que o ponto neutro (ponto de inversão do escoamento) se localizasse abaixo do ponto médio da altura da porta (*vd.* figura 4.31). Na verdade, verifica-se exactamente o contrário, isto é, numa fase inicial o ponto neutro situa-se ligeiramente acima da meia altura da porta. Para garantir a conservação de massa, verifica-se que a magnitude da velocidade é superior na parte superior da porta. Com o decorrer do tempo o escoamento perde vigor e o ponto neutro tende para a meia altura da porta. Este facto pode ser confirmado pela observação da figura 4.30 em que o “ponto branco” representa a meia altura da porta, ilustrada também pela figura 4.31.

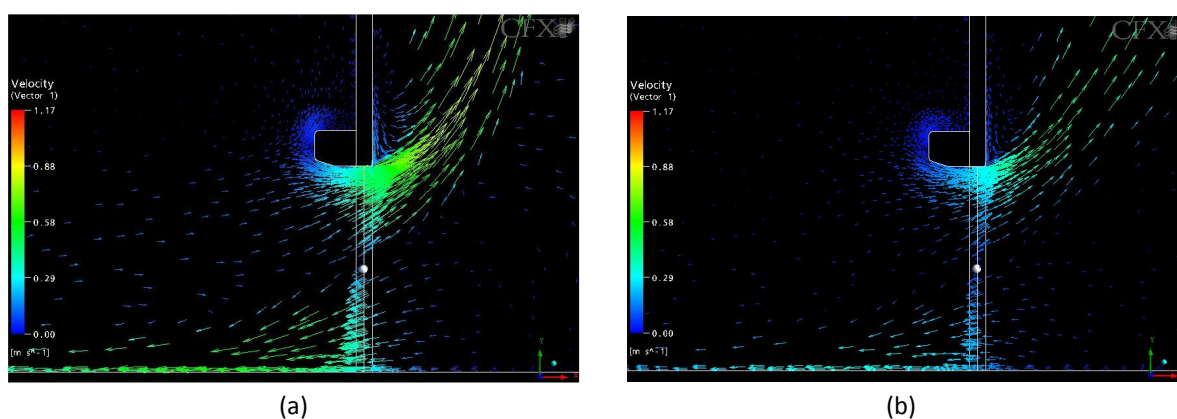


Figura 4.30: Campo de velocidade, (a)  $t=30s$  e (b)  $t=120s$  após a abertura da porta obtidos por via numérica, no plano de simetria dos compartimentos.

Como referido anteriormente, embora as sondas termoanemométricas tivessem mostrado uma certa inércia térmica, elas foram utilizadas para uma caracterização qualitativa do perfil vertical de velocidades no plano da porta. Na figura 4.31, mostram-se os perfis verticais de velocidade, obtidos experimentalmente com as 14 sondas termo-anemométricas colocadas no plano da porta, e também os valores obtidos por via numérica. Verifica-se uma boa concordância dos resultados obtidos por ambas as vias, experimental e numérica.

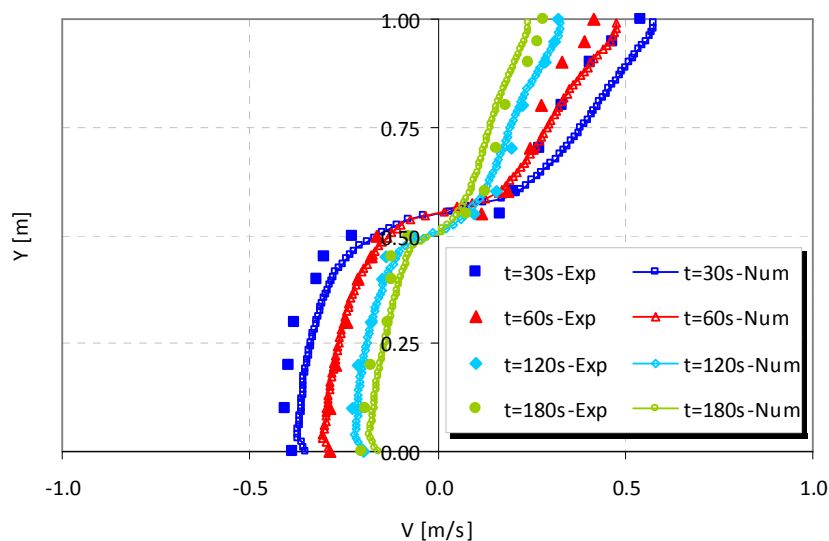


Figura 4.31: Perfis verticais de velocidade no plano perpendicular à porta passando pelo seu centro, obtidos por via experimental e numérica, para diferentes instantes após a abertura da porta.

Como se pode observar, na parte superior da porta o padrão de escoamento assemelha-se a um jacto, enquanto que abaixo da meia-altura da porta, o perfil de velocidades apresenta uma certa curvatura, justificada pelos efeitos viscosos junto ao chão. O mesmo comportamento foi observado por Hendrix *et al* (1989). Contudo, abaixo do nível neutro o perfil obtido por estes investigadores tem uma curvatura mais reduzida. Estes autores consideram também que os efeitos viscosos das ombreiras e da padieira da porta são considerados desprezáveis.

Na figura 4.32 apresentam-se os perfis da componente horizontal da velocidade segundo a largura da porta e para diferentes alturas, obtidos por via numérica, 60 segundos após a abertura da porta. Uma vez que foi simulado apenas metade do domínio, o plano central

(vertical) da porta serve como “espelho”. Mostram-se ainda os valores da velocidade obtidos por via experimental para uma altura de 0.2 m a partir do solo.

Ao contrário do que seria de esperar, a velocidade máxima do escoamento não ocorre no centro da porta, mas sim perto da ombreira desta. Na verdade, esta verificação justifica-se pelo efeito tridimensional provocado pela ombreira da porta, uma vez que esta funciona como um estrangulamento do escoamento, impondo-lhe uma aceleração nesta zona. Contudo, este efeito não se observa (ou é praticamente desprezável) para alturas próximas na zona neutra onde a velocidade tem obviamente uma intensidade mais baixa e constante ao longo da largura da porta.

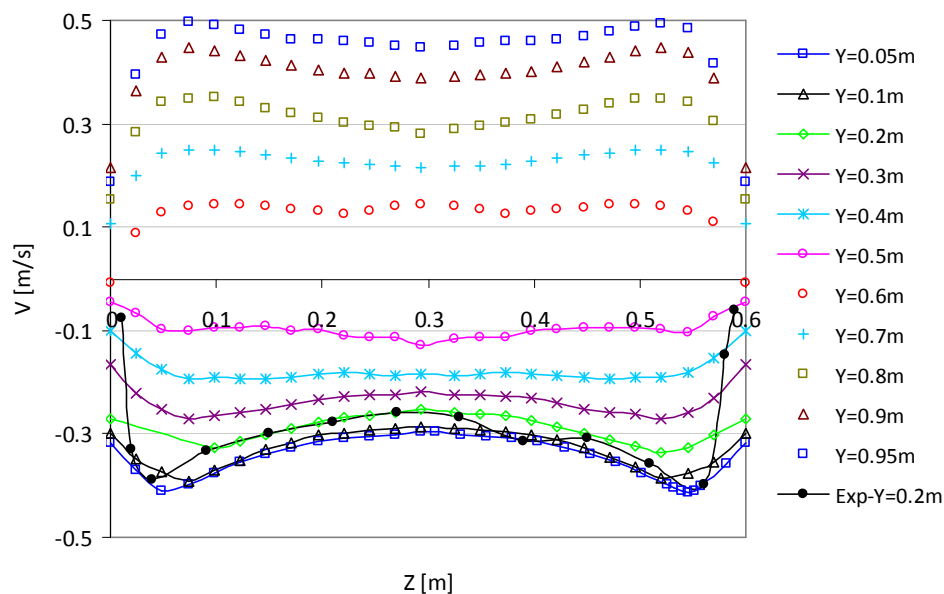


Figura 4.32: Componentes horizontais (U) da velocidade no plano da porta (obtidos por CFD), para diferentes alturas a partir do solo e para o instante  $t=60s$  após a abertura da porta.

Como se pode observar, pela figura 4.33, este efeito tridimensional vai-se esbatendo com o tempo, uma vez que diminui também a velocidade do escoamento.

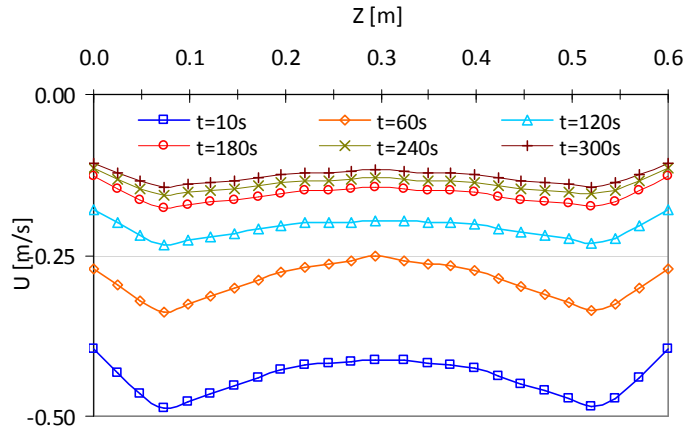


Figura 4.33: Perfis longitudinais da componente horizontal da velocidade (U) para instantes sucessivos, em  $Y=0.2$  m.

O efeito tridimensional de estrangulamento é claramente identificado pela figura 4.34 obtida através da simulação CFD, onde se mostra uma iso-superfície de vectores de velocidade ( $V=0.2$  m/s). O ar frio que sai da câmara frigorífica pela parte inferior da porta derrama-se em todas as direcções no domínio exterior. Junto à padieira da porta o ar quente entra no espaço arrefecido com uma velocidade sensivelmente maior formando-se um jacto turbulento até atingir o tecto.

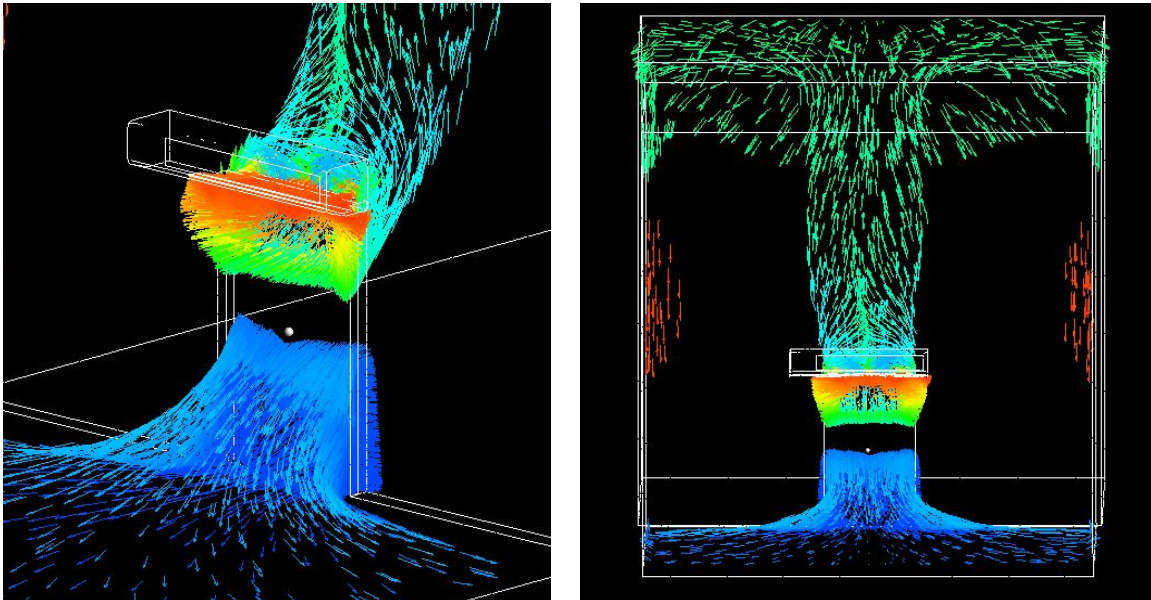


Figura 4.34: Iso-superfície de velocidade ( $V=0.2$  m/s) para  $t=60$  s; com  $T_a=30^\circ\text{C}$  e  $T_f=5^\circ\text{C}$ .

Como limitações fortes à aplicabilidade dos modelos analíticos atrás citados podem referir-se as seguintes: não têm em conta a relação entre a dimensão da porta e altura e comprimento do espaço, ignoram os efeitos tridimensionais do escoamento e admitem condições de escoamento em regime permanente.

Em câmaras frigoríficas pequenas, como o volume de ar é reduzido e as mudanças de ar são mais frequentes, o fenómeno é claramente transiente. Contrariamente, em câmaras grandes o fenómeno pode ser considerado aproximadamente em regime permanente, nomeadamente quando a porta é mantida aberta durante intervalos de tempo reduzidos. A modelação CFD pode prever as variações de temperatura, em função do tempo, dentro do espaço arrefecido e na sua vizinhança circundante.

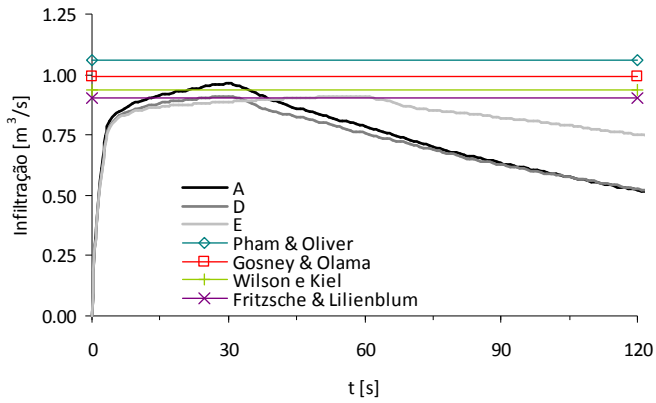
Uma vez que se espera que a taxa de infiltração se altere, quer com a altura da porta, quer com a diferença de temperaturas entre os dois ambientes, e aproveitando os resultados numéricos disponíveis, apresenta-se aqui a comparação das previsões da infiltração obtida com alguns dos modelos analíticos (escolheram-se apenas os que mostraram melhor previsão na configuração laboratorial) com as previsões do cálculo numérico.

Na tabela 4.5 apresentam-se as condições consideradas para temperaturas iniciais no interior do espaço arrefecido e da envolvente exterior e as dimensões das configurações estudadas (*cf.* notação da figura 5.1). Em todas as configurações simuladas, a porção do domínio exterior tinha as mesmas dimensões da câmara frigorífica.

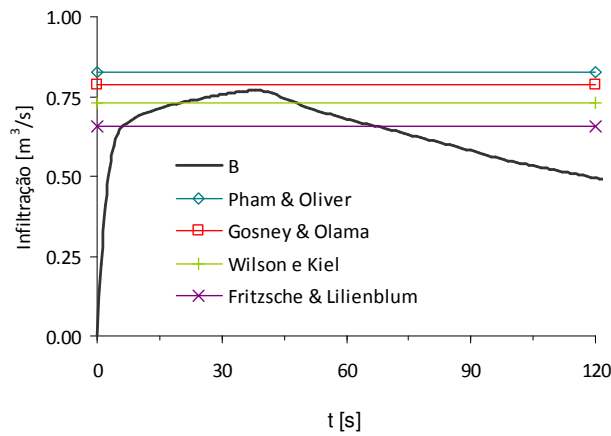
Tabela 4.5: Caracterização das configurações estudadas para avaliação da capacidade de previsão dos modelos analíticos.

Configuração	$\Delta T$ [°C]	Dimensões da porta		Dimensões da câmara			
		$w$ [m]	$H_p$ [m]	$H_c$ [m]	$L$ [m]	$W$ [m]	$H_p/H_c$
A	25	1.8	2	4	6	6	0.5
B	15	1.8	2	4	6	6	0.5
C	25	1.8	3	4	6	6	0.75
D	25	1.8	2	6	6	6	0.33
E	25	1.8	2	6	12	6	0.33

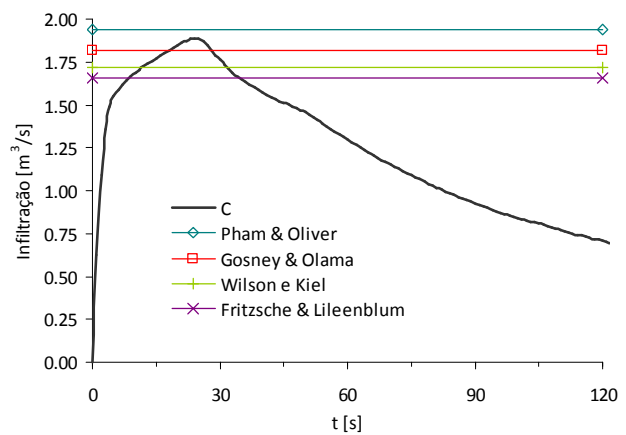
Na figura 4.35 mostra-se o confronto da taxa de infiltração obtida por simulação numérica e os correspondentes valores resultantes da aplicação dos modelos analíticos, para as configurações expostas na tabela 4.5.



(a)



(b)



(c)

Figura 4.35: Comparação da evolução da taxa de infiltração de ar, obtida por via numérica com as previsões obtidas pelos modelos analíticos.

Dos resultados obtidos verifica-se que para curtos períodos de abertura da porta todos os modelos testados (Fritzsche e Lilienblum, Gosney e Olama, Pham e Olive, e Wilson e Kiel) prevêem com razoável precisão a infiltração de ar. Contudo, dependendo da configuração, alguns modelos tendem a sobreavaliar a infiltração enquanto que noutros modelos a infiltração fica aquém do obtido pela simulação numérica.

Da figura 4.35-a, pela comparação dos resultados obtida através de CFD para as configurações “A” e “D”, parece verificar-se que a infiltração é directamente proporcional à relação entre a altura da porta e a altura do compartimento  $H_p/H_C$ . Repare-se que a infiltração de ar na configuração “A” é superior ao verificado para a configuração “D”. Poder-se-ia admitir que as diferenças verificadas se devessem aos diferentes volumes da câmara em cada configuração. Contudo, comparando os valores da infiltração das configurações “D” e “E”, que têm a mesma relação  $H_p/H_C$  o facto de na configuração “E” o volume da câmara ser maior apenas estende o período para o qual a infiltração se mantém constante (regime permanente).

Em Foster *et al* (2003) identificam três fases distintas do escoamento após a abertura da porta desprovida de qualquer dispositivo de protecção: uma fase inicial com duração de 3 a 5 segundos imediatamente após a abertura da porta, com um aumento acentuado da infiltração; seguidamente, uma outra em que o fluxo de ar que atravessa a porta se mantém aproximadamente constante (regime permanente), e portanto zona de aplicabilidade dos modelos analíticos; e finalmente um período de decréscimo da infiltração devida à diminuição da diferença de temperaturas entre os compartimentos. Ainda segundo estes autores, para a maioria das instalações reais, a fase inicial é tão reduzida que pode ser desprezada nos cálculos da infiltração de ar.

De facto, a região em que a taxa de infiltração é aproximadamente constante só se verifica para as configurações “D” e “E” correspondentes a um maior volume interior. Nas restantes configurações, embora com um volume inferior do espaço arrefecido, mas com dimensões próximas de muitas instalações frigoríficas reais (e mesmas dimensões da porta de acesso), a região de infiltração constante não se detecta, apresentando um ligeiro crescimento.

Confirma-se também que a infiltração de ar aumenta com a diferença de temperaturas (*cf.* configurações “A” e “B”) e também com a altura da porta (*cf.* configurações “A” e “C”).



Para a globalidade das configurações testadas, e para pequenos intervalos de tempo de porta aberta, pode afirmar-se que o modelo de Gosney e Olama tende a sobreavaliar a taxa de infiltração, sendo esta ligeiramente subavaliada pela aplicação do modelo de Fritzsche e Lilienblum. Da aplicação do modelo de Wilson e Kiel parecem resultar boas previsões.

#### **4.9- NOTAS CONCLUSIVAS**

Ao longo do capítulo foram apresentados vários resultados das simulações numéricas e sempre que possível a respectiva comparação com as medições experimentais.

Uma das tarefas mais importantes aquando da concepção de um modelo numérico é a sua validação, e que consistiu em confrontar os resultados das simulações com as medições experimentais, para configurações e condições semelhantes.

A verificação da semelhança das condições iniciais e de fronteira, em ambas as vias, numérica e experimental, ficou patente na secção 4.5, onde foi possível identificar e corrigir, por um lado, condições físicas que não estavam a ser modeladas no cálculo numérico e, por outro lado, minimizar fontes de erro prejudiciais à validação do modelo numérico. Deste modo, para os pontos adoptados para a monitorização da temperatura, os resultados obtidos por via numérica foram bastante coerentes com as medições experimentais. Na secção 4.6 e seguintes, nomeadamente através da comparação do rendimento de vedação, tomado como um parâmetro de comportamento global, verificou-se uma boa concordância entre os resultados obtidos por ambas as vias.

Assim, a conjugação destes factos, e ainda dos restantes resultados apresentados ao longo do capítulo parecem ser suficientes para se considerar validado o modelo numérico.

Além de se ter constatada a capacidade de previsão do escoamento, quer com a cortina de ar em funcionamento ou não, a partir do modelo de cálculo, confirmou-se que o fenómeno é claramente tridimensional e transiente.

Também devido a este facto, a modelação bidimensional através do código “aberto” não foi mais explorada. Contudo, esta abordagem mostrou-se adequada quer na previsão da velocidade óptima do jacto que proporciona uma vedação máxima, quer na simulação do padrão de escoamento desenvolvido no domínio dos dois compartimentos.

## CAPÍTULO 5 – ESTUDO PARAMÉTRICO

### 5.1- INTRODUÇÃO

A capacidade de vedação de uma cortina de ar depende do equilíbrio entre a quantidade de movimento do próprio jacto de ar e as forças inerentes ao escoamento transversal que se pretende neutralizar. Em particular, no caso de um equipamento de cortina de ar instalado sobre um vão de porta com uma determinada altura,  $H_p$ , entre dois espaços com uma diferença de temperaturas,  $\Delta T$ , a eficácia de vedação depende da correcta selecção da espessura do bocal de descarga,  $b_0$ , da velocidade do jacto,  $V_0$ , e do seu ângulo de orientação,  $\alpha_0$ .

Existem, contudo, outros factores igualmente importantes, como sejam: garantir que o bocal de descarga da cortina tenha comprimento suficiente para que o jacto de ar abranja toda a largura do vão; o bocal de descarga deve estar o mais aproximado possível do plano da porta; a turbulência inicial do jacto deve ser reduzida.

Por outro lado, podem ser adoptadas diferentes configurações, nomeadamente: compartimento onde é instalado o equipamento de cortina de ar; direcção (vertical ou horizontal) e sentido (descendente ou ascendente) de desenvolvimento do jacto; com ou sem recirculação de ar; número de bocais de injeção; etc.

Neste capítulo, apresentam-se os resultados de um estudo paramétrico detalhado, a fim de avaliar a influência de cada uma das variáveis mais relevantes sobre o desempenho de um equipamento de cortina de ar. Os resultados foram obtidos por simulação numérica do campo do escoamento, utilizando o modelo tridimensional e transiente implementado no código ANSYS CFX<sup>®</sup>, descrito no capítulo 4. Embora se mantenha a maioria das condições de modelação referidas no capítulo anterior, as superfícies do domínio físico foram consideradas adiabáticas para efeitos deste estudo paramétrico. Admite-se, ainda, que o domínio simulado não possui massa de acumulação térmica, isto é, que o compartimento representativo da câmara frigorífica não tem produtos armazenados.

Antes da campanha de cálculos sistemáticos, foi efectuado um estudo de independência da malha e do passo de avanço no tempo.

Este capítulo está dividido em várias secções, cada uma dedicada ao estudo da influência de um dos parâmetros seleccionados, em termos de eficiência de vedação. Na secção 5.2 descreve-se a configuração de base e analisam-se os resultados de simulação para uma vasta gama de velocidades, identificando a velocidade óptima do jacto para essa configuração. Na secção 5.3 analisa-se a influência das condições de simulação do ambiente exterior. Por seu turno, na secção 5.4 é estudada a influência da altura do vão da porta,  $H_p$ , nomeadamente na velocidade óptima do jacto da cortina de ar, enquanto na secção 5.5 esse estudo é feito para três níveis de diferença de temperatura nominal,  $\Delta T$ . Nas secções 5.6 e 5.7 apresentam-se os estudos relativos às influências da largura,  $b_0$ , e do ângulo de orientação,  $\alpha_0$ , do bocal de descarga do jacto. Na secção 5.8 é analisada a situação em que o equipamento de cortina de ar é instalado no lado interior da câmara frigorífica e, na secção 5.9, é estudada uma configuração com recirculação do ar, recolhido ao nível do solo. A capacidade de vedação obtida com duas cortinas gémeas, uma no interior, outra no exterior, é analisada na secção 5.10. Nas secções 5.11 e 5.12 são estudadas configurações com cortina de ar horizontal, a toda a altura do vão, sem e com recirculação de ar, respectivamente. Na secção 5.13 resumem-se as conclusões globais do estudo paramétrico, nomeadamente quanto à configuração óptima de operação destes equipamentos. Finalmente, na secção 5.14 sugerem-se indicações importantes para que os equipamentos possam funcionar autonomamente, nas suas condições óptimas de operação.

## **5.2- CONFIGURAÇÃO DE BASE**

A geometria de base do modelo numérico consiste em duas salas contíguas com uma porta de ligação, representando uma o interior de uma câmara frigorífica e a outra, o ambiente exterior (*vd.* figura 5.1). À semelhança da instalação laboratorial, este modelo tem um plano de simetria a meia-largura das salas, pelo que apenas é simulada uma metade do domínio. Na tabela 5.1 apresentam-se, juntamente com outras condições de referência, as dimensões da geometria de base, de valores semelhantes aos de uma instalação típica (e.g., a porta deve permitir a passagem de um empilhador comum normalmente utilizado em operações de carga e descarga).

Tabela 5.1: Condições e parâmetros da configuração de base.

Salas [m]			Porta [m]		Cortina [m]			Condições			
L	W	H	w	H <sub>p</sub>	b <sub>0</sub>	l	H <sub>c</sub>	T <sub>q</sub> [C°]	T <sub>f</sub> [C°]	α <sub>0</sub> [°]	V <sub>0</sub> [m/s]
6	6	4	1.8	2	0.1	1.9	2.1	30	5	0	Variável

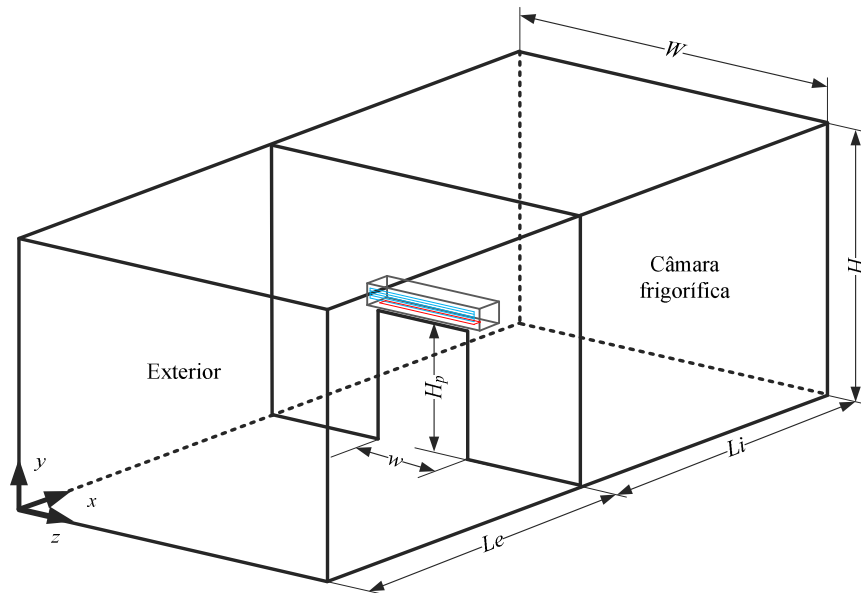


Figura 5.1: Representação esquemática da configuração de base.

Relativamente ao dispositivo de cortina de ar, podem encontrar-se equipamentos de dimensões bastante diversas, quer da própria caixa do ventilador, quer da espessura do bocal de descarga (3 cm a 14 cm<sup>1</sup>). No modelo numérico, o equipamento de cortina de ar é representado por um sólido com forma paralelepipedica (0.4 m de largura, 0.3 m de altura e 2 m de comprimento), com as arestas arredondadas, do lado exterior, com o bocal de descarga situado 10 cm acima da padieira da porta<sup>2</sup>. O bocal de descarga, na face inferior, tem uma largura de 10 cm. A aspiração é feita lateralmente através de uma grelha com 15 cm de largura. Para que o bocal de descarga abarque a porta em toda a sua largura, foi considerado um comprimento de 1.9 m.

Nesta fase, para esta configuração de base, pretendeu-se determinar a velocidade de descarga do jacto da cortina correspondente à vedação óptima, para referência com outras configurações a estudar.

<sup>1</sup> Catálogo thermoscreens®; Catálogo Mitsubishi Electronics; Catálogo heice (2008/2009); Catálogo EFAPLU.

<sup>2</sup> Normalmente, as portas de câmaras industriais são deslizantes, existindo calhas horizontais de suspensão por cima do vão.

Em todos os resultados apresentados neste capítulo, a energia térmica sensível que entra na câmara frigorífica,  $Q$ , através da porta, desde o instante da sua abertura, é calculada através da equação 4.6:

$$Q = \int_{t=0}^t \left( \int_V \rho \cdot C_p \cdot T \cdot dV \right) dt . \quad (4.6)$$

Corresponde a um desperdício energético, pois trata-se uma perda de frio, que terá de ser repostado pelo sistema de refrigeração. A eficiência de vedação da cortina de ar é definida pela redução dessa energia que entra na câmara (frio que sai), relativamente à situação de porta aberta sem qualquer protecção.

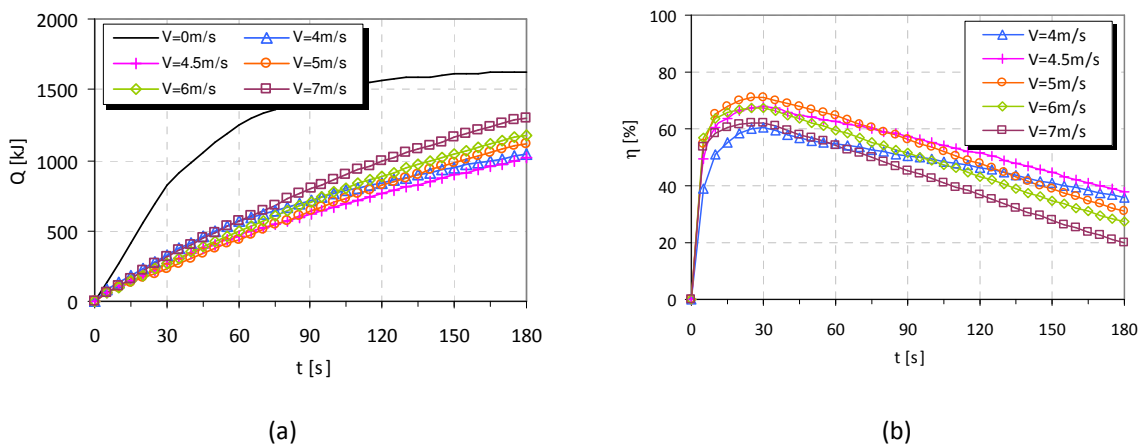


Figura 5.2: Evolução temporal (a) da energia ganha pelo compartimento arrefecido e (b) do rendimento de vedação, para diferentes valores de velocidade ao jacto da cortina.  
Rendimento máximo de 71.3% ( $V_0=5$  m/s); 67.5% ( $V_0=6$  m/s) e 68.1%  $V_0=4.5$  m/s).

Na figura 5.2-a mostra-se a evolução temporal da energia térmica admitida para o interior da câmara frigorífica, a partir do instante de abertura da porta. Observa-se que, quando a cortina se encontra desligada ( $V_0=0$  m/s), o fluxo de energia através do vão da porta, nos primeiros 30s após a abertura da porta, é aproximadamente constante ( $\approx 28$  kJ/s), decrescendo depois gradualmente até valores de  $\approx 7.5$  kJ/s, cerca dos 120s, e atingindo  $\approx 1$  kJ/s aos 180s. De facto, a partir dos 120 segundos, a transferência de energia efectua-se essencialmente por difusão, pois forma-se na parte superior da sala quente (acima da padieira da porta) uma “bolsa” de ar quente (vd. figura 5.3), e o escoamento através do vão é já bastante reduzido.

Com a cortina de ar em funcionamento, e a partir de uma certa velocidade de descarga do jacto, o fluxo de energia através do vão é aproximadamente constante, desde o instante inicial (de abertura da porta). Por exemplo, para  $V_0=5$  m/s, a taxa média de transferência de calor durante os 180s de porta aberta é de 6 kJ/s.

Na figura 5.2-b mostra-se a evolução temporal do rendimento de vedação para diferentes velocidades do jacto da cortina, verificando-se em todos os casos um decréscimo acentuado, após atingir um máximo pouco antes dos 30 s. Isto deve-se, essencialmente, ao facto de o fluxo de calor, na situação de porta desprotegida, também diminuir de uma forma acentuada após esse período inicial.

O rendimento máximo de vedação obtido foi de 71.3%, para  $V_0=5$  m/s. Porém, para períodos de abertura superiores a 90s, uma velocidade do jacto de 4.5 m/s proporcionaria um melhor efeito de vedação.

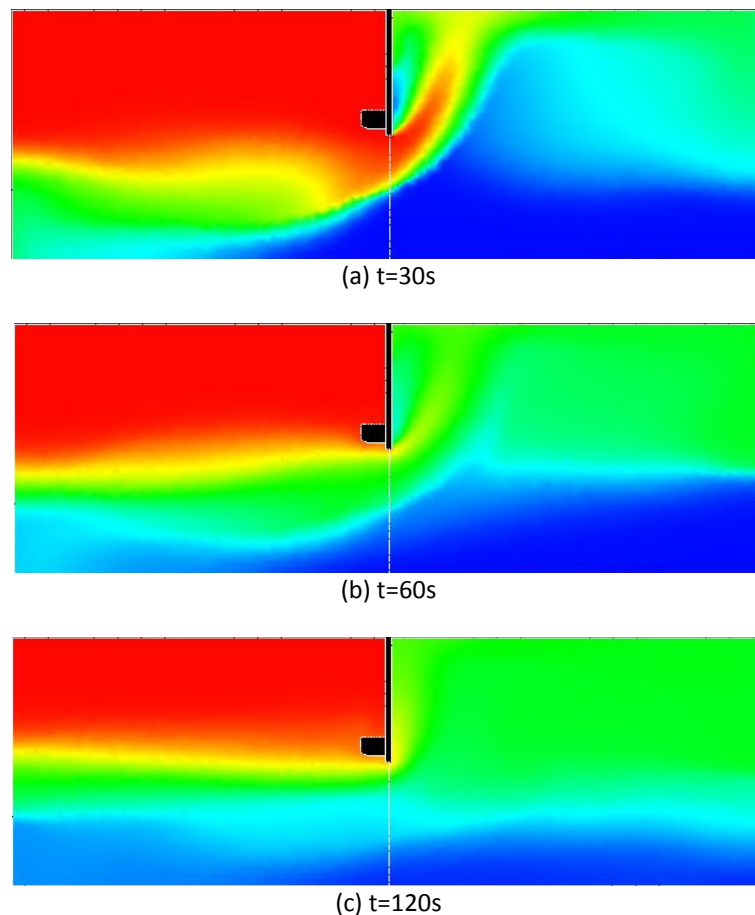


Figura 5.3: Distribuições de temperatura no plano vertical de simetria ( $z=2.9$ m), com a cortina desligada ( $V_0=0$ m/s), para três instantes sucessivos.

Tratando-se de um fenómeno transiente, e uma vez que a diferença de temperaturas ( $\Delta T = T_q - T_f$ ) se altera, podemos concluir que a velocidade óptima do jacto, que garanta continuamente um máximo efeito de vedação, também varia com o tempo. De facto, uma forma de assegurar que a cortina operasse nas condições óptimas de vedação seria através do ajuste, ao longo do tempo, da velocidade do jacto em função da diferença de temperaturas, em ambos os espaços.

### **5.3- INFLUÊNCIA DA EXTENSÃO DO DOMÍNIO EXTERIOR A MODELAR**

Como se referiu, com a cortina de ar desligada ( $V_0 = 0\text{m/s}$ ), o fluxo de energia através da porta é constante apenas nos 30s iniciais. De facto, uma vez que o ambiente exterior é simulado por um domínio fechado, a sua temperatura média vai decrescendo com o tempo, diminuindo também a força motriz que promove o escoamento de convecção natural.

Elsayed (1998) refere que, para os resultados das simulações serem independentes da extensão considerada do domínio exterior, este deve ter, pelo menos, o dobro do comprimento do compartimento interior. Contudo, defende que a altura do domínio exterior não influencia os resultados.

A fim de averiguar a influência da configuração do domínio do ambiente exterior sobre o efeito de vedação previsto numericamente para a cortina de ar, foram testadas duas configurações adicionais: uma, designada de “Fronteira Expandida – FE”, consistiu apenas na duplicação do comprimento do compartimento exterior ( $L_e = 12\text{m}$ ), conforme se representa na figura 5.4; a outra, com as mesmas dimensões da configuração base, mas com a superfície do compartimento exterior oposta à porta considerada como permeável ao escoamento (“Fronteira Aberta – FA”).

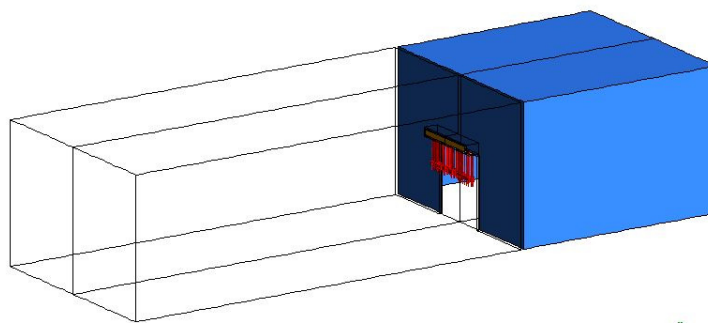


Figura 5.4: Representação geométrica da configuração com o domínio exterior expandido (FE), para um comprimento de 12m.

Assim, dependendo da evolução do cálculo, pode entrar ou sair fluido através dessa fronteira, porém respeitando a conservação global de massa no domínio de cálculo. Este tipo de configuração requer que sejam especificadas as condições no exterior dessa fronteira. Nas simulações realizadas foram consideradas condições de pressão relativa nula e temperatura de 30°C (igual à temperatura inicial do compartimento/ambiente exterior).

Na figura 5.5 ilustra-se a evolução da distribuição de temperatura no plano longitudinal de simetria para a configuração FE e com a cortina de ar desligada. Comparando as figuras 5.3-a e 5.5-a, verifica-se que para  $t=30s$ , os perfis de temperatura no compartimento interior são muito semelhantes. Neste caso, contrariamente ao verificado na configuração de base, o fluxo de energia mantém-se constante, mesmo para além dos 60s após a abertura da porta. Com efeito, sendo o volume do domínio exterior muito maior, a sua temperatura média mantém-se elevada durante mais tempo, assim como o escoamento de convecção livre através da porta (vd. figura 5.5-b).

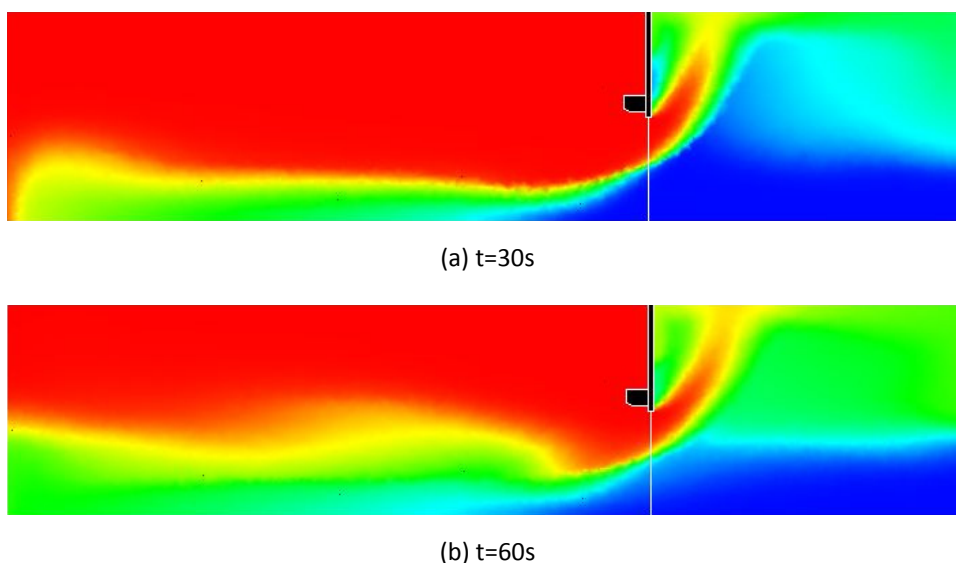
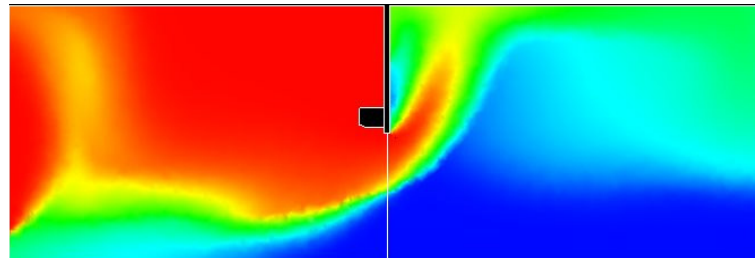


Figura 5.5: Configuração de fronteira exterior expandida (FE): distribuições de temperatura no plano longitudinal de simetria ( $z=2.9m$ ), para  $V_0=0$  m/s, em dois instantes sucessivos.

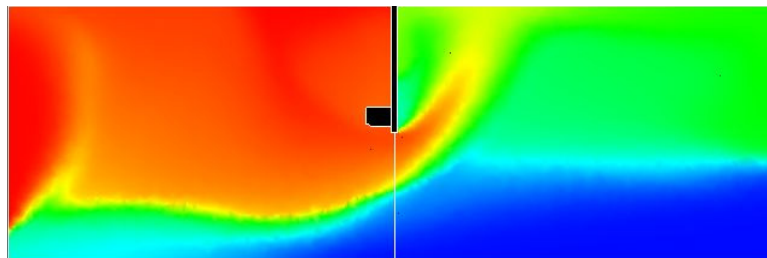
As distribuições de temperatura no interior da câmara frigorífica representadas na figura 5.6 para a configuração “FA” mostram semelhanças com as configurações anteriores, aos 30 s, mas diferenças significativas aos 60s (cf. figuras 5.3-a e 5.5-a). Conforme esperado, o ar frio



sai pela fronteira aberta junto ao chão (face esquerda); porém, a entrada de ar quente exterior ( $T=30^{\circ}\text{C}$ ) através dessa fronteira está associado a um escoamento complexo, recirculatório, originado pelas forças de impulsão térmica logo que entra no domínio (cf. figuras 5.6 e 5.7).



(a)



(b)

Figura 5.6: Configuração de fronteira exterior aberta (FA): distribuições de temperatura no plano de simetria ( $z=2.9\text{m}$ ), com  $V_0=0\text{m/s}$ : (a)  $t=30\text{s}$  e (b)  $t=60\text{s}$ .

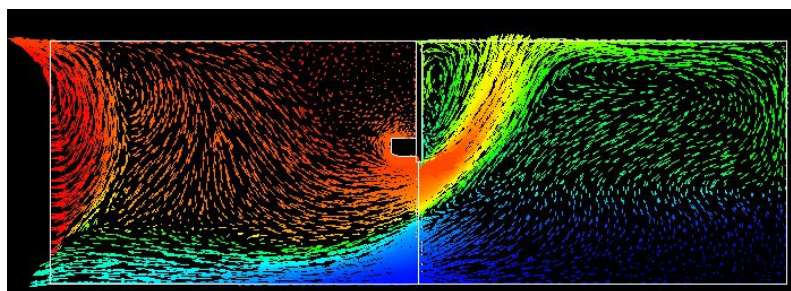


Figura 5.7: Vetores de velocidade coloridos com os valores locais da temperatura de no plano de simetria ( $z=2.9\text{m}$ ), para  $t=60\text{s}$ , na configuração de fronteira exterior aberta (FA).

Este escoamento recirculatório do ar exterior na fronteira induz a mistura com parte do ar frio em escoamento subjacente, resultando uma menor temperatura média do ar na zona superior do espaço exterior. Por conseguinte, é de esperar que o fluxo de energia que entra pelo vão da porta na câmara frigorífica seja menor do que na configuração “FE”, o que se confirma pelos resultados da figura 5.8-a para as três configurações, quando  $V_0=0\text{m/s}$ . Nesta

figura verifica-se que, nos 30s iniciais, o fluxo de calor através da porta se mantém aproximadamente constante e igual para as três configurações ( $\dot{Q} \approx 28$  kJ/s). Após esse período, a configuração de fronteira aberta apresenta um maior decréscimo do fluxo de calor, particularmente para  $t > 120$ s. Contudo, é na configuração de base que o decréscimo é mais acentuado.

Interessa registar que, com a cortina de ar em funcionamento, o fluxo de energia que atravessa a porta é praticamente constante ao longo do tempo e igual em todas estas configurações ( $\dot{Q} \approx 6$  kJ/s), conforme se exemplifica na figura 5.8, para  $V_0 = 5$  m/s. Interessante, também, é o facto de a velocidade óptima de descarga do jacto (atingida durante os primeiros 30s) ser igual a  $V_{0,opt} = 5$  m/s nas três configurações (cf. figuras 5.2-b e figuras 5.2-b, figuras 5.9-b).

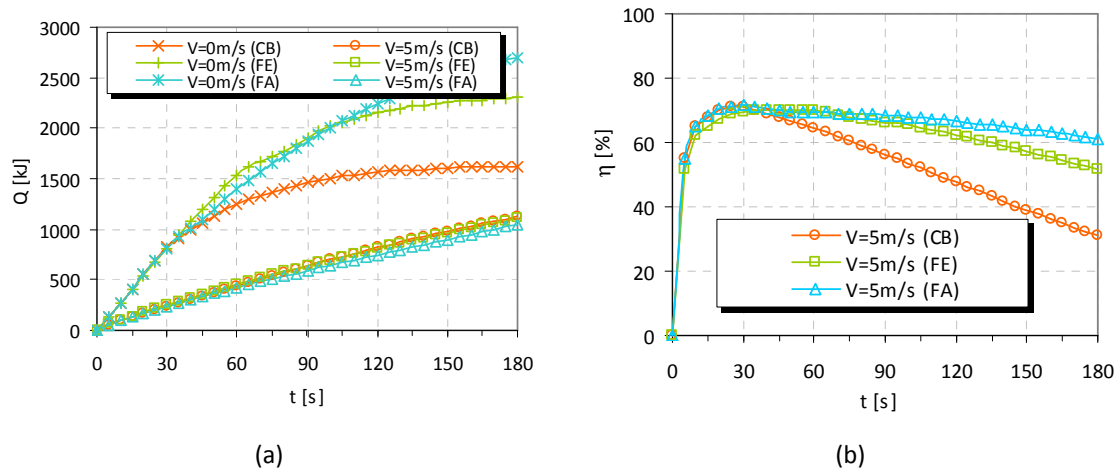


Figura 5.8: Comparação dos resultados para as diferentes configurações: de base (CB); de fronteira exterior expandida (FE) e de fronteira exterior aberta (FA). Evoluções temporais (a) da energia interna do compartimento interior e (b) do rendimento de vedação. Rendimento máximo de 71.3% (CB); 70.2% (FE) e 71.4% (FA).

Na figura 5.9 mostra-se a evolução da energia interna e a eficiência de vedação para diferentes velocidades do jacto, na configuração “FE”. Contrariamente ao rápido decaimento verificado na configuração de base, após se atingir o valor máximo cerca dos 30s, na configuração “FE” o rendimento de vedação mantém-se no valor máximo até aos 60s.

Como já se referiu, isso deve-se essencialmente ao maior volume do espaço exterior no modelo, o que se reflecte principalmente na situação de cortina de ar desligada ( $V_0 = 0$  m/s). Assim, tendo em conta o propósito das simulações (estudo paramétrico) e dada a

proximidade dos resultados obtidos, a simulação da configuração de base é mais vantajosa do que a configuração “FE”, uma vez que necessita, para a mesma dimensão da malha de cálculo, um menor esforço computacional.

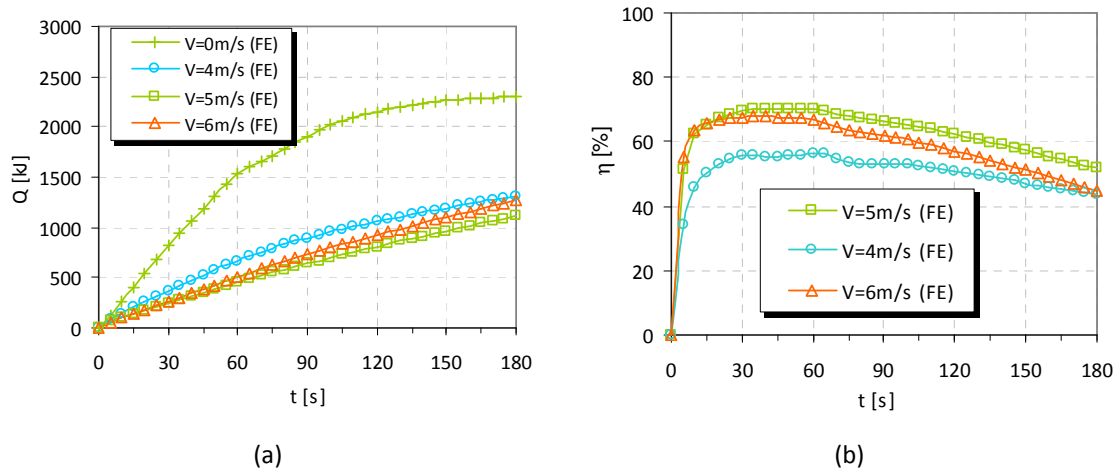


Figura 5.9: Resultados numéricos obtidos para a configuração com fronteira exterior expandida (FE), para diferentes velocidades do jacto da cortina de ar: evoluções (a) da energia interna do compartimento interior; (b) do rendimento de vedação. Rendimento máximo de 56.4% ( $V_0=4$  m/s); 70.2% ( $V_0=5$  m/s) e 67.9% ( $V_0=6$  m/s).

Relativamente à configuração “FA”, embora esta seja uma configuração possível de reproduzir em algumas situações reais, nomeadamente quando a porta confina directamente com o ambiente exterior, na maior parte dos casos as instalações frigoríficas estão, de certa forma, confinadas ao interior do próprio edifício (pavilhão industrial ou similar).

Em Foster *et al* (2007), foi utilizada a modelação numérica 3D para averiguar as condições óptimas de vedação de uma porta de acesso a uma câmara frigorífica, através cortina de ar. Na modelação do ambiente exterior, chegaram a considerar algumas das fronteiras exteriores abertas – permitindo a entrada ou saída de ar do domínio. Das simulações referem que o cálculo se torna instável pelo que acabam por considerar fronteiras exteriores, com superfícies sólidas e adiabáticas.

Pelo exposto, a configuração que melhor satisfaz os objectivos pretendidos, e, por isso, utilizada neste estudo, é a que foi definida como configuração de base.

## 5.4- ALTURA DA PORTA

Para avaliar o efeito da altura da porta,  $H_p$ , foram testadas outras duas alturas da porta ( $H_p=2.5\text{m}$  e  $H_p=3\text{m}$ ), para além da altura de 2 metros já considerada na secção 5.2. Os resultados do rendimento de vedação para as diferentes velocidades do jacto apresentam-se na figura 5.10. Verifica-se que, quanto maior a altura da porta, maior é a velocidade do jacto necessária para o efeito máximo de vedação.

Como esperado, a potência térmica trocada entre os dois compartimentos aumenta com a altura do vão  $H_p$ , uma vez que aumenta a área de transferência. Na figura 5.11-a mostra-se a evolução da energia térmica na câmara frigorífica a partir do momento de abertura da porta, para as diferentes alturas desta e com a cortina de ar desligada.

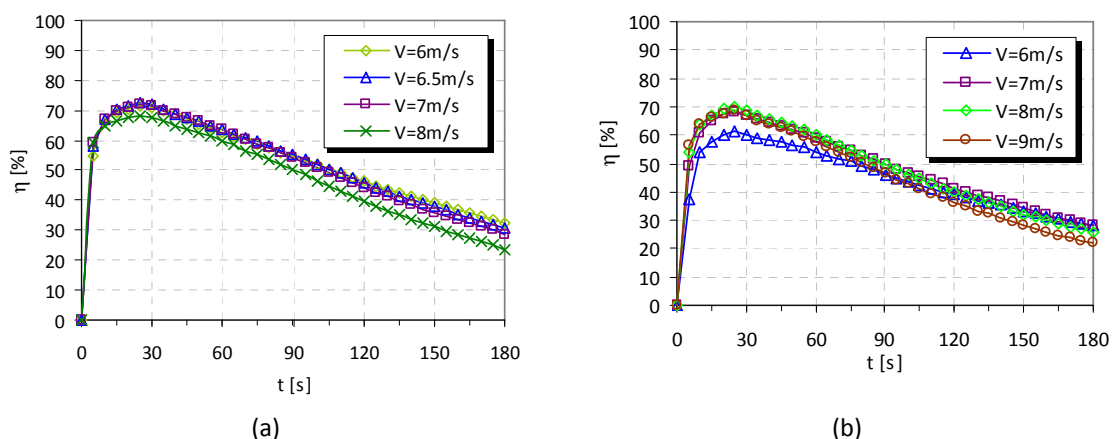


Figura 5.10: Evolução do rendimento de vedação: (a)  $H_p=2.5\text{m}$  ( $\eta_{\text{máx}}=72.4\%$  para  $V_0=6.5\text{m/s}$  e (b)  $H_p=3\text{m}$  ( $\eta_{\text{máx}}=70.0\%$  para  $V_0=8\text{m/s}$ ).

Verifica-se em todos os casos o característico período inicial de fluxo de energia quase constante, cujo valor tem uma tendência de variação praticamente linear com a altura da porta (cerca de  $27.5\text{ kJ/s}$  para  $H_p=2\text{ m}$ ,  $37.7\text{ kJ/s}$  para  $H_p=2.5\text{ m}$  e  $47.5\text{ kJ/s}$  para  $H_p=3\text{ m}$ ). Segue-se o natural decréscimo gradual do fluxo de calor, mais suave no caso  $H_p=2\text{ m}$ , devido ao maior volume de ar quente que fica estratificado no compartimento exterior, acima do nível da padieira da porta, determinando uma antecipação da fase de trocas de calor essencialmente difusivas. Contudo, simulando o processo por períodos suficientemente longos, observa-se, ao contrário do que possa sugerir a Fig. 5.11-a, que o valor final (de equilíbrio) da energia interna na câmara frigorífica é igual em qualquer dos casos.

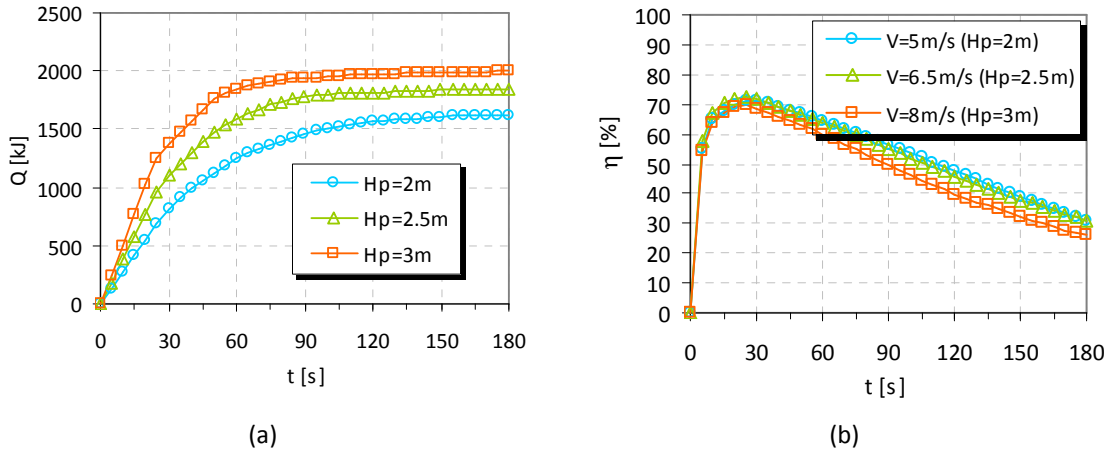


Figura 5.11: Confronto dos resultados obtidos para diferentes alturas da porta. (a) Evoluções da energia interna com  $V_0=0$  m/s; (b) Evoluções do rendimento de vedação, para os correspondentes valores óptimos de velocidade do jacto.

Tabela 5.2: Valores máximos do rendimento de vedação para a velocidade óptima do jacto correspondente a cada altura de porta.

$H_p$ [m]	$V_{0,opt}$ [m/s]	$\eta_{m\acute{a}x}$ [%]
2	5	71.3
2.5	6.5	72.4
3	8	70.0

Verifica-se também que, quanto maior a altura da porta, maior é a velocidade óptima do jacto (correspondente ao máximo efeito de vedação). Na tabela 5.2 resumem-se os valores máximos de rendimento de vedação para as diferentes alturas, observados sempre nos primeiros 30 segundos de abertura da porta (vd. figura 5.11-b), sugerindo a seguinte relação:

$$V_{0,opt} = 3 \times H_p - 1 \quad (5.1.)$$

Interessa aqui lembrar que, em todas as simulações, se considerou a cota da cortina de ar (*i.e.*, do bocal de injeção) 10 cm acima da padieira da porta.

## 5.5- DIFERENÇA DE TEMPERATURA ENTRE INTERIOR E EXTERIOR

Como referido por Hayes e Stoecker (1969<sup>a</sup>), a quantidade de movimento inicial que deverá ter o jacto da cortina depende das forças transversais a que ele está sujeito, e que se pretendem anular, resultantes da diferença de temperaturas entre os dois lados da cortina, de entre outros efeitos. Nesta secção analisa-se a influência, relativamente às condições a impor ao jacto da cortina para otimizar o efeito de vedação, da diferença entre as temperaturas reinantes nos dois lados da porta.

Na tabela 5.3, resumem-se os resultados obtidos para a eficiência máxima de vedação em função da velocidade do jacto, para os três valores considerados da diferença entre as temperaturas dos dois lados da porta:  $\Delta T=25^{\circ}\text{C}$  (já considerada nas secções anteriores),  $\Delta T=25-5=15^{\circ}\text{C}$  e  $\Delta T=35-0=35^{\circ}\text{C}$ . Verifica-se que quanto maior a diferença de temperaturas entre os dois espaços, maior terá que ser a velocidade a impor ao jacto da cortina, de forma a maximizar o efeito de vedação ( $V_{0,\text{opt}}$ ). A relação entre estes dois parâmetros é aproximadamente linear, podendo ser expressa por:

$$V_{0,\text{opt}} = 0.1 \times \Delta T + 2.5 \quad (5.2)$$

Tabela 5.3: Rendimentos máximos obtidos para diferentes amplitudes térmicas entre os compartimentos e velocidades do jacto.

$\Delta T$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$V_0$ [m/s]				
	3	4	5	6	7
15	57.2	<b>70.6</b>	65	-	-
25	-	60.5	<b>71.3</b>	67.5	62
35	-	-	60	<b>71.2</b>	68.3

Conforme se observa a figura 5.12-a, a potência térmica através da porta sem protecção aerodinâmica aumenta com a diferença de temperatura entre os compartimentos. Os fluxos de energia aproximadamente constantes apresentam os valores:  $\dot{Q} \approx 13.4$  kJ/s ( $\Delta T=15^{\circ}\text{C}$ ), 27.5 kJ/s ( $\Delta T=25^{\circ}\text{C}$ ) e 43.5 kJ/s ( $\Delta T=35^{\circ}\text{C}$ ). As evoluções temporais do rendimento de vedação para  $V_{0,\text{opt}}$  apresentadas na figura 5.12-b mostram um valor máximo semelhante de cerca de 71% em todos os casos, com o natural decréscimo mais acentuado para maior  $\Delta T$ .

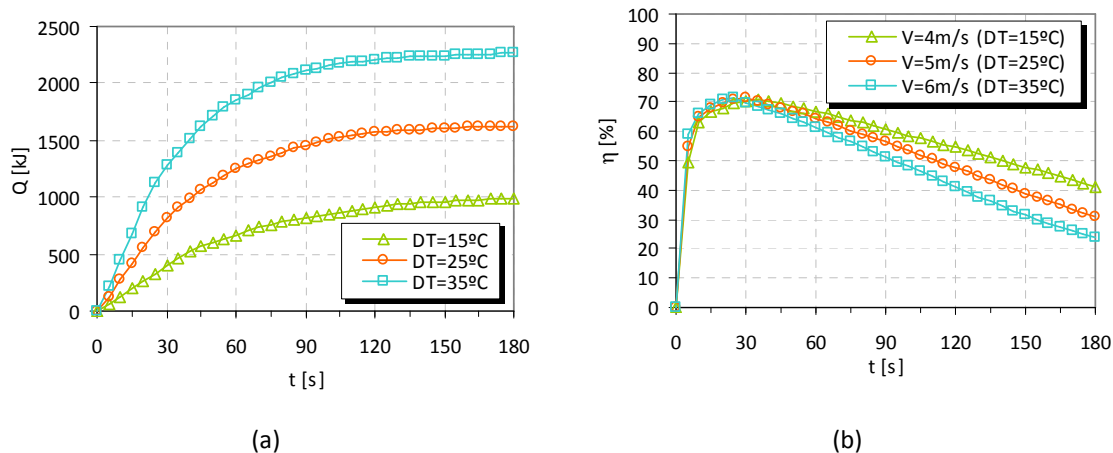


Figura 5.12: Influência da diferença entre as temperaturas dos compartimentos: evoluções temporais (a) da energia interna do compartimento arrefecido, para  $V_0=0$  m/s, e (b) do rendimento de vedação, para a velocidade óptima do jacto correspondente a cada  $\Delta T$  considerada.

Schaelin (1998) refere que o fluxo de ar através da porta varia linearmente com a sua largura, sendo ainda mais influenciado pela altura, pelo que se deve evitar portas mais altas do que o necessário, como se verifica em algumas situações reais. Por outro lado, afirma que o fluxo de calor através da porta depende fortemente da diferença entre temperaturas dos dois lados da porta, sendo proporcional a  $\Delta T^{1.5}$ . As simulações do presente estudo corroboram esta relação; os valores atrás referidos para o período inicial (< 30s) podem ser correlacionados pela expressão:

$$\dot{Q} \approx 230 \times \Delta T^{1.5}. \quad (5.3)$$

### 5.6- ESPESSURA DO BOCAL DE DESCARGA

Para averiguar o efeito da espessura do bocal de descarga da cortina de ar sobre a sua eficiência de vedação, fez-se um estudo detalhado com a espessura do bocal  $b_0$  a variar entre 5 cm e 12.5 cm.

Na tabela 5.4 apresentam-se os valores do máximo rendimento de vedação para as diferentes espessuras e a correspondente velocidade de descarga do jacto. Verifica-se que quanto maior a espessura do bocal, menor o valor da velocidade correspondente ao máximo efeito de vedação. Este era um resultado já esperado, uma vez que a capacidade de vedação da cortina depende da quantidade de movimento inicial do jacto.

Tabela 5.4: Máximo rendimento de vedação (%) para diferentes espessuras do bocal de descarga e velocidades do jacto. ( $\Delta T=25^{\circ}\text{C}$ ,  $H_p=2\text{m}$ )

$V_o$ [m/s]	$b_o$ [cm]				
	5	7.5	8.75	10	12.5
4	-	-	-	60.5	-
4.5		-	-	68.1	<b>71.8</b>
5	12.4	62.2	<b>71.5</b>	<b>71.3</b>	69.4
5.5	-		70.4	-	-
6	-	<b>70.4</b>	-	67.5	-
7	52.4	66.2	-	62.0	-
8	59.9	61.9	-	-	-
9	<b>63.5</b>	57.4	-	50.6	-

Dependendo do fabricante e do modelo de equipamento de cortina de ar, é grande a variedade de dimensões adoptadas para o bocal de descarga do jacto. Em aplicações de vedação de espaços refrigerados (câmaras frigoríficas) é normalmente permitida a utilização de jactos de ar mais finos, contudo com velocidades de descarga mais elevadas, a fim de garantir a necessária quantidade de movimento inicial do jacto. Na vedação de espaços climatizados, as velocidades de injeção devem ser menores de forma a evitar situações de desconforto causadas por velocidades excessivas do ar. Invariavelmente, sugere-se a utilização de cortinas de ar com bocais de injeção mais espessos. Por exemplo Hayes e Stoecker (1969<sup>a</sup>) e Lawton e Howell (1995) verificaram que tanto as cortinas de ar mais espessas como velocidades iniciais de jacto mais baixas dão origem a menores transferências de energia.

De facto, à excepção de Longdill e Wyborn (1979), que sugerem valores da relação  $H_p/b_o$  entre 17 e 45 para o projecto de equipamentos de cortina de ar, não foi encontrada mais qualquer referência que limitasse o valor da espessura do bocal. Porém, embora se recomende a utilização de cortinas de ar espessas, facilmente se entende que não se pode aumentar indefinidamente a espessura do bocal de descarga.

A partir dos resultados da tabela 5.4, pode-se calcular, para cada uma das combinações em que resulta um máximo efeito de vedação, quer o caudal de ar injectado, quer a quantidade



de movimento inicial do jacto, que se apresentam na tabela 5.5. Para a densidade do ar injectado,  $\rho_0$ , foi considerado o valor de  $1.16 \text{ kg/m}^3$ , correspondente a uma temperatura  $T_0=30 \text{ }^\circ\text{C}$ , considerando a cortina instalada no compartimento aquecido.

Tabela 5.5: Tabela resumo com os caudais de injeção para as diferentes configurações. ( $\Delta T=25^\circ\text{C}$ ,  $H_p=2\text{m}$ )

$b_0$ [cm]	$V_{0,\text{Óptimo}}$ [m/s]	Caudal [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]	$\eta_{\text{máx}}$ [%]	$\rho_0 \cdot b_0 \cdot V_0^2$
5	9	0.855	63.5	4.70
7.5	6	0.855	70.4	3.13
8.75	5	0.831	71.5	2.54
10	5	0.950	71.3	2.90
12.5	4.5	1.069	71.8	2.94

De acordo com estes resultados verifica-se que à espessura do bocal de  $b_0=8.75\text{cm}$  corresponde um menor caudal de ar injectado e, por conseguinte, um menor gasto energético na operação do equipamento. Por outro lado, esta configuração corresponde, também, a uma menor quantidade de movimento inicial do jacto, mantendo, ao mesmo tempo, um elevado rendimento de vedação. Assim, pode concluir-se que, pelo menos para as condições de simulação (altura da porta e diferença de temperatura dos dois espaços), esta será a espessura óptima do bocal de descarga da cortina.

Interessa também realçar que, embora se consiga obter um bom efeito de vedação para todos os valores considerados de espessura do jacto, os resultados parecem indicar que, com bocais de descarga demasiado estreitos, não se consegue atingir valores de eficiência de vedação tão elevados como os resultantes da utilização de bocais com maior espessura. Por exemplo, para  $b_0=5 \text{ cm}$  a eficiência de vedação máxima foi de 63.5%, contra 71.5% obtido para  $b_0=8.5 \text{ cm}$ .

## 5.7- ÂNGULO INICIAL DO JACTO

Hayes e Stoecker (1969<sup>b</sup>) recomendam que o jacto deve ser orientado segundo um ângulo de 15° a 30° para o lado “quente”, a fim de lhe conferir uma maior estabilidade e eficácia.

A fim de averiguar a influência da orientação inicial do jacto sobre o rendimento de vedação, realizaram-se simulações, mantendo  $H_p=2\text{m}$ ,  $b_0=10\text{cm}$ ,  $V_0=5\text{m/s}$ , e variando a sua orientação inicial  $\alpha_0$ , de -15° a +30°. O ângulo  $\alpha_0$  é definido entre a inclinação inicial do jacto e a pendente vertical, considerado positivo quando dirigido para o compartimento arrefecido, conforme se mostra na figura 5.13.

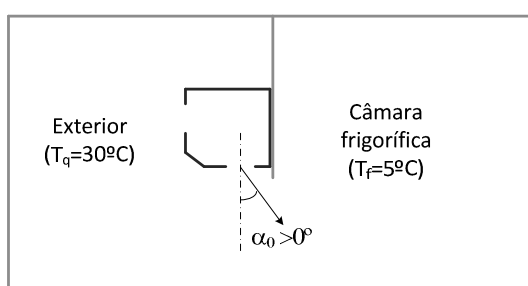


Figura 5.13: Representação esquemática do ângulo de inclinação do jacto.

Os resultados das simulações para as diferentes orientações do jacto apresentam-se na figura 5.14. Estes indicam que o rendimento de vedação não é significativamente afectado para valores negativos de  $\alpha$ . Pelo contrário, quando o jacto é dirigido no sentido do espaço arrefecido ( $\alpha > 0^\circ$ ), o efeito de vedação é seriamente afectado, sendo tanto menor quanto maior o ângulo de inclinação. Estes resultados estão de acordo com o obtido por Jaramillo *et al* (2009), logo após a abertura da porta, o jacto envia ar mais quente directamente para o espaço arrefecido, contribuindo assim para o aumento da sua energia interna.

De facto, embora neste caso não se observe um aumento do efeito de vedação, como referido por Costa *et al* (2006), entende-se que, orientando o jacto para o lado do compartimento aquecido, aumenta significativamente a estabilidade do jacto no caso de este ser sujeito a perturbações externas, como sejam, a variações instantâneas de pressão provocadas pelo atravessamento de pessoas ou máquinas, por eventuais ventos ou, ainda, provocadas pelo sistema de climatização (ventiladores).

Conforme se regista na figura 5.14, o valor mais elevado do rendimento de vedação observa-se, nas presentes condições, para a situação do jacto vertical (71.3%).

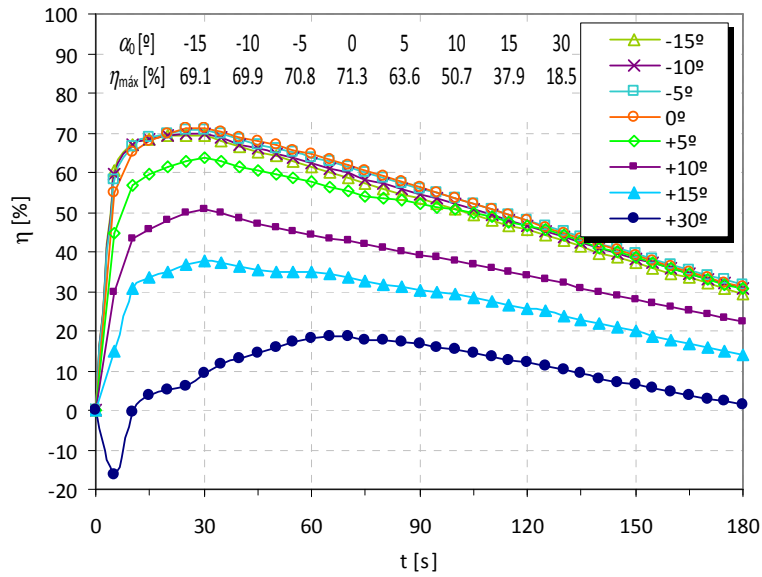


Figura 5.14: Evolução do rendimento de vedação para diferentes ângulos de inclinação do jacto, ( $H_p=2\text{m}$ ,  $b_o=10\text{cm}$ ,  $V_o=5\text{m/s}$ ).

Em muitas situações reais, o jacto dos dispositivos de cortinas de ar não têm a orientação mais adequada (Downing e Meffert (1993)), sendo o efeito de vedação bastante afectado. O gráfico da figura 5.15 ilustra isso mesmo: com uma pequena inclinação do jacto de  $5^\circ$  ( $V_o=5\text{m/s}$ ) para o compartimento frio, resulta num pior efeito de vedação do que inclinando o jacto de um ângulo de  $15^\circ$  para o compartimento aquecido, apesar da menor velocidade inicial ( $V_o=4\text{m/s}$ ).

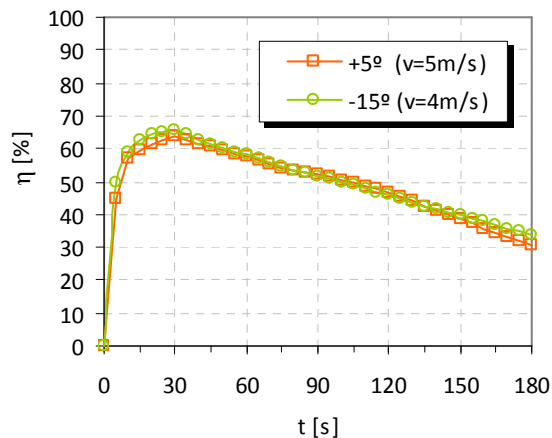


Figura 5.15: Evolução temporal do rendimento de vedação, para duas orientações do jacto, ( $H_p=2\text{m}$ ,  $b_o=10\text{cm}$ ).

## 5.8- CORTINA INSTALADA NO INTERIOR DO ESPAÇO A VEDAR

Conforme já era referido em Takahashi e Inoh (1963), é aconselhável a instalação do equipamento de cortina de ar no lado exterior, quando aplicadas na vedação de portas de acesso a câmaras frigoríficas. Contudo, foi também analisada a situação em que a cortina de ar se encontra instalada no interior do espaço arrefecido.

A figura 5.16 mostra os resultados das simulações, comparando as duas configurações – cortina instalada no interior e no exterior. Observa-se que, para a mesma velocidade do jacto, obtém-se melhor rendimento de vedação com a cortina de ar instalada no lado exterior da câmara frigorífica. Contudo, com a cortina de ar instalada no lado interior, consegue-se um efeito de vedação semelhante dirigindo o jacto para o exterior (lado mais quente).

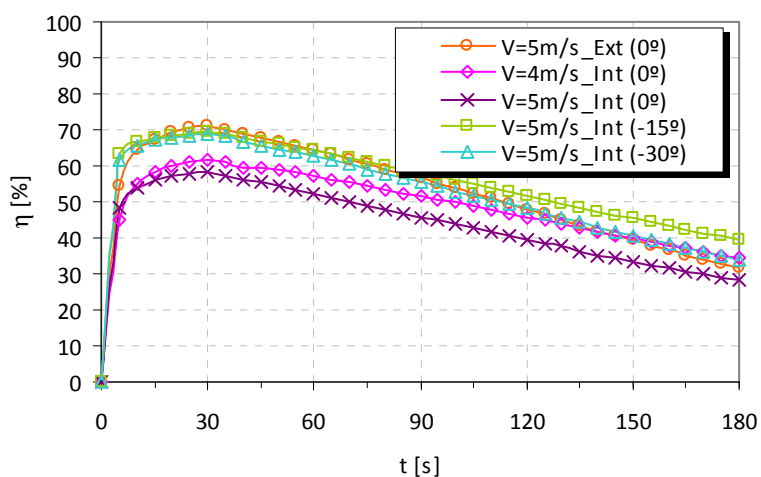


Figura 5.16: Evolução do rendimento de vedação, comparando as duas configurações: cortina instalada no exterior e no interior do espaço arrefecido.

Na tabela 5.6, resumem-se os valores do rendimento máximo de vedação obtidos nestas configurações. Verifica-se um maior efeito de vedação para a situação da cortina de ar instalada no exterior (mais quente), apesar de corresponder a uma menor quantidade de movimento inicial do jacto, devido ao menor valor da densidade do ar  $\rho_0$  aspirado através da grelha.

Tabela 5.6: Rendimentos máximos obtidos com a cortina de ar instalada no interior e no exterior do espaço arrefecido, com o jacto vertical ( $\alpha_0=0^\circ$ ).

		Local de instalação da cortina			
		Interior		Exterior	
$V_0$ [m/s]	$\alpha_0$ [°]	$\eta_{\max}$ [%]	$\rho_0 \cdot b_0 \cdot V_0^2$	$\eta_{\max}$ [%]	$\rho_0 \cdot b_0 \cdot V_0^2$
4	0	61.8	2.0	60.1	1.9
5	0	58.2	3.2	71.3	2.9
5	-15	69.6	3.2	69.1	2.9

Como se ilustra na figura 5.17, ao atingir o solo, o jacto divide-se e desenvolve-se segundo dois jactos parietais ao longo do solo, para o interior de cada um dos compartimentos. O padrão de escoamento originado em cada um dos compartimentos é essencialmente recirculatório. Verifica-se que o caudal de ar em recirculação é maior no compartimento arrefecido (onde está instalada a cortina), devido, por um lado, ao efeito rotacional cumulativo produzido nesse lado pelo jacto e pela aspiração lateral do aparelho e, por outro, ao efeito inibidor da camada de ar praticamente estagnado na parte superior do compartimento quente, devido à estratificação térmica. Este aspecto é claramente identificado na figura 5.17-a (ausência de linhas de corrente nessa zona), assim como na figura 5.18.

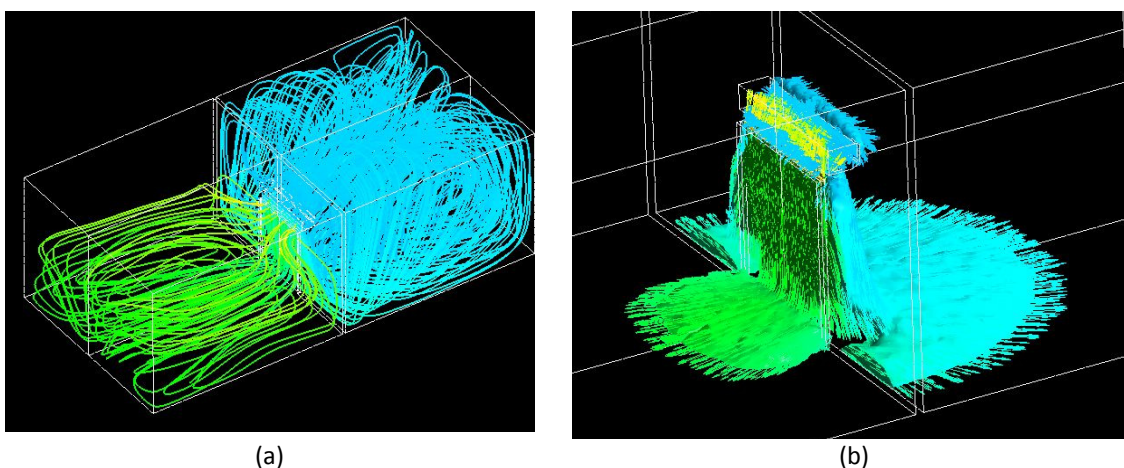


Figura 5.17: (a) Linhas de corrente e (b) Iso-superfície de vectores de velocidade de 1m/s, para  $t=120s$ , ambos coloridos com os valores locais da temperatura. ( $V_0=5$  m/s,  $\alpha_0=0^\circ$ )

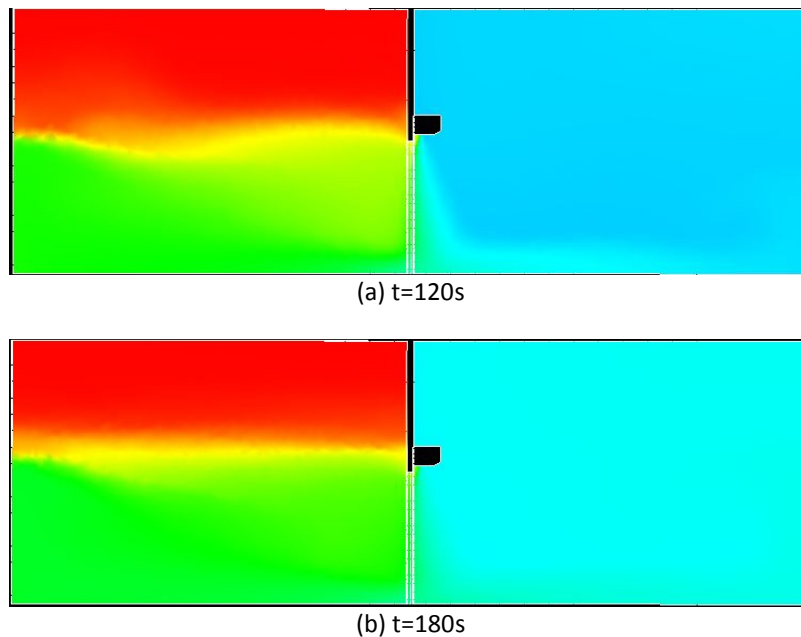


Figura 5.18: Comparação das distribuições de temperatura no plano  $z=2.9\text{m}$  para dois instantes após a abertura da porta.

Confirma-se, pois, que, para maximizar o efeito de vedação, o equipamento de cortina de ar deve ser instalado no exterior das câmaras frigoríficas. Além disso, o ambiente interior destes espaços é geralmente caracterizado por níveis elevados de humidade, sendo por isso mais propício a causar avarias e danos no equipamento (e.g., corrosão, falha dos componentes eléctricos e electrónicos).

### **5.9- CORTINA VERTICAL DESCENDENTE COM RECIRCULAÇÃO**

Em algumas aplicações, podem encontrar-se sistemas de cortinas de ar, em que o ar do jacto (vertical descendente) é recolhido numa grelha ao nível do solo e, após filtração e um eventual tratamento térmico, conduzido ao equipamento e de novo injectado através do bocal de descarga. Este tipo de instalação é normalmente designado de *cortina de jacto de ar vertical descendente com recirculação do ar*.

Longdill e Wyborn (1979) consideram inaceitável, do ponto de vista higiénico, a utilização de tais sistemas em espaços refrigerados de aprovisionamento de alimentos, argumentando que a existência de uma grelha para recolha do ar junto ao chão pode ser uma fonte de contaminação alimentar.

Mesmo não sendo usual a utilização de cortinas de ar com recirculação na vedação de portas de espaços refrigerados, decidiu-se simular uma configuração dotada de uma grelha de recolha do ar ao nível do solo, a fim de avaliar a sua capacidade de vedação. Para simular a grelha de recolha, considerou-se um rectângulo de 2.1 m de comprimento e 0.3 m de largura, centrado na vertical com o bocal de descarga. Tal como nas configurações precedentes, as propriedades médias do ar (temperatura e concentração de *gás traçador*) avaliadas na superfície de recolha são novamente atribuídas ao ar injectado pelo bocal de descarga na iteração seguinte.

Uma vez que nesta configuração é menor a quantidade de ar do jacto derramado, junto ao solo, para ambos os compartimentos, relativamente à configuração sem recirculação de ar, também é menor o caudal de ar em recirculação em cada um dos compartimentos, como se pode observar pelas linhas de corrente do escoamento da figura 5.19-a, comparativamente, por exemplo, com a figura 4.8-b (cortina de jacto de ar vertical sem recirculação). Interessa também referir que existe alguma dificuldade em definir a melhor posição da grelha sobre o solo, de forma que se verifique uma efectiva recolha do ar primário do jacto, uma vez que disso depende a eficiência de vedação. Como se pode observar pela figura 5.19-b, neste caso, o ar da cortina é, em grande parte, recolhido, recirculado e novamente injectado pelo bocal de descarga.

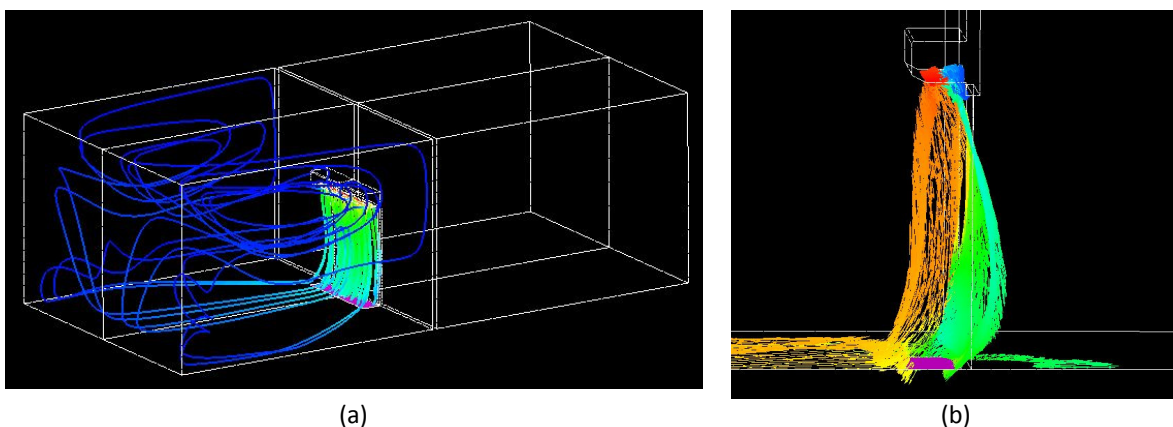


Figura 5.19: (a) Algumas linhas de corrente do escoamento; (b) superfície de iso-valores de velocidade ( $V=1\text{m/s}$ ), com os vectores coloridos mediante os valores locais da temperatura. ( $V_0=5\text{ m/s}$ ,  $t=60\text{s}$ .)

Das simulações verifica-se que a recirculação do ar da cortina recolhido junto ao solo permite melhorar o efeito de vedação, tendo-se atingido um rendimento máximo de 80.4%, contra os 71.3% na configuração sem recirculação (vd. figura 5.20).

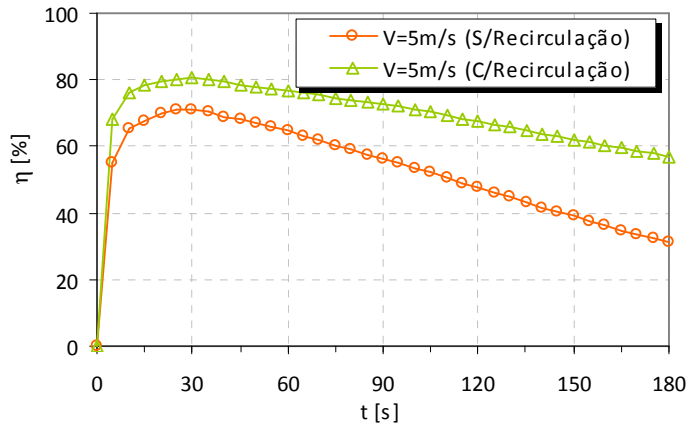


Figura 5.20: Comparação da evolução do rendimento de vedação para  $V_0=5\text{m/s}$ , com ( $\eta_{\text{máx}}=71.3\%$ ) e sem ( $\eta_{\text{máx}}=80.4\%$ ) recirculação ar da cortina. ( $H_p=2\text{ m}$ ,  $b_0=10\text{ cm}$ ).

Interessa contudo referir os principais inconvenientes associados a esta configuração: (i) dificuldade em dimensionar a grelha de recolha e definir a sua posição no solo, relativamente à pendente do bocal de injeção, de forma a que haja uma recolha efectiva do ar do jacto; (ii) a grelha de recolha tem que ser contemplada aquando da concepção do próprio edifício; (iii) a esta configuração, por ser mais complexa, estão associados maiores custos de investimento: instalação, exploração e manutenção; (iv) em termos higiénico-sanitários, a existência da grelha junto ao solo pode ser uma fonte de contaminação, pelo que deve ser evitada, pelo menos, em locais de armazenamento de produtos alimentares.

### 5.10- CORTINAS GÉMEAS

É frequente encontrar, em expositores de produtos alimentares abertos, cortinas de ar de dois ou mais jactos, a que são conceptualmente atribuídas temperaturas diferentes, por exemplo: um jacto interior, a uma temperatura próxima da do ambiente interior; um jacto intermédio a uma temperatura semelhante à do ar que entra na grelha de recolha (recirculado); e um jacto exterior à temperatura do ambiente exterior.

Embora não se conheçam instalações reais usando tal configuração, foi também simulada uma situação considerando duas cortinas de ar de características idênticas, com bocal de espessura  $b_0=10\text{cm}$ , instalada uma de cada lado sobre o vão da porta (vd. figura 5.21-a), às quais foi especificada a mesma velocidade do jacto  $V_0$ .



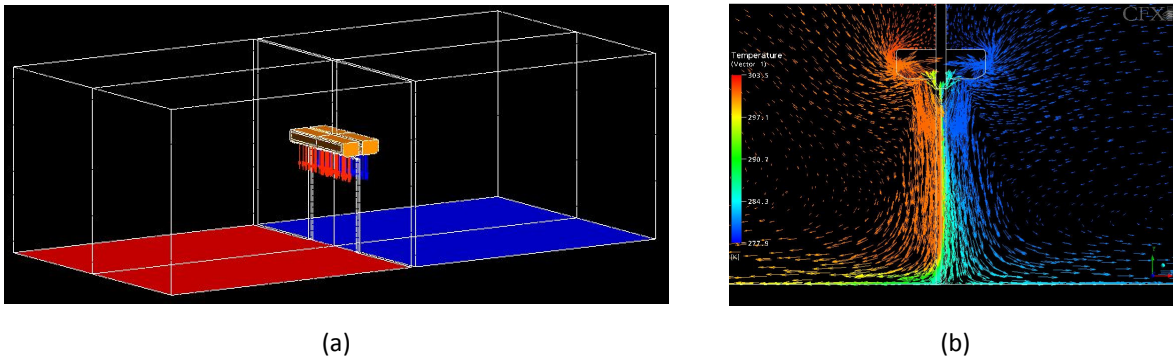


Figura 5.21: (a) Imagem representativa da configuração simulada, (b) Vectores de velocidade coloridos com os valores locais da temperatura, para  $t=120s$  e  $V_0=5$  m/s.

Nesta configuração, garantida a velocidade mínima necessária para a continuidade dos jactos até ao solo, é de esperar que cada um deles se desenvolva para o compartimento de onde provém. É o que ilustram os resultados na figura 5.21-b, onde se pode observar que a separação entre os jactos se localiza no plano da porta. Por outro lado, tratando-se de dois jactos planos, paralelos e com a mesma velocidade, será de esperar que a transferência de energia através do vão da porta se devam predominantemente a mecanismos de difusão, na interface de ambos os jactos, e, portanto, que esta configuração seja mais eficiente em termos de vedação.

Conforme se mostra na figura 5.22, os resultados obtidos mostram um rendimento máximo de 71.8% para  $V_0=5$  m/s em cada uma das cortinas, obtendo-se um resultado muito próximo (71.1%) com  $V_0=4$  m/s. Comparando com a configuração de apenas uma cortina, em que se obteve o efeito máximo de vedação para uma velocidade do jacto de 5 m/s, seria de esperar, com duas cortinas, uma velocidade óptima de cerca de metade, correspondente a uma quantidade de movimento inicial semelhante. Contrariamente, verifica-se que  $V_0=2.5$  m/s em cada um dos jactos não é sequer suficiente para que estes atinjam o solo.

Considerou-se ainda uma espessura  $b_0=5$  cm para cada um dos bocais de descarga. Neste caso, obteve-se um rendimento máximo de vedação de 70.9%, para  $V_0=5$  m/s em cada um dos jactos.

Mesmo considerando esta última configuração, conclui-se que em termos do efeito de vedação, não existe vantagem na utilização de duas cortinas. Esta conclusão é ainda

reforçada se se tiver em conta que, utilizando duas cortinas, os custos quer de aquisição, quer de manutenção do equipamento são duplicados.

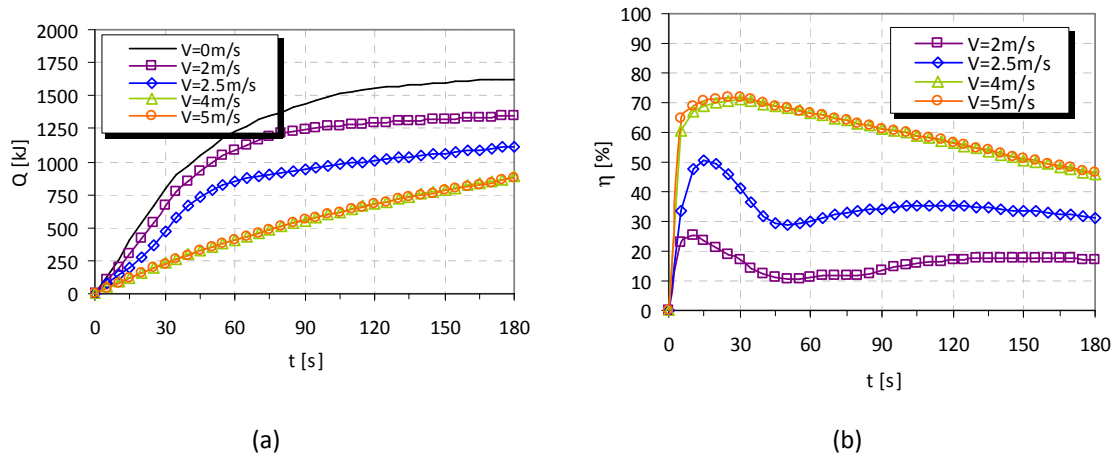


Figura 5.22: Resultados para a configuração de duas cortinas (Interior + Exterior), ambas com  $b_0=10$ cm e iguais velocidades de injeção: evoluções transientes (a) da energia interna do compartimento arrefecido e (b) do rendimento de vedação.

### 5.11- CORTINA DE AR DE JACTO HORIZONTAL

Nesta configuração, também usual, o equipamento de cortina de ar é instalado verticalmente, junto a uma das ombreiras e cobrindo toda a altura da porta. Nesta secção analisa-se uma tal configuração, com a cortina instalada no lado exterior, com um bocal de injeção com um comprimento de 2 m, mantendo as restantes características dimensionais (espessura do bocal de injeção e da grelha de aspiração). A grelha de aspiração encontra-se localizada na parte detrás da caixa do equipamento da cortina (vd. figura 5.23).

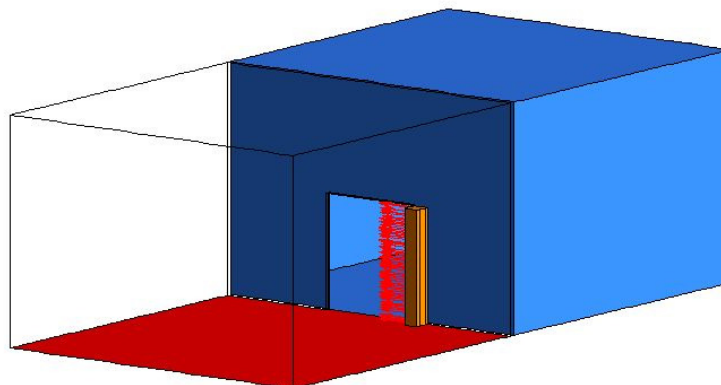


Figura 5.23: Geometria do domínio simulado, e localização do dispositivo de cortina de ar. O ar é injectado horizontalmente, paralelamente ao plano da porta, com uma velocidade constante e homogénea em toda a superfície de injeção.

Neste caso, não existe um plano de simetria do campo de escoamento, pelo que o domínio simulado consistiu na geometria completa de ambos os compartimentos. Gerado por um jacto horizontal, o padrão global de escoamento é agora caracterizado por uma recirculação de eixo essencialmente vertical em cada um dos compartimentos, como se pode observar pela figura 5.24-a. Como seria de esperar, verifica-se também, pela densidade das linhas de corrente, que o caudal de ar em recirculação é maior no compartimento quente, devido ao efeito cumulativo da aspiração e do jacto. A figura 5.24-b mostra que o jacto de ar cobre todo o plano de porta.

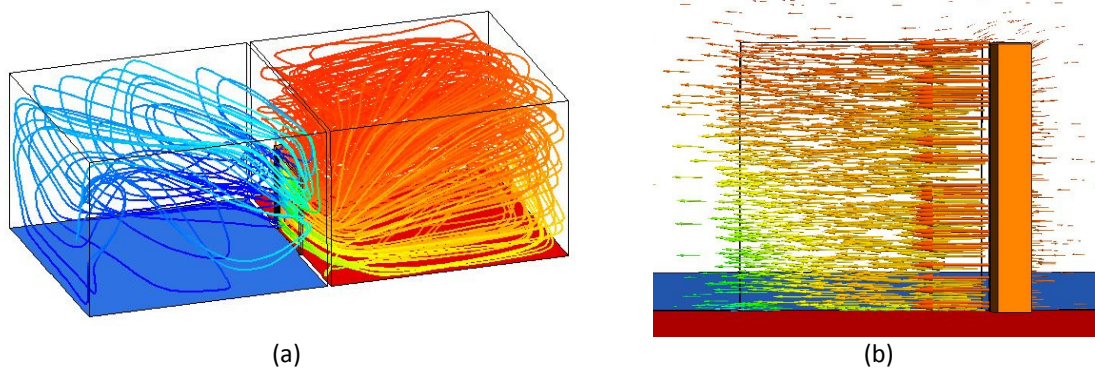


Figura 5.24: Cortina de ar de jacto horizontal. (a) Linhas de corrente e (b) vectores de velocidade no plano do bocal de injeção, ambos coloridos com os valores locais da temperatura, com  $V_0=9$  m/s, para  $t=30$ s. Neste caso, contrariamente ao habitual, e para melhor visualização das linhas de corrente o compartimento quente está localizado à direita.

Na figura 5.25 apresentam-se os resultados das simulações para diferentes velocidades do jacto da cortina. Verifica-se que o desempenho desta cortina horizontal (rendimento de vedação máximo de 55.5%, para  $V_0=9$  m/s) é bastante inferior ao alcançado com as cortinas de jacto vertical descendente, sendo necessárias velocidades e, portanto, caudais de ar bastante superiores.

A justificação deste fraco desempenho pode ser obtida pela observação da figura 5.26. De facto, em consequência das forças de impulsão térmica (cf. padrão de escoamento para  $V_0=0$  m/s, Fig. 5.3), predominantes nos instantes iniciais, verifica-se que na metade superior da porta, o jacto é deflectido para o compartimento frio, ao mesmo tempo que, na metade inferior da porta, o jacto é deflectido na direcção oposta. Contrariamente ao efeito de vedação pretendido, estes desvios do jacto promovem a troca de ar directa entre os dois espaços.

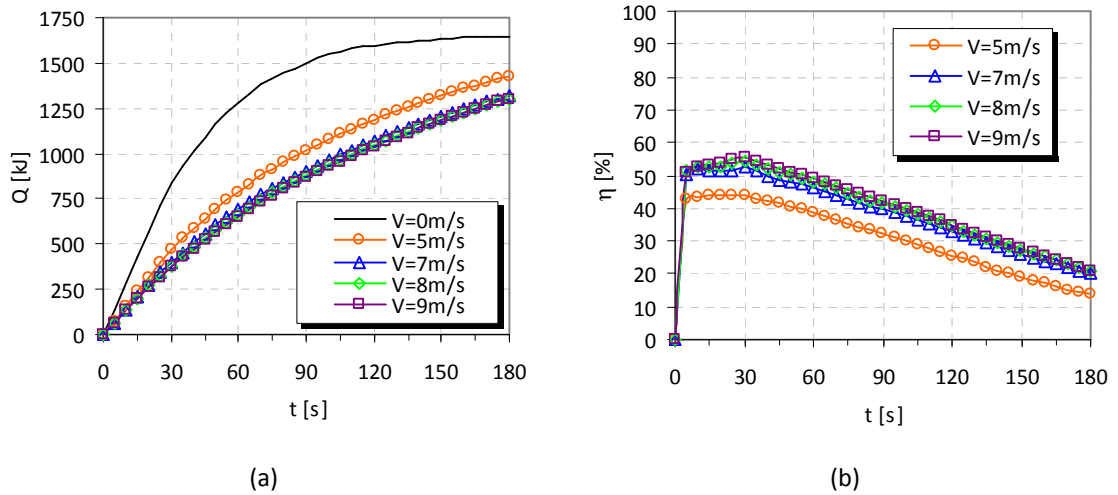


Figura 5.25: Cortina horizontal, sem recirculação. (a) Evolução da energia interna do compartimento arrefecido; (b) Evolução do rendimento de vedação.

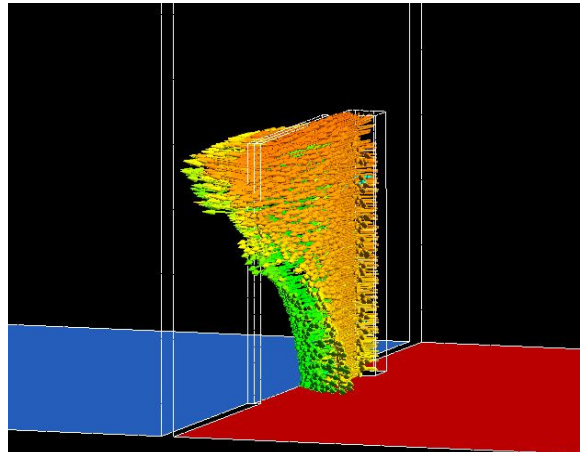


Figura 5.26: Iso-superfície dos vectores de velocidade de 2 m/s, para  $t=30\text{s}$ , com  $V_0=5\text{ m/s}$ .

Uma configuração alternativa, proposta por Takahashi e Inoh (1963), consiste em considerar um bocal de injeção com deflectores do ar podendo o jacto da cortina ser manualmente configurado para ter três comportamentos distintos ao longo da altura da porta: convexa para o exterior na parte superior, direita na zona central e côncava na parte inferior. Esta configuração foi simulada, considerando o bocal de injeção dividido em três secções, com possibilidade de variar a orientação do jacto em cada uma delas (vd. figura 5.27).

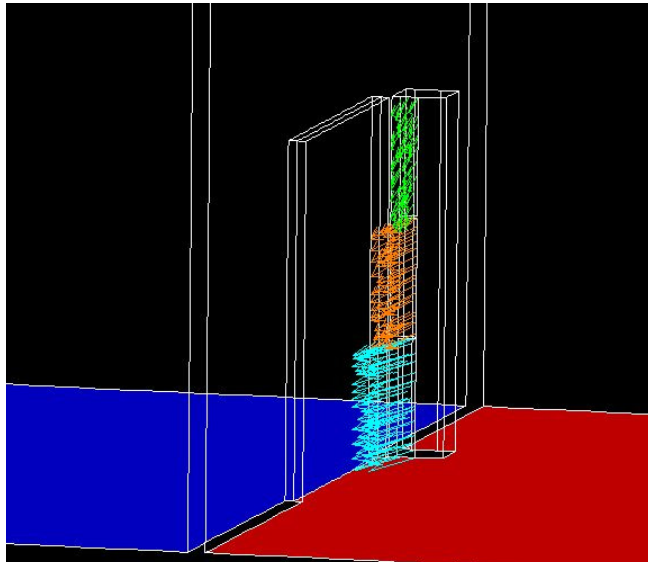


Figura 5.27: Representação do bocal de injeção com 3 superfícies permitindo em cada uma orientar o jacto de um ângulo diferente.

Na figura 5.28 apresentam-se os resultados das simulações para esta configuração. Relativamente aos ângulos mostrados no gráfico, por exemplo  $(-5^\circ; 0^\circ; +5^\circ)$ , referem-se à orientação do jacto nas secções superior, intermédia e inferior, respectivamente. Recorde-se que  $\alpha_0 > 0^\circ$  quando o jacto é dirigido para o compartimento frio.

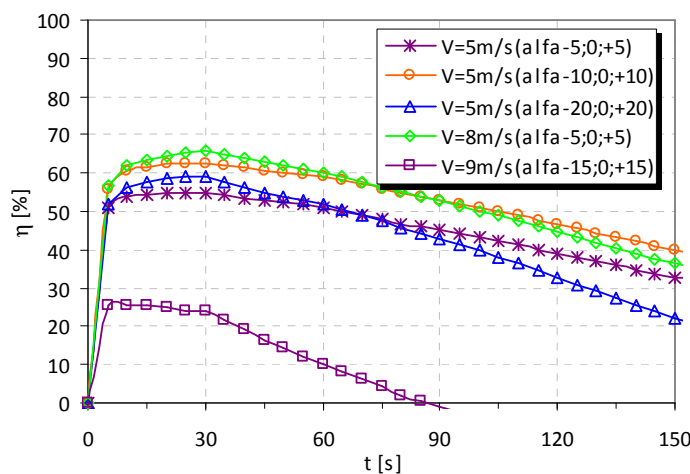


Figura 5.28: Evolução do rendimento de vedação, para a cortina horizontal, sem recirculação, com três secções de injeção com orientação distinta.

Embora se verifique uma melhoria no valor máximo do rendimento de vedação (66.1% para  $V_0=8\text{m/s}$  ( $\alpha_0 = -5^\circ; 0^\circ; +5^\circ$ ) e 62.6% para  $V_0=5\text{ m/s}$  ( $\alpha_0 = -10^\circ; 0^\circ; +10^\circ$ ), a capacidade de vedação é inferior à conseguida com a cortina de jacto vertical descendente.

Por outro lado, tal como constatado por Takahashi e Inoh (1963), verifica-se uma grande dificuldade para definir ou ajustar, em cada situação, a melhor orientação  $\alpha_0$ , do jacto.

Além dos já referidos, existem outros inconvenientes associados a este tipo de configuração, como sejam (Lawton e Howell (1995)): (i) espaço útil ocupado pelo equipamento; (ii) susceptibilidade do equipamento sofrer danos acidentais provocados por máquinas que tenham que passar no vão da porta; (iii) obstrução importante do jacto da cortina aquando do seu atravessamento por pessoas ou veículos.

### 5.12- CORTINA DE AR DE JACTO HORIZONTAL COM RECIRCULAÇÃO

Estudou-se ainda configuração anterior, mas com recirculação do ar. Para esse efeito, considerou-se uma secção vertical em posição oposta ao bocal do jacto, para recolha do ar do jacto e sua reutilização (vd. figura 5.29-b). Verificou-se que o efeito da recirculação do ar permite uma melhoria do rendimento máximo de vedação (61.4% vs. 55.5%, também para  $V_0=9$  m/s, vd. figura 5.29-a). Contudo, é igualmente notável o efeito nefasto das forças transversais resultantes da diferença de temperatura entre os compartimentos (vd. figura 5.29-b).

Estes resultados são coerentes com os obtidos por Longdill e Wyborn (1979), que testaram experimentalmente cortinas de jacto horizontal com recirculação do ar, tendo obtido um rendimento de vedação de 60%.

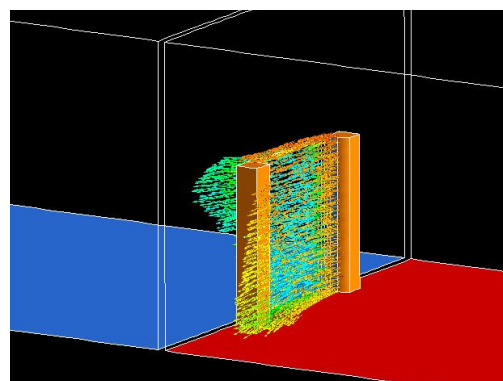
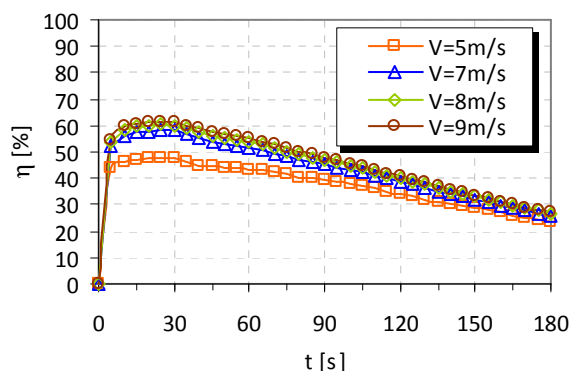


Figura 5.29: Cortina de jacto horizontal, com recirculação do ar: (a) Evolução do rendimento de vedação, e (b) Iso-superfície dos vectores de velocidade  $V=2$  m/s, para  $t=30$ s, com  $V_0=9$  m/s.

Tal como na secção anterior, foi também aqui considerada a configuração com o bocal de injeção dividido em três secções, com diferentes inclinações do jacto de ar. Deste modo, verificou-se que o rendimento máximo de vedação pode ser aumentado até 69%, para  $V_0=5\text{m/s}$  ( $\alpha_0 = -10^\circ; 0^\circ; +10^\circ$ ). Esta melhoria não é, contudo, tão elevada como referido por Longdill e Wyborn (1979), que relatam, para esta configuração, um rendimento de vedação de 83%.

Para além dos inconvenientes referidos na secção anterior, esta configuração tem ainda a desvantagem de interferir com a configuração dos mecanismos de abertura das portas de câmara frigoríficas, usualmente por deslizamento sobre calhas horizontais, do lado exterior.

### **5.13- ANÁLISE GLOBAL DOS RESULTADOS**

Nas secções anteriores analisou-se cada um dos parâmetros que mais influenciam o desempenho de um equipamento de cortina de ar, e ainda, diferentes configurações de instalação deste tipo de equipamentos. Seguidamente, apresenta-se em resumo uma análise global dos resultados.

Após o estudo de dependência das discretizações espacial e temporal, foram comparadas diversas configurações do subdomínio representativo do ambiente exterior, tendo-se concluído que não havia razões para o definir com geometria e condições de fronteira diferentes das do compartimento frio.

No contexto do estudo paramétrico extensivo, descrito no presente capítulo, foram simuladas diferentes configurações que podem ser encontradas na vedação por cortina de ar. Na tabela 5.7 confrontam-se os principais resultados obtidos em termos do rendimento máximo de vedação, para diferentes tipos de instalação, sem orientação inicial do jacto ( $\alpha_0=0^\circ$ ) e considerando uma diferença de temperatura  $\Delta T=25^\circ$  entre o espaço interior e o exterior.

Tabela 5.7: Comparação do efeito de vedação nas diferentes configurações estudadas.  
( $\Delta T=25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $H_p=2\text{ m}$  e  $\alpha_0=0^{\circ}$ )

Tipo	Instalação	$b_0$ [cm]	$V_0$ [m/s]	$V_0 \times b_0$ [m <sup>2</sup> /s]	$\eta_{m\acute{a}x}$ [%]
Vertical sem recirculação	Exterior	10	5	0.5	71.3
Vertical sem recirculação	Interior	10	5	0.5	58.7
Vertical com recirculação	Exterior	10	5	0.5	80.4
Vertical (Cortinas Gémeas)	Interior + exterior	5 + 5	5	0.5	70.9
Horizontal sem recirculação	Exterior	10	9	0.9	55.5
Horizontal com recirculação	Exterior	10	9	0.9	61.4

Para efeitos de comparação, é conveniente tomar como referência a primeira configuração, que corresponde à situação mais comum: equipamento de cortina de ar com jacto vertical descendente, instalado no lado exterior por cima do vão da porta.

Assim, concluiu-se que a instalação da cortina de ar do lado interior da câmara leva a um rendimento máximo de vedação significativamente inferior ( $\eta_{m\acute{a}x}=58.7\%$ ), obtendo-se, contudo, um valor (69.6%) próximo do da configuração de referência se o jacto for orientado cerca de  $15^{\circ}$  para o lado do ambiente exterior (mais quente). Esta conclusão encontra concordância com a recomendação genérica de Hayes e Stoacker (1969<sup>b</sup>), segundo a qual o jacto da cortina deve ser *sempre* orientado de  $15^{\circ}$  para o lado mais quente do vão.

O efeito máximo de vedação aerodinâmica observou-se para a configuração de cortina vertical descendente com recirculação de ar ( $\eta_{m\acute{a}x}=80.4\%$ ). Contudo, não é recomendada para a vedação de portas de câmaras frigoríficas de conservação e armazenamento de produtos alimentares, quer a existência da grelha de recolha, quer a reutilização do ar recolhido ao nível do solo é uma potencial fonte de contaminação microbiológica.

Foi testada uma configuração com dois equipamentos iguais de cortina de ar vertical, instalados sobre a porta, um no interior e outro no exterior, com condições iguais de funcionamento (cortinas gémeas). Nesta situação, o melhor efeito de vedação ( $\eta_{m\acute{a}x}=70.9\%$ ) foi conseguido para uma velocidade de descarga  $V_0=5\text{ m/s}$ , adoptando em ambas bocais de injeção de espessura  $b_0=5\text{ cm}$ . Trata-se de um desempenho global próximo do da situação de referência, com um só equipamento de cortina de ar de  $b_0=10\text{ cm}$ , pelo que não se justificam os custos adicionais associados àquela configuração.



No estudo de cortinas de ar de jacto horizontal, os valores do rendimento máximo de vedação obtidos foram de 61.4% e 55.5%, conforme se considerasse ou não, respectivamente, a recirculação do ar do jacto. O fraco desempenho deste tipo de configuração deve-se, essencialmente, ao facto de o jacto ser deflectido e deformado pelas forças de impulsão térmica e, assim, induzir directamente algumas trocas de ar através do vão da porta. A fim de reduzir este efeito negativo, foi também testada a configuração apontada em Takahashi e Inoh (1963), que se baseia num bocal dividido em três secções, cada uma com uma orientação específica do jacto. Embora com esta configuração se verifique uma melhoria do efeito de vedação (62.6%, para  $V_0=5$  m/s e  $\alpha_0 = -10^\circ; 0^\circ; +10^\circ$ , e 66.1%, para  $V_0=8$  m/s e  $\alpha_0 = -5^\circ; 0^\circ; +5^\circ$  para cortina sem recirculação de ar) e 69% para  $V_0=5$  m/s e  $\alpha_0 = -10^\circ; 0^\circ; +10^\circ$  para cortina com recirculação de ar), o rendimento de vedação continua a ser inferior ao da cortina de ar vertical descendente. Por outro lado, constatou-se que é bastante difícil estabelecer qual o binómio velocidade e orientação dos jactos, uma vez que esta dependerá, de forma decisiva, da diferença de temperaturas entre os dois espaços. Outras limitações deste tipo de cortina de ar foram referidas nas secções 5.11 e 5.12.

Em suma, pode concluir-se que, de entre as configurações estudadas, a mais adequada é a de cortina de jacto vertical, sem recirculação directa do ar, instalada no exterior da câmara frigorífica. Resumem-se em seguida as conclusões sobre a influência dos parâmetros mais relevantes, incluindo as condições a respeitar para otimizar o desempenho deste tipo de cortinas de ar.

Para a cortina de ar vertical instalada no exterior da câmara frigorífica, os resultados indicam que o máximo rendimento de vedação se obtém quando o ar é injectado precisamente na vertical ( $\alpha_0=0^\circ$ ). Orientando o jacto da cortina na direcção do espaço exterior (ambiente mais “quente”), verifica-se que o efeito de vedação é pouco afectado. Contudo, dirigindo o jacto – não mais do que  $15^\circ$  – no sentido do espaço mais quente confere-se-lhe uma maior estabilidade quando este é sujeito a perturbações súbitas (e.g., quando o vão da porta é atravessado por pessoas ou máquinas). Por outro lado, verificou-se que a orientação do

jacto da cortina em direcção do espaço mais frio é claramente prejudicial em termos do efeito de vedação pretendido.

Verificou-se que a instalação do equipamento de cortina de ar no interior do espaço arrefecido é desfavorável para efeitos da vedação aerodinâmica do vão da porta. Contudo, orientando o jacto em direcção ao exterior (ambiente mais “quente”), os resultados mostram uma clara melhoria do efeito de vedação: de 58.2% ( $\alpha_0=0^\circ$ ) para 69.8% ( $\alpha_0=-15^\circ$ ). Pode, pois, concluir-se que, independentemente do lado em que se encontra instalado o equipamento de cortina de ar, o jacto de ar deve ser sempre orientado em direcção ao ambiente mais quente.

Na tabela 5.8 encontram-se resumidos os resultados que permitem avaliar a influência dos outros três parâmetros,  $H_p$ ,  $\Delta T$ , e  $b_0$ , para a configuração de cortina de jacto descendente vertical ( $\alpha_0=0^\circ$ ). Como foi referido na secção 5.4, a velocidade de descarga do jacto  $V_{0,opt}$  que garante o máximo efeito de vedação aumenta linearmente com a altura da porta  $H_p$ , podendo essa dependência ser expressa pela equação (5.1). Por seu turno, também se encontrou uma dependência linear de  $V_{0,opt}$  com a diferença de temperatura entre interior e exterior da câmara frigorífica, traduzida pela equação 5.3.

Tabela 5.8: Resumo dos resultados para a cortina de jacto vertical descendente, instalada sobre a porta, no exterior da câmara frigorífica.

PRESENTE ESTUDO						HAYES E STOAKER (1969)			EQUAÇÃO (5.4)
$\Delta T$ [C°]	$b_0$ [m]	$H_p$ [m]	$V_{0,opt}$ [m/s]	$V_{0,opt} \times b_0$ [m <sup>2</sup> /s]	$\eta_{máx}$ [%]	$D_{m,min}$ [-]	$V_{0,min}$ [m/s]	$F$ [-]	$V_0$ [m/s]
25	0.1	2	5	0.50	71.3	0.166	2.5	1.97	5.0
25	0.1	2.5	6.5	0.65	72.4	0.162	3.1	2.10	6.5
25	0.1	3	8	0.80	70.0	0.158	3.7	2.19	8.0
15	0.1	2	4	0.40	70.6	0.166	1.6	2.56	4.0
35	0.1	2	6	0.60	71.2	0.166	3.0	1.95	6.0
25	0.125	2	4.5	0.56	71.8	0.171	2.3	1.86	4.2
25	0.0875	2	5	0.44	71.5	0.163	2.7	1.86	5.6
25	0.075	2	6	0.45	70.4	0.160	2.9	2.08	6.3
25	0.05	2	9	0.45	63.5	0.153	3.4	2.61	8.6

Quanto à espessura do bocal de descarga do jacto  $b_0$ , para as condições simuladas chegou-se a um valor óptimo de 8.75 cm, que corresponde a um menor caudal de ar injectado por metro de comprimento do bocal ( $0.438 \text{ m}^3/\text{s}$ ), mantendo um elevado rendimento de vedação (71.5%).

Como foi referido, a capacidade de vedação de uma cortina de ar depende do equilíbrio entre a quantidade de movimento inicial do jacto e as forças transversais que se pretendem neutralizar, que pode ser representado pelo chamado módulo de deflexão  $D_m$  (Hayes e Stoecker (1969<sup>a</sup>)). Uma cortina de ar deveria ser regulada de modo a funcionar próximo das condições óptimas (correspondentes a  $D_m \approx D_{m,\min}$ ). Porém, há a necessidade de impor uma margem de segurança, isto é, a cortina de ar deverá ter uma quantidade de movimento suficiente para resistir a eventuais perturbações, como a passagem de pessoas ou de máquinas, ou variações da pressão no exterior, permitindo um rápido restabelecimento da cortina, quando interrompida a sua continuidade até ao solo. Esta margem de segurança é traduzida pelo factor de segurança  $F$ , que, segundo Hayes e Stoecker (1969<sup>a</sup>), deve tomar valores entre 1.3 e 2, apesar de o aumento da velocidade da cortina levar ao aumento da taxa de transferência de calor.

Na tabela 5.8 apresentam-se, também, os valores de  $D_{m,\min}$  e a correspondente  $V_{0,\min}$  teórica obtidos pelo método de projecto proposto por Hayes e Stoecker (1969<sup>b</sup>). Verifica-se, em todas as configurações, que a velocidade mínima de projecto é substancialmente inferior ao valor da velocidade óptima de vedação resultante das simulações numéricas. Na tabela apresentam-se ainda os valores do factor de segurança  $F$ , obtidos pela divisão da velocidade a que corresponde a vedação máxima e a velocidade teórica de projecto ( $F=V_{0,\text{opt}}/V_{0,\min}$ ), registando-se valores superiores a 2 na maioria dos casos.

Através de ensaios experimentais em regime transiente, Foster *et al* (2006) mediram um rendimento máximo de vedação de 71%, obtido para uma velocidade inicial do jacto da cortina de 18m/s. A aplicação do método de Hayes e Stoecker (1969<sup>a</sup>) à configuração estudada conduz a uma velocidade  $V_{0,\min} \approx 8\text{m/s}$ , o que corresponde a um factor de segurança de 2.2. Estes factos levaram os autores a concluir que a gama de valores para o

factor de segurança sugerida por Hayes e Stoecker (1969<sup>b</sup>) não é suficiente para se garantir uma eficiência máxima de vedação.

Também Lam *et al* (1990), num estudo numérico bidimensional em regime estacionário de cortina de ar instalada sobre uma porta de 2.5 m de altura, obtiveram  $V_{0,opt}=4$  m/s, contra um valor de  $V_{0,min}\approx 2.1$  m/s dado pelo método de Hayes e Stoecker (1969<sup>a</sup>).

Por outro lado, para a configuração experimental explorada no presente trabalho (vd. secção 4.6), o método de Hayes e Stoecker (1969<sup>a</sup>) conduz a  $V_{0,min}=2.2$  m/s, que é um valor bastante próximo e coerente com o valor que se apurou, quer experimentalmente quer por simulação numérica ( $V_{0,opt}=2.5$  ou 3 m/s, dependendo do tempo em que a porta se mantém aberta).

Estes factos parecem indicar a existência de uma gama de valores combinados das variáveis,  $H_p$ ,  $\Delta T$  e  $b_0$ , para as quais o método de Hayes e Stoecker (1969<sup>a</sup>) terá aplicabilidade.

Confrontando as geometrias e condições da configuração laboratorial (capítulo 4) e a utilizada no presente estudo paramétrico (capítulo 5), em ambas foi utilizada a mesma diferença de temperatura entre os compartimentos ( $\Delta T=25$  °C), assim como, espessuras do bocal de descarga do jacto,  $b_0$ , semelhantes (*cf.* por exemplo,  $b_0=4$  cm na instalação laboratorial e  $b_0=5$  cm na configuração referente ao estudo paramétrico). Deste modo, e sustentado também pelos resultados de outros autores (por exemplo, Lam *et al* (1990) e Foster *et al* (2006)), pode concluir-se que a aplicabilidade do método de Hayes e Stoecker (1969<sup>a</sup>) deve ser limitada a uma gama de valores de altura da porta  $H_p$ , a vedar.

Justificado pela análise anterior, procurou-se obter uma correlação que traduzisse a estimativa da velocidade óptima do jacto em função dos parâmetros principais ( $H_p$ ,  $\Delta T$  e  $b_0$ ). Os resultados do estudo paramétrico conduziram à seguinte expressão:

$$V_{0,opt} = 3 \times H_p + 0.1 \times \Delta T + 0.83 \times b_0^{0.78} - 8.5 \quad (5.4)$$

Na última coluna da tabela 5.8, apresentam-se, para cada uma das configurações, os valores da velocidade óptima do jacto calculados pela equação (5.4), bastante próximos dos resultantes do estudo paramétrico.

Uma vez que as condições simuladas, quer relativamente à altura da porta ( $2\text{m} < H_p < 3\text{m}$ ), quer à diferença de temperaturas ( $15^\circ\text{C} < \Delta T < 30^\circ\text{C}$ ) através da cortina, reproduzem as condições encontradas na maioria das aplicações reais, pode concluir-se que a equação (5.4) pode ser utilizada na aferição da velocidade óptima de descarga do jacto da cortina de ar. Será sempre boa prática orientar o jacto para o lado do ambiente mais quente, no ângulo de cerca de  $15^\circ$ , particularmente em possíveis casos de cortinas de ar instaladas do lado interior da câmara frigorífica.

Uma vez que a expressão (5.4) resulta de previsões numéricas, carece de alguma validação experimental. Embora não se tivessem realizado ensaios experimentais, pode-se, contudo, confrontar com alguns resultados conhecidos. Na tabela 5.9 comparam-se os valores teóricos obtidos pela equação (5.4) com os valores da velocidade óptima do jacto apurados em alguns estudos experimentais, incluindo o do presente trabalho.

Tabela 5.9: Comparação de valores da velocidade óptima do jacto apurados em estudos experimentais de diferentes investigadores com a prevista pela equação (5.4).

	$H_p$ [m]	$\Delta T$ [ $^\circ\text{C}$ ]	$b_o$ [m]	$V_{o,opt}$ [m/s]	Eq. (5.4)
Presente estudo	1	25	0.04	3	7.2
Longdill e Wyborn (1979)	1.65	41	0.038	12	11.2
Foster <i>et al</i> (2006)	3.2	41	0.03	18	18.0
Neto (2006)	2.1	10	0.045	7.8	8.1

Verifica-se que nos estudos realizados à escala real, em que a altura da porta é substancialmente maior, a equação (5.4) consegue prever com bastante precisão o valor da velocidade óptima a atribuir ao jacto. Por outro lado, para a configuração laboratorial do presente estudo, a equação (5.4) sobreavalia em mais de 50% o valor da velocidade óptima do jacto.

### **5.14- RECOMENDAÇÕES DE PROJECTO**

Nesta secção apontam-se alguns princípios para uma boa concepção, instalação e exploração de um equipamento de cortina de ar, para além dos já referidos (como a recomendação de instalar a cortina no lado exterior do compartimento).

Verificou-se que a generalidade dos catálogos de diferentes fabricantes de cortinas de ar refere a aplicabilidade a uma dada gama de alturas de porta; porém, possuem apenas dois, três no máximo, níveis diferentes de velocidade do ventilador, que, em muitos casos, produzem valores próximos da velocidade do jacto de ar. Por outro lado, a selecção do equipamento não tem em conta, frequentemente, a diferença de temperaturas a preservar. Além disso, em muitas aplicações, a potência do equipamento instalado não é suficiente para produzir a velocidade óptima do jacto de ar.

Como vimos, após a abertura da porta de acesso de uma câmara frigorífica, a diferença de temperatura relativamente ao ambiente ou compartimento exterior vai diminuindo com o tempo, pelo que, para que a cortina de ar opere nas condições óptimas, também a velocidade de descarga do jacto deverá diminuir. Por outro lado, a temperatura do “ambiente exterior” pode variar significativamente ao longo do dia e, também, ao longo do ano. Deste modo, também se alterará a velocidade óptima de descarga do jacto.

Adicionalmente, e como observado por alguns autores (Downing e Meffert (1993), acredita-se que, ainda nos dias de hoje, aconteça que vários equipamentos sejam mal seleccionados para a altura de porta que se pretende vedar, ou que estejam mal regulados em termos de velocidade e ângulo de descarga do jacto.

De forma a evitar todos os constrangimentos referidos anteriormente, sugere-se que os equipamentos de cortina de ar sejam dotados com um dispositivo de comutação electrónica que, em função da temperatura do ar medida em ambos os lados da cortina, permita variar a velocidade do jacto, aproximando-a do valor óptimo para as condições instantâneas. Monitorizando as temperaturas de cada um dos compartimentos, por exemplo através de termopares, um colocado na grelha de aspiração da cortina e outro no compartimento

oposto, a velocidade de descarga do jacto pode ser ajustada pela variação da velocidade de rotação do ventilador. Para isso, bastará programar a comutação electrónica com uma função do tipo da equação 5.4.

Uma última nota acerca da espessura do bocal: pela consulta de catálogos de vários fabricantes de cortinas de ar verifica-se que a maioria dos equipamentos comerciais indicados para a vedação de câmaras frigoríficas possuem bocais com espessuras entre 3 cm e 6 cm. Face aos resultados do presente estudo, sugere-se aos fabricantes um aumento da espessura do bocal de descarga, mantendo a capacidade do equipamento para desenvolver um nível suficiente de velocidade de descarga do jacto. De facto, com  $b_0 = 8.75$  cm, correspondendo a um caudal de descarga de  $\dot{V} = 0.831$  m<sup>3</sup>/s, obteve-se um melhor rendimento máximo de vedação (71.5%) do que com  $b_0 = 5$  cm (63.5%), mesmo que com maior caudal de descarga ( $\dot{V} = 0.855$  m<sup>3</sup>/s).

## CAPÍTULO 6 – CONCLUSÕES

Neste capítulo resumem-se as principais conclusões alcançadas, com realce para os aspectos mais originais do trabalho. Por outro lado, revelam-se os aspectos menos esclarecidos e fornecem-se sugestões de investigação futura, que complemente o presente trabalho. Finalmente, referem-se ainda, as potencialidades que um modelo numérico, semelhante ao aqui desenvolvido, pode ter no estudo de outros processos físicos dominados pelos fenómenos de transferência em escoamentos.

### **6.1- PRINCIPAIS CONTRIBUTOS DO TRABALHO**

Da vertente laboratorial, resultou evidente o cuidado especial a ter nos processos de medida e aquisição de dados de uma variável física, nomeadamente, na identificação de eventuais erros que interfiram e influenciem a medição experimental. De igual modo, no estudo de validação do modelo numérico, ficou patente a importância de se especificarem correctamente as condições de fronteira que definem a configuração experimental, incluindo as não controladas e que, por vezes, são consideradas de menor importância.

De entre os modelos de turbulência testados, verificou-se que o modelo  $k-\varepsilon$  conduzia a resultados aceitáveis. Contudo, foi seleccionado o modelo  $k-\omega_{SST}$  para os cálculos subsequentes, visto que proporcionava resultados igualmente satisfatórios e, conceptualmente, é dedicado à simulação do escoamento junto a superfícies sólidas.

A boa concordância obtida entre os dados experimentais e os resultados numéricos para a evolução da temperatura em alguns pontos de monitorização (critério de comportamento pontual), bem como na avaliação da eficiência de vedação (critério de comportamento global), permitiu concluir a validação satisfatória do modelo numérico tridimensional e transiente implementado, no código ANSYS CFX<sup>®</sup>.

Relativamente ao modelo numérico bidimensional, implementado em linguagem FORTRAN, na sua versão de regime permanente, mostrou ser capaz de prever o campo do escoamento



no domínio dos dois compartimentos. Contudo, na versão transiente, o processo iterativo revelou dificuldades de convergência, evidenciando um comportamento oscilatório.

Para efeitos de comparação dos códigos de cálculo bidimensional e tridimensional, de concepção distinta, implementou-se a partir do modelo tridimensional (em ANSYS CFX<sup>®</sup>) uma aproximação bidimensional, considerando a porta de ligação entre os dois espaços a abranger toda a largura dos compartimentos. Desta forma, concluiu-se que o valor da velocidade óptima do jacto da cortina era praticamente igual nas duas abordagens. Porém, na aproximação bidimensional usando o *software* ANSYS CFX<sup>®</sup>, é maior a troca de ar através do vão da porta na situação de cortina desligada, daí resultando uma sobreavaliação do efeito de vedação. Para além disso, dever-se-ão ter presentes as limitações intrínsecas de um modelo ou de uma aproximação bidimensional, nomeadamente a omissão de muitos pormenores do campo de escoamento.

No estudo sobre a infiltração de ar através de um vão de porta sem qualquer dispositivo de vedação, foram comparados os resultados experimentais com as previsões da modelação numérica tridimensional. Além disso, testou-se também a capacidade de previsão de diferentes modelos analíticos. Por admitirem condições de regime permanente, constatou-se que os modelos analíticos apenas produzem resultados plausíveis para pequenos períodos em que a porta é mantida aberta. Verificou-se ainda que, embora a maioria desses modelos sobreavaliem a infiltração de ar através da porta, os modelos de Fritzsche e Lilienblum (1968), Gosney e Olama (1975) e Wilson e Kiel (1990) são os que melhor prevêm a infiltração máxima.

Confirmou-se que existe um valor óptimo da velocidade de descarga do jacto, correspondente ao valor mínimo necessário para garantir a continuidade da cortina até ao solo, para o qual a eficiência de vedação é máxima. Porém, a velocidade do jacto deverá ser sempre algo superior, para garantir a necessária estabilidade da cortina de ar e resistir a eventuais perturbações. Por outro lado, uma velocidade de descarga muito superior àquele valor mínimo resultará em trocas de calor demasiado elevadas através da cortina. Além disso, devido à entrada de ar quente no interior da câmara frigorífica, a diferença de temperaturas através da cortina vai diminuindo, pelo que também se alterará o valor óptimo da velocidade a atribuir ao jacto. Por outras palavras, o fenómeno físico em causa é

claramente transiente, pelo que não existe um valor único para a velocidade óptima, fixa, a impor ao jacto de ar da cortina.

Numa primeira fase do estudo paramétrico, destinada a definir a configuração de base, concluiu-se que o ambiente exterior de uma câmara frigorífica pode, para efeitos de simulação numérica, ser modelado por um compartimento com dimensões e condições de fronteira semelhantes às da própria câmara.

Neste estudo, foram testadas diferentes configurações possíveis de operação destes equipamentos (cortinas de jacto descendente, com e sem recirculação; cortina “gémeas” e cortinas de jacto horizontal, com e sem recirculação do ar). Concluiu-se que a cortina de ar de jacto vertical descendente, sem recirculação directa do ar, instalada no exterior, é a que reúne mais vantagens na vedação de uma porta de acesso a uma câmara frigorífica. Acrescentando-lhe a opção de recirculação directa do ar, recolhido numa grelha ao nível do solo, consegue-se melhorar ainda a eficiência de vedação. Contudo, a reutilização de ar recolhido ao nível do solo não é apropriado em aplicações de vedação de câmaras frigoríficas de armazenamento de produtos alimentares.

Também se verificou que a utilização de duas cortinas (gémeas) não tem vantagens relativamente à configuração de uma só cortina.

Relativamente às cortinas de ar de jacto horizontal, verificou-se que estas têm um rendimento de vedação inferior às cortinas de jacto vertical descendente. A sua capacidade de vedação pode ser significativamente melhorada se o bocal de injeção for dividido em três secções, com orientações distintas, que, contudo, são difíceis de otimizar.

Para a configuração mais comum, e que se revelou mais vantajosa (cortina de ar de jacto descendente, sem recirculação), realizou-se um estudo paramétrico sistemático para determinar a influência dos parâmetros mais relevantes ( $H_p$ ,  $\Delta T$ ,  $b_0$  e  $\alpha_0$ ) sobre a eficiência de vedação.

Como já era de algum modo esperado, verificou-se que o valor da velocidade óptima do jacto aumenta com a altura da porta a vedar, sendo essa relação aproximadamente linear e traduzida pela equação 5.2.

Do mesmo modo, confirmou-se que velocidade de descarga da cortina, a que corresponde um máximo efeito de vedação, varia linearmente com a diferença de temperaturas de ambos os lados da porta que se pretende vedar, podendo essa relação ser traduzida pela equação 5.3.

Concluiu-se também que é vantajosa a utilização de cortinas de ar mais espessas. Permitindo velocidades do ar mais baixas (com particular interesse em aplicações de climatização), resulta num melhor efeito de vedação. Contudo, verificou-se que existe um limite máximo para a espessura do bocal de descarga; para as condições testadas, a espessura óptima do foi de  $b_0=8.75$  cm.

Relativamente à orientação inicial do jacto, verificou-se que este deve ser dirigido no sentido do compartimento ou ambiente mais quente, segundo um ângulo próximo de  $15^\circ$ , independentemente do lado onde se encontra instalado o equipamento de cortina de ar. Se estiver instalado no interior (mais frio), o efeito de vedação é claramente melhorado quando o jacto é orientado na direcção do exterior (mais quente). Se instalado no exterior, a inclinação do jacto para esse mesmo lado parece não aumentar o rendimento de vedação; contudo, imprime ao jacto uma maior estabilidade quando sujeito a variações de pressão externas ou outras perturbações súbitas. Em ambas as situações, o efeito de vedação é claramente prejudicado se o jacto for dirigido para o lado do compartimento mais frio.

Concluiu-se ainda, que o método de projecto de Hayes e Stoecker (1969<sup>a</sup>), não consegue prever a velocidade óptima a imprimir ao jacto da cortina, pelo menos para algumas configurações.

Uma vez que os equipamentos de cortina de ar existentes no mercado possuem apenas dois ou três níveis de velocidade, propõe-se que estes passem a incorporar um dispositivo electrónico que faça variar automaticamente a velocidade do jacto (por exemplo, através do modelo da equação 5.4), de forma a funcionarem em condições próximas das óptimas, de máxima eficiência de vedação.

Face aos presentes resultados, conclui-se também que os equipamentos de cortina de ar actualmente no mercado têm, geralmente, um bocal de descarga relativamente estreito,

pelo que se sugere, aos fabricantes deste tipo de equipamentos, um aumento da espessura do bocal de descarga, mas mantendo a capacidade do equipamento desenvolver um nível suficiente de velocidade de descarga do jacto.

Por último, pode concluir-se que, apesar das aproximações inerentes à modelação numérica, quando utilizada com rigor esta é claramente uma ferramenta muito útil, quer na fase de projecto de uma instalação industrial, no que diz respeito à geometria e selecção dos parâmetros do escoamento, quer na optimização das condições de funcionamento, mesmo em equipamentos já instalados.

## **6.2- DESENVOLVIMENTOS FUTUROS**

Apresentam-se seguidamente alguns aspectos não abordados no presente trabalho e que poderão vir a constituir temas de investigação.

Mesmo que se admitam plausíveis e coerentes os resultados numéricos obtidos no estudo paramétrico descrito no capítulo 5, cujas principais conclusões se encontram integradas na expressão 5.4 proposta, entende-se que esta equação requer uma validação experimental mais cuidada, particularmente no que respeita aos limites para a sua aplicabilidade.

Nesse sentido, será interessante conceber e explorar de um equipamento de cortina de ar apetrechado com um dispositivo electrónico de ajuste automático da velocidade de descarga do ar, em função da diferença de temperaturas de ambos os lados da cortina.

Um aspecto que não foi aqui explorado, e que merece ser tratado em trabalhos futuros, é a influência de ventos perpendiculares e laterais sobre o desenvolvimento da cortina e a sua capacidade de vedação, especialmente em condições de regime transiente.

Apesar do estudo desenvolvido ser dedicado à vedação aerodinâmica de espaços arrefecidos, o modelo numérico desenvolvido pode, também, ser utilizado em aplicações de conforto térmico ou climatização.

O modelo numérico desenvolvido pode ainda servir para a optimização de escoamentos de ar no interior de espaços arrefecidos, uma vez que vários problemas têm sido identificados

quanto à manutenção de produtos alimentares a uma temperatura uniforme. Isto pode aplicar-se a câmaras frigoríficas ou a expositores de refrigerados (e.g. murais verticais) em espaços comerciais.

Ainda no sector das indústrias agro-alimentares, existem por vezes problemas na distribuição da velocidade e de temperatura do ar em câmaras de secagem, como as câmaras de cura de queijos, presuntos ou enchidos. Recorrendo à modelação numérica, é possível otimizar o projecto da geometria do espaço e a localização das insuflações de ar. O mesmo pode ser feito, na fase de exploração, no sentido de modelar a melhor disposição dos produtos de forma a otimizar o processo de secagem, procurando o padrão de escoamento mais favorável.

## BIBLIOGRAFIA

A Brief History of the Air Curtain, em <http://www.miniveil.com/history.html>.

Aquino, R. (2004), "Advanced Oven Technology - The Air Barrier Heat Seal", Paint & Coatings Industry, Janeiro 2004.

ASHRAE (2002), "Infiltration air load" in 2002 ASHRAE Refrigeration Handbook, Chapter 12 - Refrigeration Load: 12.3 - 12.5.

Azzouz A, Gosse J, Duminil M. (1993), "Experimental determination of cold loss caused by opening industrial cold room doors". International Institute of Refrigeration; 16(1): pp. 57-66.

Axel, M. e Fahlén, P. (2003), "Design criteria for energy efficient vertical air curtains in display cabinets", Proc. International Congress of Refrigeration 2003, p. 9, Washington D.C., USA.

\*Bardina, J.E., Huang, P.G. and Coakley, T.J., (1997) "Turbulence Modeling Validation Testing and Development." NASA Technical Memorandum 110446, [citado no manual ANSYS-CFX].

\*Bardina, J.E., Huang, P.G. and Coakley, T.J., (1997) "Turbulence Modeling Validation", AIAA Paper 97-2121[citado no manual ANSYS-CFX].

Blomqvist, C. e Sandberg, M. (1998), "Transition from bi-directional to unidirectional flow in a doorway", Proc. 6th International Conference on Air Distribution in Rooms (RoomVent'98), Vol. 2, pp. 539-546, Stockholm, Sweden.

Brites, G.J.V.N. (2004), "Estudo laboratorial do escoamento de ar associado a um sistema de ventilação por deslocamento". Tese de Mestrado, Universidade de Coimbra, Portugal.

\*Brown, W.G. e Solvason, K.R. (1962), "Natural convection through rectangular openings in partitions. I - Vertical partitions", International Journal of Heat and Mass Transfer, 5, pp. 859-868 [citado por Gosney e Olama (1975)].

Cehlin, M., Moshfegh, B. e Sandberg, M. (2000), "Visualization and measurement of air temperature using infrared thermography", Proc. 7th International Conference on Air Distribution In Rooms (RoomVent'2000), Vol. I, pp. 339-347, Reading, UK.

CENTAURO, (2000), "Catálogo das cortinas de ar séries CC/CI/CIE - Ano 1999/0", Departamento Técnico e de Qualidade, 22 páginas.

Chen, Y.-G. e Yuan, X.-L. (2005), "Experimental study of the performance of single-band air curtains for a multi-deck refrigerated display cabinet", Journal of Food Engineering, 69(3), pp. 261-267.

- Chieng, C.C. e Launder B.E. (1980), "On the calculation of turbulent heat transport downstream from an abrupt pipe expansion", Numer. Heat Transfer, vol. 3, pp 189-207.
- Cortella G., Manzan M., Comini G., (2001), "CFD simulation of refrigerated display cabinets", International Journal of Refrigeration, 24, pp. 250-260.
- Cortella G. (2002), "CFD-aided retail cabinets design", Computers and Electronics in Agriculture 34 (2002) pp. 43–66.
- Costa, J.J. (1996). "Estudo do escoamento originado por dois jactos parietais não-isotérmicos num domínio fechado", dissertação de doutoramento, Universidade de Coimbra, Portugal (1996).
- Costa, J.J., Oliveira, L.A. e Blay D. (1999), "Test of several versions for the  $k-\varepsilon$  type turbulence modelling of internal mixed convection flows", International Journal of Heat and Mass Transfer, 42, pp. 4391-4409.
- Costa, J.J., Oliveira, L.A. e Blay D. (2000), "Turbulent airflow in a room with a tow-jet heating-ventilation system – a numerical parametric study", Energy and Buildings, 32, pp. 327-343.
- Costa, J.J. e Oliveira, L.A. (2001), "Vedação Aerodinâmica por Cortina de Ar – Estudo Numérico", Proc. I Jornadas Técnicas de Primavera da EFRIARC – Climatização & Refrigeração em Portugal, pp. 143-158, Porto.
- Costa, J.J. e Oliveira, L.A. (2002), "Vedação aerodinâmica: parametrização numérica do isolamento de duas divisões", Proc. V Congresso de Métodos Numéricos em Engenharia, Madrid, Espanha.
- Costa, J.J., Oliveira, L.A. e Silva, M.C.G (2006), "Energy savings by aerodynamic sealing with a downward-blowing plane air curtain - A numerical approach", Energy and Buildings, 38(10), pp. 1182-1193.
- Cui, J. e Wang, S. (2004), "Application of CFD in evaluation and energy-efficient design of air curtains for horizontal refrigerated display cases", International Journal of Thermal Sciences, 43(10), pp. 993-1002.
- D'agaro, P., Cortella, G. e Croce, G. (2006<sup>a</sup>), "Two- and three-dimensional CFD applied to vertical display cabinets simulation", International Journal of Refrigeration, 29(2), pp. 178-190.
- D'agaro, P., Croce, G. e Cortella. G. (2006<sup>b</sup>), "Numerical simulation of glass doors fogging and defogging in refrigerated display cabinets", Applied Thermal Engineering, 29(2), pp. 178-190.
- Downing, C.C. e Meffert, W.A. (1993), "Effectiveness of cold-storage door infiltration protective devices", ASHRAE Transactions, 99(2), pp. 356-366.
- Elsayed M.M. (1998). Infiltration Load in Cold Rooms. ASHRAE Trans, 4( 2), pp. 4254–69

- \*Emswiler, J.E. (1926), "The neutral zone in ventilation", *Journal of the American Society of Heating and Ventilation Engineers*, 32(1), pp. 1-16 [citado por Foster *et al* (2003)].
- Faramarzi, R. (1999), "Efficient Display Case Refrigeration", *ASHRAE Journal*, 41(11), 46-52.
- Field B.S. e Loth E. (2006), "Entrainment of air curtains down a wall", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 30, pp. 175-184.
- Foster, A.M., Swain, M.J., Barrett, R. e James, S.J. (2002), "Measurement and prediction of air movement through doorways in refrigerated rooms", *International Journal of Refrigeration*, 25(8), pp. 1102-1109.
- Foster, A.M., Swain, M.J., Barrett, R. e James, S.J. (2003). "Experimental verification of analytical and CFD predictions of infiltration through cold store entrances", *International Journal of Refrigeration*, 26(8), pp. 918-925.
- Foster A.M., Madge M., Evans J.A. (2005). "The use of CFD to improve the performance of a chilled multi-deck retail display cabinet", *International Journal of Refrigeration*, 28 (8), pp. 698–705.
- Foster, A.M., Swain, M.J., Barrett R., D'Agaro P. e James, S.J. (2006). "Effectiveness and optimum jet velocity for a plane jet air curtain used to restrict cold room infiltration", *International Journal of Refrigeration*, 29(5), pp. 692-699.
- Foster, A.M., Swain, M.J., Barrett R., D'Agaro P., Ketteringham L.P. e James, S.J. (2007). "Three-dimensional effects of an air curtain used to restrict cold room infiltration", *Applied Mathematical Modelling*, 31(6), pp. 1109-1123.
- \*Fritzsche C. e Lilienblum W. (1968). Neue messungen zur bestimmung der kalterluste an kuhlraumturen. *Kaltetechnik- Klimatisierung*; 20:279–86 [citado por Foster *et al* (2003)].
- Gaspar, P.D. e Pitarma, R.A. (2004), "Isolamento térmico por cortina de ar - aplicação a instalações e equipamentos frigoríficos", *Proc. Encontro Nacional de Isolamento Térmico e Acústico (ENITA)*, Estoril, Portugal.
- Gaspar, P.D., Miranda, A. e Pitarma, R.A. (2003), "Optimização numérica de expositores refrigerados abertos", *Proc. VI Congresso Ibero-Americano de Engenharia Mecânica (CIBEM6)*, Vol. 1, pp. 687-692, Coimbra.
- Gaspar, P.D., Pitarma, R.A. e Gonçalves, L.C.C. (2005), "Influência das Condições Ambientais no Desempenho Térmico e Energético de Expositores Refrigerados", *Proc. 3ª Conferência de Engenharia, Inovação e Desenvolvimento (Engenharia'2005)*, UBI, Covilhã.
- Ge, Y.T. e Tassou, S.A. (2001), "Simulation of the performance of single jet air curtains for vertical refrigerated display cabinets", *Applied Thermal Engineering*, 21, pp. 201- 219.



- Gonçalves JC, Costa JJ, Figueiredo AR, Lopes AG (2009<sup>a</sup>). "Infiltração de ar através de portas de acesso a câmaras frigoríficas. Verificação experimental de previsões analíticas e através de CFD". *Millenium - Revista do ISPV* - n.º 37.
- Gonçalves J.C., Costa J.J., Figueiredo A.R., Lopes A.G. (2009<sup>b</sup>). "Estudo experimental e numérico do escoamento de um jacto plano originado por um dispositivo de cortina de ar", III Conferência Nacional em Mecânica de Fluidos, Termodinâmica e Energia, Bragança.
- Gonçalves J.C., Costa J.J., Figueiredo A.R., Lopes A.G. (2009<sup>c</sup>). "Three Dimensional CFD Model for the Aerodynamic Sealing of a Cold Store", CYTEF-2009. V Congreso Ibérico & III Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío. Castellón, Espanha.
- \*Goodfellow, H.D. (1985), "Advanced Design of Ventilation Systems or Contaminant Control", Amsterdam, Elsevier Science Publisher [citado por Valkeapää (2002)].
- \*Gosman, A.D. (1975), "A finite difference calculation procedure for turbulent flows. I – Solution of equations for mean flow; II – Incorporation of two-equation turbulence model", lições 4 e 8 no curso intitulado "Turbulent recirculating flows". Imperial College of Science and Technology, Londres. [citado por Costa (1996)].
- Gosney, W.B. e Olama, H.A.L. (1975), "Heat and enthalpy gains through cold room doorways", *Proc. Proceedings of the Institute of Refrigeration* 72, London.
- Guyonnaud, L. e Sollic, C. (1998), "Mass transfer analysis of an air curtain system", *Advances in Fluid Mechanics*, 21, pp. 139-148.
- Guyonnaud L. et al. (2000), Design of air curtains used for area confinement in tunnel, *Exp. Fluids*, 28, pp. 377–384.
- Havet, M., Rouaud, O. e Sollic, C. (2003), "Experimental investigations of an air curtain device subjected to external perturbations", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 24(6), pp. 928-923.
- Hayes, F.C. (1968). "Heat transfer characteristics of the air curtain: A plane jet subjected to transverse pressure and temperature gradients", PhD thesis Tese de Doutorado, Department of Mechanical Engineering, University of Illinois, USA, 120 páginas.
- Hayes, F.C. e Stoecker, W.F. (1969<sup>a</sup>), "Heat transfer characteristics of the air curtain", *ASHRAE Transactions*, 75(2), pp. 153-167.
- Hayes, F.C. e Stoecker, W.F. (1969<sup>b</sup>), "Design data for air curtains", *ASHRAE Transactions*, 75(2), pp. 168-180.
- Hendrix, W.A., Henderson, D.R. e Jackson, H.Z. (1989), "Infiltration heat gains through cold storage room doorways", *ASHRAE Transactions*, 95(2), pp. 1155-1168.
- Hetsroni, G. (1963). "Heat transfer through an air curtain", Tese de Doutorado, Department of Mechanical Engineering, Michigan State University, USA, 91 páginas.

- Hetsroni, G. e Hall, C.W. (1964), "Further studies of the air curtain", Quarter Bull., Michigan Agric. Experiment Sta., 46(3), pp. 438-452.
- Howell, R.H., Van, N.Q. e Smith, C.E. (1976), "Heat and moisture transfer through turbulent recirculated plane air curtains", ASHRAE Transactions, 82(2), pp. 191-205.
- Howell, R.H. e Shibata, M. (1980), "Optimum heat transfer through turbulent recirculated plane air curtains", ASHRAE Transactions, 86(1), pp. 188-200.
- Howell, R.H. e Shibata, M. (1983), "Heat transfer thru air doors on heated and cooled buildings", Proc. The Fourth International Symposium on the Use of Computers for Environmental Engineering Related to Buildings, pp. 140-145, Tokyo.
- Jaramillo J. E., Pérez-Segarra C. D., Oliva A., and Oliet C. (2009), "Analysis of the Dynamic Behaviour of Refrigerated Space Using Air Curtains". Numerical Heat Transfer, Part A, 55(6), pp. 553–573.
- \*Jones B.W., Beck B.T. e Steele J.P. (1983). "Latent loads in low humidity rooms due to moisture". ASHRAE Trans; 89, pp. 35–55 [citado por Foster *et al* (2003)].
- Lam, J.K.-W., Ruddick, K.G. e Whittle, G.E. (1990), "Air curtains for infiltration control – A computational fluid dynamics analysis", Proc. 11th AIVC Conference, pp. 301-324, Belgirate, Italy.
- \*Launder, B.E., Reece, G.J. and Rodi, W. (1975), "Progress in the developments of a Reynolds-stress turbulence closure". *J. Fluid Mechanics*, Vol. 68, pp. 537-566, [citado no manual ANSYS-CFX].
- Lawton, E.B. e Howell, R.H. (1995), "Energy savings using air curtains installed in hightraffic doorways", ASHRAE Transactions, 101(2), pp. 136-143.
- Longdill, G.R. e Wyborn, L.G. (1979), "Performance of air curtains in single storey cold stores", Proc. XV International Congress of Refrigeration, pp. 77-88, Venice.
- Markatos, N. C. (1986), The Mathematical modeling of turbulent flows, Appl. Math. Modelling, vol. 10, pp 190-220.
- McWilliams, J. (2002), "Review of airflow measurement techniques", Environmental Energy Technologies Division - Lawrence Berkeley National Laboratory, p. 116.
- \*Menter, F.R., (1993). "Multiscale model for turbulent flows". In 24th Fluid Dynamics Conference. American Institute of Aeronautics and Astronautics [citado no manual ANSYS-CFX].
- \*Menter, F.R. (1994), "Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications". *AIAA-Journal.*, 32(8) [citado no manual ANSYS-CFX].
- \*Mott, L.F. (1962), "Design for protection by air curtain", Heating and Air Conditioning, Vol. 28(2), pp. 164-166 [citado por Valkeapää (2002)].

- Navaz, H.K., Faramarzi, R., Gharib, M., Dabiri, D. e Modarress, D. (2002), "The application of advanced methods in analyzing the performance of the air curtain in a refrigerated display case", *Journal of Fluids Engineering*, 124, pp. 756-764.
- Navaz, H.K., Henderson, B.S., Faramarzi, R., Pourmovahed, A. e Taugwalder, F. (2005), "Jet entrainment rate in air curtain of open refrigerated display cases", *International Journal of Refrigeration*, 28(2), pp. 267-275.
- Neto, L.P.C. e Silva, M.C.G. (2003<sup>a</sup>), "Influence of the jet initial inclination angle on the performance of an air curtain device", *Proc. 7th International Conference on Energy-Efficient Healthy Buildings (Healthy Buildings 2003)*, Vol. 2, pp. 314-320, Singapore.
- Neto, L.P.C. e Silva, M.C.G. (2003<sup>b</sup>), "Utilização da termografia por infra-vermelhos na avaliação do desempenho de cortinas de ar", *O INSTALADOR - Revista Técnica de Edifícios, Energia e Ambiente*, 89, pp. 27-33.
- Neto, L.P.C., Silva, M.C.G. e Costa, J.J. (2006), "On the use of infrared thermography in studies with air curtain devices", *Energy and Buildings*, 38(10), pp. 1194-1199.
- Neto L.P.C. (2006), "Estudo de sistemas de vedação aerodinâmica do tipo cortina de ar", dissertação de doutoramento, Universidade de Coimbra, Portugal.
- Oliveira, L.A., Costa, J.J., Carvalho, M.D.G., Gerhardt, H.J. e Kramer, C. (1991), "On aerodynamic sealing for industrial applications", *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 37, pp. 255-268.
- Oliveira, L.A., Penot, F. e Costa, J.J. (1996), "Aerodynamic sealing through a double jet curtain: a parametric numerical study", *Proc. 5<sup>th</sup> International Conference on Air Distribution in Rooms (RoomVent'96)*, Vol. I, pp. 437-444, Yokohama, Japão.
- Oliveira, L.A., Penot, F., Costa, J.J. e Mousset, S. (1997), "Étude Numérique 2D de l'Isolation Dynamique par Double Rideau d'Air, incluant lês Effets Thermiques et un Modele de Turbulence (POSTER)", *Proc. 13<sup>eme</sup> Congrès Français de Mécanique, Futuroscope, França*.
- Pham, Q.T. e Oliver, D.W. (1983), "Infiltration of air into cold stores", *Proc. 16<sup>th</sup> International Congress of Refrigeration*, Vol. IV, pp. 67-72, Paris.
- Rodi, W. (1980), "Turbulence Models and their applications in hydraulics – A state of the art Review", *International Association for Hydraulic Research, Delft, Holanda*.
- Schaelin, A. (1998), "Comfort problems and energy losses at shop entrances field investigations and numerical simulations", *Proc. 6th International Conference on Air Distribution in Rooms (RoomVent'98)*, Vol. 2, pp. 335-342, Stockholm, Sweden.
- \* Schlichting H., *Boundary-layer theory*, 7<sup>a</sup> edição, McGraw-Hill Inc. (1979) [citado no manual ANSYS-CFX].

- SENSOR ELECTRONIC, (2001), "Air temperature and low velocity measurements system Series HT-400 manual", Sensor Electronic & Measurement Equipment, Gliwice, Polónia, 42 páginas.
- Sherman, M.H. (1989), "Air infiltration measurement techniques", Proc. 10th AIVC Conference, Vol. 1, pp. 63-88, Espoo, Finland.
- Silva, M.G., Neto, L., Brites, G. (2001), "Vedação Aerodinâmica por Cortina de Ar – Ensaios Experimentais", Proc. I Jornadas Técnicas de Primavera da EFRIARC, Porto, Portugal.
- Silva, M.G., Neto, L., Brites, G. (2002), "Aerodynamic Sealing with air curtains - Experimental testes", Proc. of the 8th International Conference on the Air Distribution in Rooms – RoomVent 2002, pp709-712. Copenhagen.
- Sirén, K., Valkeapää, A. e Hejazi-Hashemi, S. (2000), "Prevention of cold air flow penetration into industrial buildings - a design guide", Proc. 6th International Symposium on Ventilation for Contaminant Control (Ventilation 2000), Vol. 2, pp. 3-5, Helsinki, Finland.
- Sirén, K. (2003<sup>a</sup>), "Technical dimensioning of a vertically upwards blowing air curtain – part I", Energy and Buildings, 35, pp. 681-695.
- Sirén, K. (2003<sup>b</sup>), "Technical dimensioning of a vertically upwards-blowing air curtain – part II", Energy and Buildings, 35, pp. 697-705.
- Stannov, T., Melikov, A.K., Popiolek, Z. e Jorgensen, F.E. (1998), "Test method for describing directional sensivity of anemometers for low-velocity measurements indoors", ASHRAE Transactions, 104(Part 1), pp. 1481-1489.
- Stribling, D., Tassou, S.A. e Marriott, D. (1997), "A two-dimensional CFD model of a refrigerated display case", ASHRAE Transactions, 103(1), pp. 88-94.
- Takahashi, K. e Inoh, M. (1963), "Some measurements on air curtain efficiency for cold rooms", Proc. 11th International Congress of Refrigeration, Vol. II, pp. 1035-1039, Munich.
- \*Tamm, W. (1963), "Airflow within air curtains to protect cold rooms", Proc. 11<sup>th</sup> International Congress of Refrigeration, Vol. I, pp. 1025-1033, Munich [citado por Pham e Olivier 1983].
- Tang, D. (1998), "CFD modelling and experimental validation of air flow between spaces", Proc. 6th International Conference on Air Distribution in Rooms (RoomVent'98), Vol. 2, Stockholm, Sweden.
- Törnström, T. e Moshfegh, B. (2003), "Numerical study on airflow through large openings", Proc. 4th International Conference on Cold Climate: Heating, Ventilation and Air-Conditioning (Cold Climate HVAC 2003), Trondheim, Norway.

- Valkeapää, A., Hejazi-Hashemi, S. e Sirén, K. (2000), "Experimental study on upwards blowing air curtain jet", Proc. 6th International Symposium on Ventilation for Contaminant Control (Ventilation 2000), Vol. 2, pp. 84-87, Helsinki, Finland.
- Valkeapää, A. (2002), "Effect of design parameters of unheated twin air jets on thermal conditions near the doorway", Proc. 8th International Conference on Air Distribution in Rooms (RoomVent'2002), pp. 677-680, Copenhagen, Denmark.
- Van Doormal e Raithby, G.D. (1984), "Enhancements of the SIMPLE method for predicting incompressible fluid flow", Numer. Heat Transfer, vol. 7, pp. 147-163.
- Van Male, J. (1983), "A new vertical air curtain design for cold-storage doors", Proc. Proceedings of 16th International Congress of Refrigeration, Vol. IV, pp. 74-82, Paris.
- Van, N.Q. (1975). "Influence of initial turbulence intensity on the heat and moisture transfer through a recirculated air curtain", Tese de Doutorado, Department of Mechanical Engineering, University of Missouri - Rolla, USA, 168 páginas.
- Van, N.Q. e Howell, R.H. (1976), "Influence of initial turbulence intensity on the development of plane air curtains jets", ASHRAE Transactions, 82(1), pp. 208-228.
- Xiang, W., Tassou. S.A. (1997), "Numerical simulation of the performance of air curtain for a doorway infiltration control". Proceedings of 1st International Conference on Energy and Environment, Vol. 2, pp 676-684, Cyprus.
- Yamada, N., Kubota, H., Kurosawa, K., Yoshida, Y. e Hanaoka, Y. (1994), "Local space heating by covering with a warm plane jet", Proc. 4th International Conference on Air Distribution in Rooms (RoomVent'94), Vol. 2, Kraków, Poland.
- \*Wilcox, D.C.. (1986). "Multiscale model for turbulent flows". In AIAA 24th Aerospace Sciences Meeting. American Institute of Aeronautics and Astronautics [citado no manual ANSYS-CFX].
- \*Wilson D. J. e Kiel D. E., (1990), "Gravity Driven Counterflow Through an Open Door in a sealed room, Building and Environment", 25(4), 379-388, [citado por Törnström. e Moshfegh (2003)].
- Wu Y., Xei G., Chen Z., Niu L. Sun D. (2004), "An investigation on flowing patterns of the airflow and its characteristics of heat and mass transfer in an island open display cabinet with goods", Applied Thermal Engineering, 24, pp. 1945-1957.

\* Referências não consultadas directamente.

## ANEXO A – MODELAÇÃO DA TURBULÊNCIA NO ANSYS CFX®

Expõem-se aqui as formulações de alguns dos modelos de turbulência incluídos no *software ANSYS CFX®* que foram utilizados no presente trabalho, nomeadamente os modelos  $k$ - $\varepsilon$ ,  $k$ - $\omega$  e variantes deste último.

### A.1 – Modelo de turbulência $k$ - $\varepsilon$

Para além da descrição já feita no capítulo 3 (secção 3.2.3), apresenta-se a formulação das equações deste modelo, conforme está no *software ANSYS CFX®*. Conforme é mais usual, a viscosidade turbulenta é relacionada com a energia cinética turbulenta e a sua taxa de dissipação através da chamada relação de *Prandtl–Kolmogorov*:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{A.1})$$

As equações de transporte de  $k$  e de  $\varepsilon$  são, respectivamente:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \varepsilon \quad (\text{A.2})$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon_1} P_k - C_{\varepsilon_2} \rho \varepsilon) \quad (\text{A.3})$$

em que o termo  $P_k$  representa a produção de  $k$  associada aos gradientes de velocidade média e a produção ou a destruição de energia cinética turbulenta por efeitos térmicos ( $P_{kb}$ ), sendo modelado através de

$$P_k = \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} (3\mu_t + \rho k) + P_{kb} \quad (\text{A.4})$$

Relativamente ao termo  $P_{kb}$ , o *software* permite optar entre a hipótese de *Boussinesq* (fluido considerado incompressível, mas dilatável, resultando todas as propriedades físicas constantes, excepto  $\rho$  nos termos de impulsão) e o modelo de impulsão completo. Assim, conforme a opção, o termo  $P_{kb}$  será formulado pelas expressões (A.5) ou (A.6), respectivamente:

$$P_{kb} = g\rho\beta \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_j} \quad (\text{A.5})$$

$$P_{kb} = -g\beta \frac{\mu_t}{\rho Pr_t} \frac{\partial \rho}{\partial x_j} \quad (\text{A.6})$$

O  $P_{kb}$  só é incluído na equação de  $k$ , se for activada a opção de “produção de impulsão”. Será também incluído na equação de  $\varepsilon$ , se for escolhida a opção de “produção e destruição (no caso de  $P_{kb}$  ser positivo), ou então substituído por zero, através da expressão:

$$P_{\varepsilon b} = C_3 \cdot \max(0, P_{kb}) \quad (\text{A.7})$$

onde  $C_3$  é uma constante, que usualmente toma o valor unitário.

## A.2 – Modelo $k-\omega$ de base

O modelo  $k-\omega$ , proposto por Wilcox (1986), assume que a viscosidade turbulenta é relacionada com a energia cinética turbulenta e a frequência turbulenta através da relação:

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (\text{A.8})$$

Este modelo, à semelhança do modelo  $k-\varepsilon$ , utiliza duas equações para descrever as grandezas turbulentas, uma para a energia cinética turbulenta,  $k$ , e outra para a frequência turbulenta,  $\omega$ . Uma das vantagens desta formulação é o tratamento para baixos números de Reynolds da turbulência, na vizinhança imediata das paredes. Esta não envolve funções complexas não-lineares de amortecimento, como acontece no modelo  $k-\varepsilon$ , o que torna este

modelo mais exacto e robusto. A forma completa das equações de  $k$  e de  $\omega$  é dada pelas expressões (A.9) e (A.10), respectivamente:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + -\beta' \rho k \omega \quad (\text{A.9})$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 \quad (\text{A.10})$$

onde,  $u_j$  são determinadas pelas equações de Navier Stokes,  $\tau$  representa o tensor das tensões e os valores das constantes são os que se apresentam na tabela A.1. De modo a evitar o aumento da energia cinética turbulenta em zonas de estagnação, é imposto um limite para o termo de produção de  $k$ , representado por  $\tilde{P}_k$  (Menter (1994)):

$$\tilde{P}_k = \min(P_k, c_{lim} \mathcal{E}) \quad (\text{A.11})$$

onde a constante  $c_{lim}=10$ , para todas as formulações baseadas no modelo de  $k-\omega$ . Segundo os autores do *software*, este valor de  $c_{lim}$  não afecta o desempenho do modelo na camada limite.

Tabela A.1: Valores das constantes do modelo  $k-\omega$

$\beta'$	$\alpha$	$\beta$	$\sigma_k$	$\sigma_\omega$	$c_{lim}$
0.09	5/9	0.075	2	2	10
$\tau = \mu_t 2S - \rho \frac{2}{3} \delta k$			$\tilde{P}_k = \min(P_k, c_{lim} \mathcal{E})$		

Tal como no modelo  $k-\varepsilon$ , o termo de produção de impulsão térmica,  $P_{kb}$ , é incluído na equação de  $k$  no caso de este ser positivo e de ser seleccionada a opção de produção de turbulência associada à impulsão. Será também incluído na equação de  $\omega$ , se for seleccionada a opção de produção e destruição.



### A.3 – Modelo $k-\omega$ \_ BSL

Uma das fragilidades do modelo de Wilcox ( $k-\omega$ ) é a elevada sensibilidade a condições de escoamento livre. Dependendo do valor especificado para  $\omega$  numa entrada, podem ser observadas variações significativas nos resultados (Menter (1993)). De modo a ultrapassar este inconveniente, Menter (1994) desenvolveu um modelo –  $k-\omega$ \_BSL – que permuta entre modelo  $k-\omega$ , em zonas próximas de superfícies, e o modelo  $k-\varepsilon$ , para as restantes zonas (de escoamento plenamente turbulento). Esta permuta consiste na transformação do modelo  $k-\varepsilon$  na formulação do modelo  $k-\omega$  e a subsequente adição das equações correspondentes. O modelo  $k-\omega$  é, deste modo, multiplicado pela função de combinação  $F_1$  e pelo modelo  $k-\varepsilon$ , modificado através de  $(1-F_1)$ .  $F_1$  é igual a 1, junto à parede, e zero dentro da camada limite, em função da distância à parede.

Neste modelo, as equações (A.9) e (A.10) do modelo  $k-\omega$  são transformadas nas seguintes:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k2}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + -\beta' \rho k \omega \quad (\text{A.12})$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 2}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha_1 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_1 \rho \omega^2 \quad (\text{A.13})$$

enquanto o modelo  $k-\varepsilon$  modificado adquire a seguinte formulação:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k2}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + -\beta' \rho k \omega \quad (\text{A.14})$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 2}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_2 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_2 \rho \omega^2 \quad (\text{A.15})$$

Assim, multiplicando as equações (A.12) e (A.13) do modelo  $k-\omega$  pela função  $F_1$ , e multiplicando as equações (A.14) e (A.15) do modelo  $k-\varepsilon$  modificado por  $(1-F_1)$ , resultam as seguintes expressões, que constituem o modelo  $k-\omega$ \_BSL:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + -\beta' \rho k \omega \quad (\text{A.16})$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2 \quad (\text{A.17})$$

As constantes assumem, neste caso, os valores apresentados na tabela A.2.

Tabela A.2: Valores das constantes do modelo  $k-\omega_{BSL}$

$\beta$	$\alpha_1$	$\beta_1$	$\sigma_{k1}$	$\sigma_{\omega 1}$	$\alpha_2$	$\beta_2$	$\sigma_{k2}$	$\sigma_{\omega 2}$
0.09	5/9	0.075	2	2	0.44	0.0828	1	1/0.856

#### A.4 – Modelo $k-\omega_{SST}$

Um dos problemas clássicos na modelação da turbulência, é falta de precisão na previsão da separação do escoamento em superfícies lisas. O modelo BSL combina as vantagens dos modelos *standard* de duas equações,  $k-\varepsilon$  e  $k-\omega$ , mas prevê com atraso o local do descolamento, subavaliando também a extensão da bolha de separação em condições de gradientes de pressão adversos (Menter (1994)). A principal razão é que aqueles modelos não têm em conta o transporte das tensões de corte turbulentas. Por conseguinte, resulta uma sobreavaliação da viscosidade turbulenta, o que pode ser limitado pela formulação da viscosidade turbulenta através da seguinte expressão;

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)} \quad (\text{A.18})$$

À semelhança da função de ligação  $F_1$ ,  $F_2$  é também uma função de combinação, que restringe a aplicabilidade apenas à vizinhança imediata da parede, uma vez que a hipótese subjacente não é aplicável para escoamento livre e  $S$  é um invariante que mede a taxa de deformação.

Um factor crítico no sucesso deste modelo diz respeito às funções de combinação. A sua formulação é baseada na distância à superfície mais próxima e nas variáveis do escoamento, sendo dada por:

$$F_1 = \tanh\left(\arg_1^4\right) \quad (\text{A.19})$$

onde

$$\arg_1 = \min\left(\max\left(\frac{\sqrt{k}}{b'wy'}, \frac{500 \times n}{y^2 w}\right), \frac{4rk}{CD_{kw} s_{w2} y^2}\right) \quad (\text{A.20})$$

sendo  $y$  é a distância à superfície mais próxima e  $\nu$  a viscosidade cinemática. Além disso,

$$CD_{kw} = \max\left(2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 1.0 \times 10^{-10}\right) \quad (\text{A.21})$$

e

$$F_2 = \tanh\left(\arg_2^2\right) \quad (\text{A.22})$$

com

$$\arg_2 = \max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta' \omega y'}, \frac{500 \cdot \nu}{y^2 \omega}\right) \quad (\text{A.23})$$