

UTILIZAÇÃO DE UM APARELHO DE CORTINA DE AR NO ISOLAMENTO TÉRMICO DE DUAS DIVISÕES

Luís P. C. Neto¹, M. C. G. Silva²

- ¹ **Departamento de Engenharia Industrial**, Escola Superior de Tecnologia do Instituto Politécnico de Castelo Branco – Avenida do Empresário, 6000-767 Castelo Branco. Telefone 272 339300, Fax 272 339399, luisneto@est.ipcb.pt
- ² **Departamento de Engenharia Mecânica**, Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra – Pólo II, 3030-290 Coimbra. Telefone 239 790729, Fax 239 790771, manuel.gameiro@dem.uc.pt

RESUMO

Este trabalho versa o problema da vedação aerodinâmica de um espaço habitacional ou comercial climatizado, no qual se pretendem manter condições de conforto térmico, relativamente a um ambiente exterior, que poderá estar mais quente ou mais frio. Para a sua concretização recorreu-se a um conjunto de medições numa instalação experimental à escala real em que um aparelho de cortina de ar, de jacto plano descendente, não-recirculado, se encontra instalado por cima de uma porta que separa duas salas contíguas e iguais, que se pretendem manter com diferentes valores de temperatura.

Após uma breve explicação sobre as técnicas e metodologias experimentais que foram aplicadas, apresentam-se alguns exemplos elucidativos da influência de alguns parâmetros geométricos e dinâmicos sobre a eficácia da vedação conseguida, a partir dos quais se estabelecem algumas recomendações sobre a selecção, instalação e operação deste tipo de aparelho.

São ainda analisadas as poupanças energéticas conseguidas com a utilização deste tipo de aparelho como meio de vedação de espaços climatizados abertos ao público.

PALAVRAS-CHAVE

cortina de ar, vedação aerodinâmica, isolamento térmico “transparente”, técnicas de medida, resultados experimentais, transferência de energia, poupança de energia

INTRODUÇÃO

Nos domínios comercial e industrial são frequentes as situações em que há necessidade de reduzir ou controlar as trocas de calor e de massa entre um ambiente exterior e um espaço com atmosfera controlada – onde se requer que os parâmetros ambientais (temperatura, humidade, concentração de poluentes, etc.) sejam mantidos em níveis compatíveis com a actividade aí exercida – exigindo-se, simultaneamente, facilidade de circulação de pessoas e/ou equipamentos. Em termos práticos, o confinamento de ambientes específicos é normalmente conseguido com a utilização de barreiras aerodinâmicas – habitualmente designadas por cortinas de ar – constituídas por um ou mais jactos de ar que são descarregados vertical ou horizontalmente através da porta a vedar. As necessidades de optimização dos consumos energéticos e a maior apetência da sociedade por ambientes que possam proporcionar condições confortáveis criam um vasto conjunto de situações em que se justifica a instalação deste tipo de aparelhos. Encontram-se exemplos de tais situações práticas em aplicações tão diversas como na vedação das zonas de acesso a espaços habitacionais, comerciais ou industriais climatizados [1, 2], na protecção de portas de câmaras de congelação industriais [3-5], na criação de zonas demarcadas de qualidade do ar interior [6] ou como barreira à propagação ou deposição de poluentes em ambientes de trabalho agressivos [7-9], entre outros fins.

Ao longo dos últimos anos tem-se assistido, entre nós, a um incremento significativo da utilização de aparelhos de cortina de ar de jacto plano descendente não-recirculado, como forma de vedar termicamente espaços comerciais climatizados em relação ao meio ambiente exterior. É sobre este género particular de cortina de ar que se debruçará esta comunicação.

Embora remontem aos princípios da década de 60 os primeiros estudos teóricos e experimentais dedicados ao problema da vedação aerodinâmica por jactos planos [10-14], ainda hoje são publicados resultados provenientes de trabalhos de investigação sobre esta matéria [15-17], alguns dos quais fazendo uso das crescentes potencialidades dos métodos computacionais para a simulação deste tipo de escoamentos [18-20].

O presente trabalho, de carácter essencialmente experimental, distingue-se dos demais por um conjunto de singularidades que o tornam mais próximo das condições reais de funcionamento deste tipo de aparelhos.

As primeiras diferenças residem no facto de uma boa parte dos trabalhos experimentais conhecidos terem sido efectuados em instalações de escala reduzida [21] ou em que determinados aspectos da construção do próprio aparelho de cortina de ar foram muito bem controlados. São exemplo disso alguns dos trabalhos fundamentais que foram desenvolvidos utilizando bocais especialmente concebidos para gerarem jactos planos verticais uniformes ao longo de toda a sua largura e/ou de muito baixa intensidade de turbulência inicial (por vezes inferior a 1%) [22]. Contudo, razões de ordem técnico-económica impedem que os aparelhos de cortina de ar habitualmente comercializados sejam fabricados com esse nível de rigor no desenho e acabamento do bocal, o que leva a que o jacto formado não se encontre nas condições consideradas como ideais.

As diferenças em relação àqueles que fazem uso das potencialidades da simulação numérica dos escoamentos também são significativas, mercê das simplificações que por vezes têm de ser aplicadas. É o que acontece em [18, 20], onde se recorre a configurações bidimensionais da vedação.

Outra diferença substancial advém dos trabalhos de investigação até agora desenvolvidos – tanto por via numérica como por via experimental – considerarem o funcionamento do aparelho de cortina de ar como ocorrendo em regime permanente, com a temperatura existente de ambos os lados do plano de vedação a não sofrer alterações ao longo do tempo. No entanto, sabe-se que nos primeiros momentos após a sua entrada em funcionamento, a cortina de ar tenta encontrar um ponto de equilíbrio entre as diversas forças em presença, adaptando-se gradualmente às condições existentes [12], período durante o qual se dão trocas significativas de calor e de massa entre os dois lados do jacto.

Embora já haja estudos que abordam a influência de perturbações externas sobre o comportamento das cortinas de ar, os mesmos têm-se cingido aos golpes de vento e às variações da pressão atmosférica [15, 16, 23]. No entanto, convém não esquecer que estes dispositivos são instalados para facilitar a circulação de pessoas e/ou veículos através de portas, pelo que também importa saber quais as perturbações que resultam do atravessamento da zona de acção do jacto por um corpo sólido, situação que aqui se abordará.

MONTAGEM EXPERIMENTAL

Para a simulação de uma configuração geométrica representativa de uma situação prática de utilização de aparelhos de cortina de ar recorreu-se a uma divisão existente no Laboratório de Aerodinâmica Industrial (LAI) da Universidade de Coimbra, a qual já estava projectada para servir de área laboratorial. Esta zona, inicialmente com 12 m de comprimento, 6 m de largura e 3.27 m de altura, foi dividida a meio com painéis de PLADUR® de 75 mm de espessura, originando duas salas contíguas e simétricas, cada uma delas com 6 m × 6 m × 3.27 m. No centro desta parede divisória foi deixada uma abertura com a largura típica de uma porta, rasgada desde o nível do pavimento até ao tecto, sendo rematada lateralmente por dois perfis de alumínio de secção rectangular que lhe conferiram a rigidez e a estabilidade dimensional necessária.

Através da fixação de placas de poliestireno extrudido de diferentes tamanhos na parte superior desta abertura foi possível formar “portas” de ligação entre aqueles dois espaços, todas da mesma largura ($L_P = 1.12$ m) mas de diferentes alturas (2.00 m $< H_P < 2.65$ m).

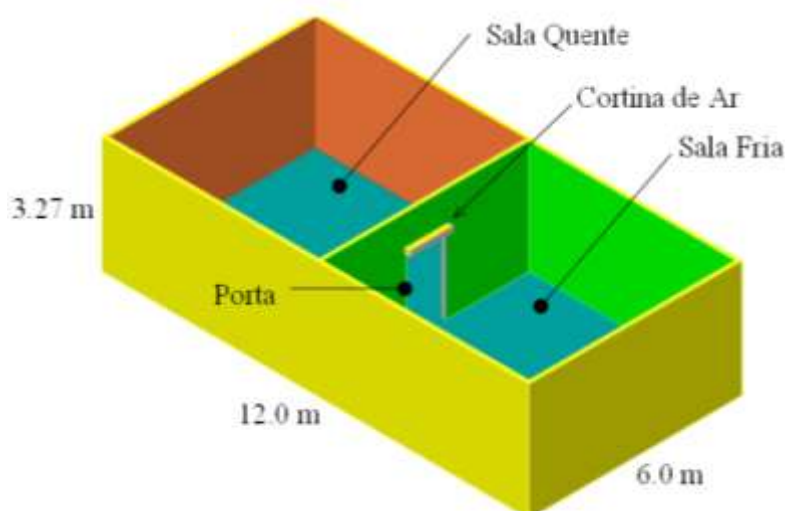


Figura 1 – Esquema e dimensão geral da infra-estrutura da instalação experimental.

Por cima desta(s) porta(s) foi instalado um aparelho de Cortina de Ar (CA) equipado com um motor eléctrico monofásico de 120 W colocado numa posição central, o qual acciona uma dupla turbina “tangencial” em alumínio. A admissão de ar faz-se através de grelhas plásticas amovíveis que cobrem toda a parte frontal da caixa do aparelho. O jacto de ar plano descendente é formado na parte inferior do aparelho, num bocal estreito ($b_0 = 0.04$ m) de largura ligeiramente superior à da porta que se pretende vedar ($L_{CA} = 1.20$ m) e cujo eixo central dista 0.06 m da parede divisória onde o aparelho se encontra apoiado (vd. Figura 1 e Figura 2).

Através de um dispositivo electrónico de comando e controlo especialmente adaptado para o efeito foi possível seleccionar e impor, de entre 100 escalões disponíveis, a velocidade de rotação mais adequada para o motor da cortina de modo a conferir ao jacto de ar a velocidade inicial desejada, dentro da gama disponível ($0 \text{ m/s} < U_0 < 8 \text{ m/s}$).

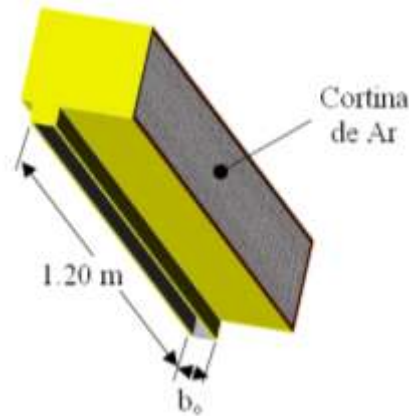


Figura 2 – Representação esquemática do aparelho de cortina de ar utilizado, vendo-se a grelha de aspiração frontal e o bocal de descarga com $1.20 \text{ m} \times 0.04 \text{ m}$ situado na parte inferior.

Por outro lado, a regulação manual de um conjunto de lâminas plásticas existentes no interior do bocal permitiu fazer o guiamento do jacto de ar gerado, alterando-lhe o seu ângulo de descarga inicial desde $+15^\circ$ até -20° (segundo a convenção representada na Figura 3, o ângulo de descarga, α_0 , será considerado positivo quando o jacto de ar está dirigido para a própria sala em que o aparelho se encontra instalado, negativo quando está dirigido para a sala oposta e nulo quando projectado perpendicularmente ao solo).

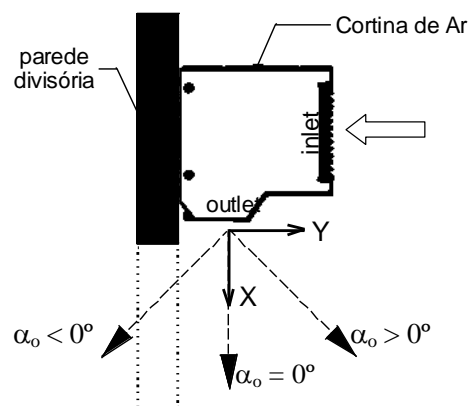


Figura 3 – Convenção usada para o sistema de eixos e para a orientação do ângulo de descarga do jacto.

Durante a fase preparatória de cada um dos ensaios foram minimizadas as trocas térmicas e gasosas entre os dois compartimentos através do espaço vazio correspondente à porta. Esta vedação foi assegurada por um plástico espesso e transparente que, deslizando verticalmente, não promovia o arrastamento do ar de um compartimento para o outro aquando da sua remoção.

Enquanto uma das salas foi mantida à temperatura $T_F = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ por uma unidade de ar condicionado, a outra sala foi aquecida através de aquecedores eléctricos e a gás até a uma temperatura superior ($25 \text{ }^\circ\text{C} < T_Q < 35 \text{ }^\circ\text{C}$). Cada ensaio iniciou-se no momento em que foi removida a película plástica acima referida, ficando a cargo da cortina de ar a vedação térmica daquela porta.

METODOLOGIAS E TÉCNICAS EXPERIMENTAIS

Para a realização deste trabalho foram utilizadas algumas técnicas experimentais diferentes, mas complementares entre si, que a seguir se descrevem de um modo resumido. Uma descrição mais detalhada sobre as mesmas pode ser encontrado nas referências bibliográficas [24] e [25].

Levantamento dos campos de velocidade e de temperatura do ar – A medição dos valores de velocidade e de temperatura do ar em zonas considerados de interesse para a percepção dos fenómenos em causa foi inicialmente efectuada através de uma técnica de “*point measuring*”. Para este efeito, utilizou-se um sistema de aquisição de dados para adquirir os sinais registados por várias sondas pertencentes à cadeia de anemometria térmica de baixa velocidade SENSOR™ System Series HT-400. Este sistema, de origem polaca, caracteriza-se por oferecer um elevado nível de exactidão e de sensibilidade, o que o torna particularmente vocacionado para a análise de escoamentos de ventilação, garantindo uma precisão de $0.02 \text{ m/s} \pm 2\%$ do valor medido na velocidade do ar e $\pm 0.3 \text{ }^\circ\text{C}$ na temperatura, cobrindo uma gama de 0.05 m/s até 5 m/s e $0 \text{ }^\circ\text{C}$ até $50 \text{ }^\circ\text{C}$, respectivamente.

Para fazer o levantamento da distribuição de velocidade e de temperatura do ar ao longo de um plano vertical perpendicular ao da porta utilizaram-se duas unidades de anemometria térmica de baixa velocidade, num total de dezasseis sondas. Estas sondas foram estrategicamente fixadas ao longo de um perfil de alumínio Bosch™ de forma a coincidirem com uma malha de medida já estabelecida, a qual apresentava uma maior densidade na zona central – local onde os gradientes das grandezas a medir são mais elevados (vd. Figura 4).

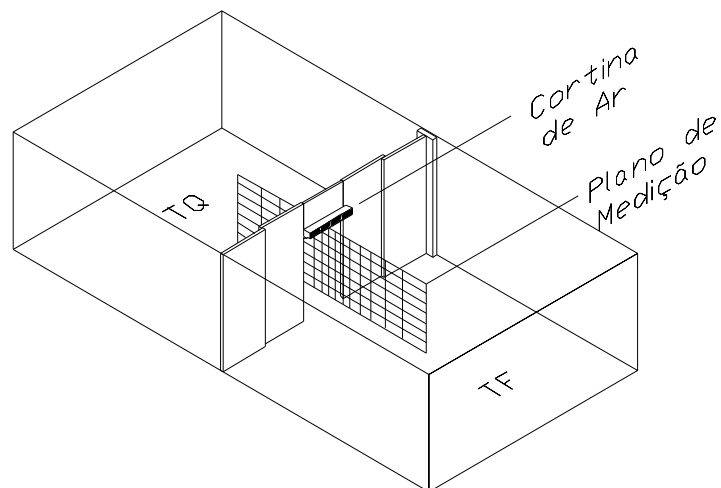


Figura 4 – Esquema da localização da malha de medida utilizada no decurso do levantamento dos campos de velocidade e temperatura do ar nas imediações da porta.

O “porta-sondas” assim constituído percorreu, uma a uma, cada fiada horizontal de pontos de medida, alterando-se manualmente a altura dos suportes em que se apoiavam as suas extremidades (vd. Figura 5).



Figura 5 – Vista parcial de um “porta-sondas” durante o mapeamento do escoamento do ar entre as duas salas segundo um plano análogo ao representado na Figura 4.

Um sistema um pouco diferente foi utilizado para efectuar o estudo mais detalhado da zona de desenvolvimento do jacto em condições isotérmicas. Nessa altura usou-se um sistema mecânico que combina dois eixos motorizados (um horizontal e outro vertical) de modo a movimentar uma única sonda (móvel), posicionando-a em cada um dos pontos da malha de medida previamente estabelecida durante o tempo necessário para se fazer a aquisição de sinal. Simultaneamente, uma segunda sonda (fixa) monitorizava a velocidade de descarga do jacto.

Técnica de Gases Traçadores – A análise do decaimento da concentração de um gás traçador, previamente libertado e uniformemente diluído num dado compartimento, fornece um conjunto importante de informações acerca das trocas gasosas ocorridas entre esse compartimento e o meio que lhe é adjacente – quer seja o ambiente exterior ou um outro compartimento.

Após se terem atingido os requisitos de temperatura em ambas as salas, libertou-se uma pequena quantidade ($\approx 300 \text{ mg/m}^3$) de gás traçador (Protóxido de Azoto – N_2O) na sala “fria”, procedendo-se de imediato, com a ajuda de um ventilador, à sua completa e uniforme mistura com o ar existente nesse compartimento (vd. Figura 6).

Com a retirada da película plástica que até então assegurou a vedação entre os dois espaços, iniciou-se o processo de monitorização contínua da concentração do N_2O na mesma sala onde ele foi lançado (ou seja, na sala “fria”). Para esse efeito um aparelho de espectroscopia foto-acústica de radiação infra-vermelha (monitor Multi-gas BRUËL & KJAER 1302) foi configurado para recolher, de minuto a minuto, amostras de ar num ponto situado sensivelmente a meio da sala “fria” e a cerca de 1.60 m de altura em relação ao solo.

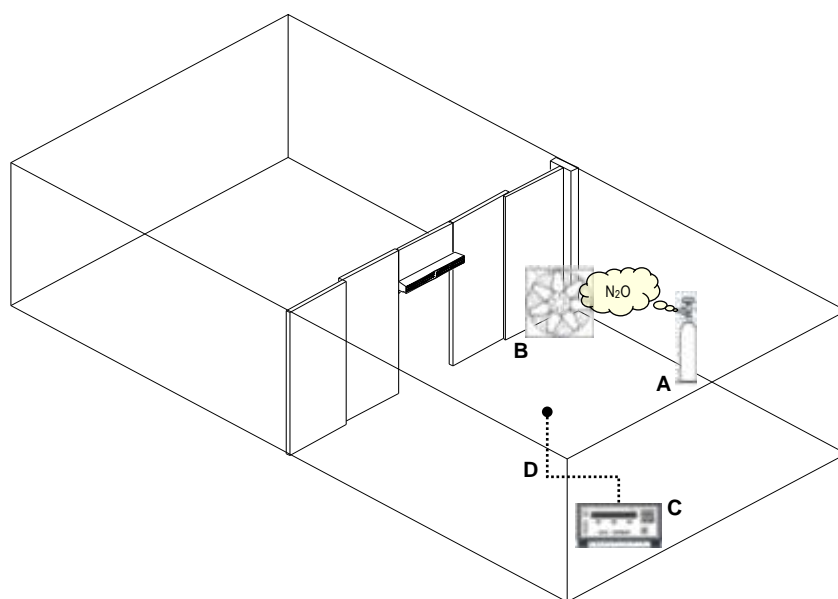


Figura 6 – Instalação experimental durante a realização de ensaios com gases traçadores: A – Garrafa de Protóxido de Azoto; B – Ventilador para promover a mistura homogénea do gás traçador com o ar ambiente da sala “fria”; C – Monitor multi-gás BK 1302, D – Tubo flexível para recolha das amostras de N_2O .

Um dos parâmetros de fácil obtenção neste tipo de ensaios – ditos de *concentração decrescente* – é a *taxa de renovação do ar*, n , no compartimento onde se monitoriza a concentração do gás. Por definição, a taxa de renovação do ar representa o número de vezes por unidade de tempo que o ar de um determinado compartimento fechado é

substituído por ar vindo do seu exterior. O *número de renovações do ar* é dado pela razão entre o caudal volúmico de ar que entra, Q , e o volume efectivo desse compartimento, V :

$$n \left[h^{-1} \right] = \frac{Q \left[\frac{m^3}{h} \right]}{V \left[m^3 \right]} \quad (1.1)$$

sendo que, na presente situação, Q representa o fluxo de ar que passa através dos limites ou fronteiras do compartimento em causa, ou seja, pela porta que se pretende vedar.

Partindo da equação da conservação do gás traçador no interior do compartimento em estudo, é fácil estabelecer que o valor médio daquele caudal durante um período de medida ΔT pode ser determinado por:

$$\bar{Q} = -\frac{V}{\Delta t} \cdot \ln \left(\frac{C_{final}}{C_{inicial}} \right) \quad (1.2)$$

em que (vd. Figura 7):

$C_{inicial}$ concentração de gás no instante t_1 em que se inicia o período de medida

C_{final} concentração de gás no instante $t_2 = t_1 + \Delta t$, quando termina o período de medida

Δt tempo total decorrido entre aqueles dois instantes, $\Delta t = t_2 - t_1$

Partindo desta equação já se pode determinar o valor médio do número de renovações do ar no compartimento em estudo

$$\bar{n} = \frac{\ln C_{inicial} - \ln C_{final}}{\Delta t} \quad (1.3)$$

Na prática, para se determinar o valor médio do número de renovações, podem-se usar duas metodologias. A primeira consiste em pegar nos resultados obtidos durante um ensaio e determinar a média de todos os valores de n que forem obtidos aplicando a equação anterior a pares de pontos de medida consecutivos. Uma segunda metodologia baseia-se na observação de que esta equação não é mais do que o simétrico do declive da recta traçada entre quaisquer dois pontos experimentais quando se representa o decaimento do logaritmo da concentração do gás traçador ao longo do tempo (vd. Figura 7). Por outras palavras, fazendo-se uma regressão logarítmica, o valor médio do número de renovações de ar, n , será calculado através do simétrico do declive da linha recta que melhor se ajusta aos pontos experimentais. Foi esta segunda metodologia que se aplicou no presente trabalho.

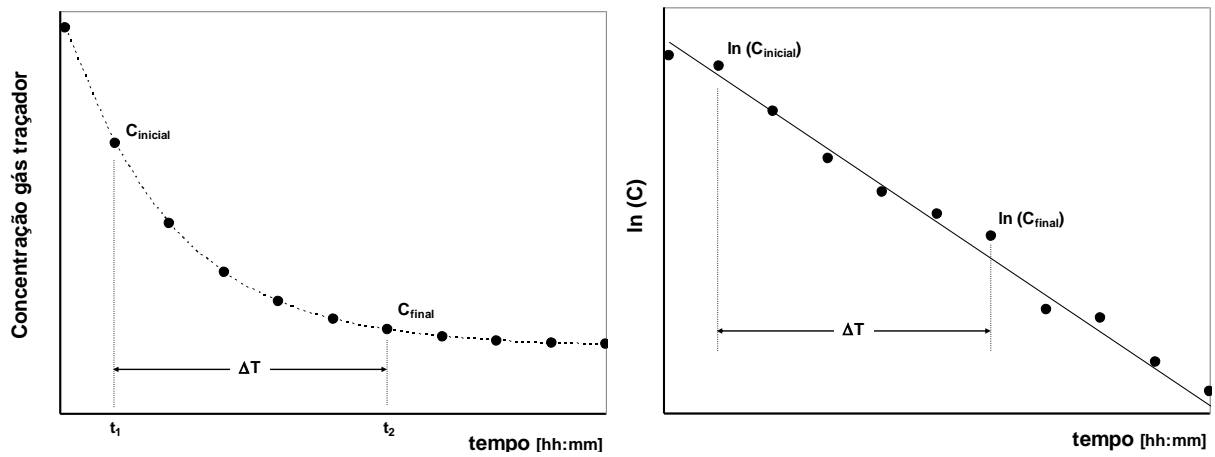


Figura 7 – Decaimento típico da concentração do gás traçador no compartimento de estudo, representado numa escala linear (esq.) e em escala logarítmica (dir.).

Tendo em consideração a instalação experimental que foi usada neste trabalho, é de esperar que os caudais volúmicos de renovação do ar sejam mais fortes quando a porta de ligação entre os dois compartimentos se encontra aberta e totalmente desprotegida. Esta configuração reveste-se de particular interesse pois servirá de referência na avaliação do desempenho da vedação produzida pela cortina de ar. Deste modo, designaremos por n_0 a taxa de renovação correspondente à ausência de funcionamento do aparelho de cortina de ar, i.e. $U_0 = 0$ m/s.

Se denominarmos por n_j o valor da taxa de renovação de ar registada para uma dada velocidade de rotação (N_j) do motor da cortina de ar, pode-se definir um *rendimento de vedação*, η_v , baseado nos caudais volumétricos, tendo como referência a situação em que a cortina de ar se encontra desligada ($N_0 = 0$):

$$\eta_v = \frac{n_0 - n_j}{n_0} \quad (1.4)$$

A partir deste rendimento pode-se definir ainda uma *eficácia do processo de vedação* (E_v) como:

$$E_v = \frac{1}{1 - \eta_v} \quad (1.5)$$

sendo que $E_v = 1$ corresponde a um efeito de vedação nulo (porta aberta e/ou cortina desligada), enquanto a vedação ideal (porta hermeticamente fechada) equivaleria a $E_v \rightarrow \infty$.

Detecção do Ponto de Impacto do Jacto no Solo – Sabe-se que a capacidade de vedação de um jacto de ar plano descendente não-recirculado depende fortemente do equilíbrio entre a quantidade de movimento inicial que se lhe imprime e as forças transversais que se pretendem neutralizar com a sua aplicação [12]. Isto significa que, no limite, quando a velocidade inicial do jacto da cortina é insuficiente face às condições existentes (diferença de temperatura entre os dois compartimentos, altura da porta a vedar, etc.), o jacto será deflectido pelas forças transversais devidas à impulsão térmica, levando à sua “quebra”. Quando ocorre esta situação limite, o jacto não chega a atingir o chão e a ter lá uma zona de impacto. Aumentando progressivamente a velocidade inicial do jacto – e, conseqüentemente, a sua quantidade de movimento – é lícito conjecturar que passe a existir um ponto de impacto do jacto de ar no solo e que o mesmo tenda gradualmente a aproximar-se da ombreira da porta. Assim, a determinação da extensão da deflexão sofrida pelo jacto de ar, avaliada através do desvio do seu ponto de impacto no solo relativamente ao plano central da descarga do ar, pode constituir um bom indicador da maior ou menor eficácia da vedação promovida pela cortina de ar.

Tendo este intuito em mente, em todas as configurações experimentais estudadas foi aplicada uma metodologia que visou determinar a localização do ponto de impacto do jacto no solo com alguma exactidão. Para tal, recorreu-se a um mecanismo de atravessamento que suporta e transporta um termo-anemómetro a escassos 10 mm de distância do chão. O accionamento por motor de passo e o comando por computador permitiram posicionar com precisão a extremidade da referida sonda num conjunto de pontos de medida preestabelecidos. O registo da velocidade do escoamento junto ao solo fez-se ao longo de uma zona de medida que se estendeu até 750 mm para além do plano vertical médio da cortina de ar, i.e., $0 \text{ mm} < y < 750 \text{ mm}$.

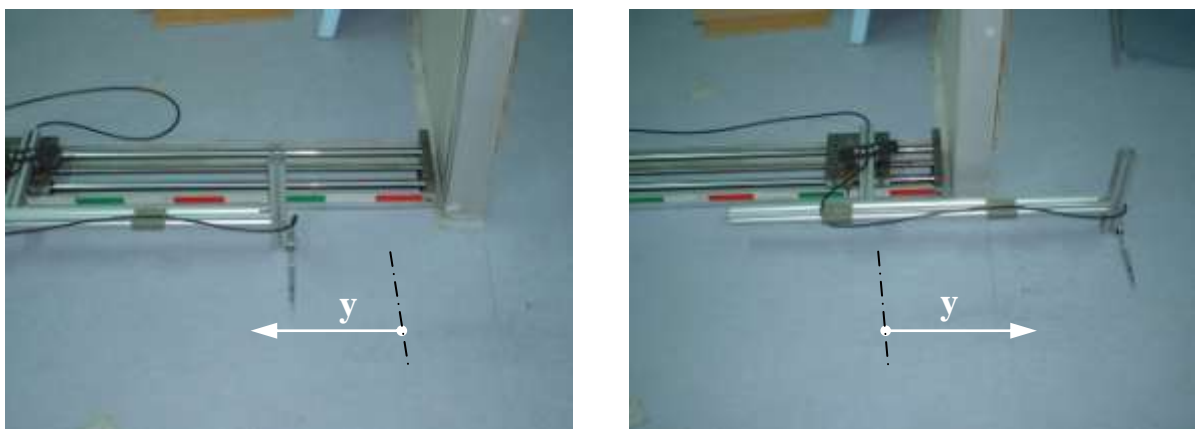


Figura 8 – Sistema formado por mecanismo de atravessamento e termo-anemómetro utilizado para determinar a localização do ponto de impacto do jacto no solo: na sala “fria” (esq.); na sala “quente” (dir.).

O local de impacto da cortina de ar no solo é determinado pelo ponto de medida onde se regista o valor mínimo do quociente entre a velocidade média do escoamento registada rente ao solo e a velocidade média do jacto registada junto ao bocal da cortina no mesmo instante. Por uma questão de facilidade de escrita, doravante designar-se-á por d a distância que vai desde o ponto de coordenada $y = 0$ até ao local onde é detectado cada ponto de impacto do jacto da cortina de ar com o solo (vd. Figura 8 e Figura 9).

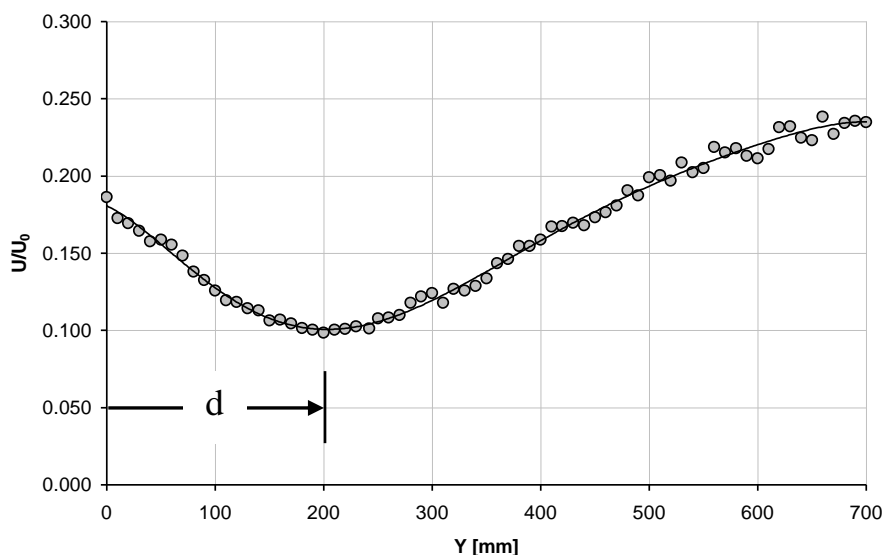


Figura 9 – Exemplo de uma evolução típica do módulo da velocidade do escoamento adimensionalizada pela velocidade inicial do jacto.

Visualização do escoamento através de termografia por infravermelhos – De entre os vários métodos experimentais que foram utilizados como forma de se tentar obter uma melhor percepção dos fenómenos físicos em causa, foi dada especial atenção ao mapeamento simultâneo da temperatura e da velocidade do ar, quer na zona de desenvolvimento do jacto, quer nas imediações da porta a vedar. No entanto, o mapeamento destas quantidades físicas por recurso às tradicionais técnicas de “*point measuring*” é limitador na medida em que implica um grande dispêndio de tempo para a sua concretização, além de que, por consequência, obriga a cuidados acrescidos com a reposição mais frequente das condições iniciais de ensaio. Para ultrapassar estes inconvenientes foi usada uma técnica de medida do tipo “*whole-field*” de forma a visualizar e registar as temperaturas do ar na vizinhança do jacto gerado pelo aparelho de cortina de ar. Com este método, descrito detalhadamente em [26], o campo de temperaturas do ar é medido indirectamente através de um ecrã de baixa massa térmica que serve de alvo a uma câmara termográfica de infravermelhos. Este método tem como principal vantagem o facto de permitir obter, rápida e facilmente, sequências de imagens instantâneas

(termogramas) que são indiciadoras do campo de temperaturas e do movimento das massas de ar na vizinhança da porta estudada.

Seguindo as recomendações feitas por aqueles autores, como ecrã de medida usou-se uma folha de papel cenário com $3\text{ m} \times 2\text{ m} \times 0.25\text{ mm}$, mantida perfeitamente esticada na direcção perpendicular à porta sobre a qual estava colocado o aparelho de cortina de ar e paralela à direcção principal do escoamento (vd. Figura 10 e Figura 11).

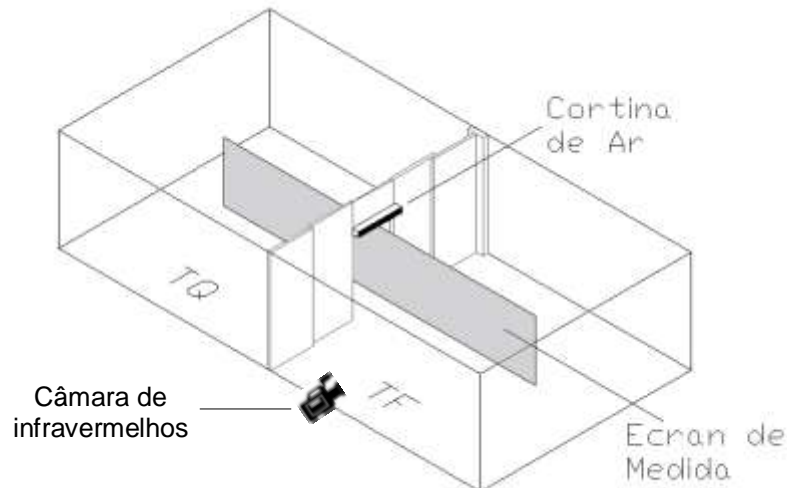


Figura 10 – Esquema da posição relativa da câmara de infravermelhos durante a captação dos termogramas ao longo do ecrã de medida (coincidente com o plano de medição referido anteriormente).

Para registar a radiação infravermelha emitida pelo ecrã de medida foi usada uma câmara de infravermelhos AGEMA THERMOVISION® 550. Este tipo de câmara possui como detector um microbolómetro refrigerado, do tipo FPA, com 320×240 pixéis, sensível à radiação de grande comprimento de onda ($3.6 - 5\ \mu\text{m}$) e com uma sensibilidade térmica inferior a $0.1\ ^\circ\text{C}$, apropriado para a detecção de níveis de temperatura próximas do ambiente, quando operado na gama $-20\ ^\circ\text{C}$ a $+250\ ^\circ\text{C}$. Atendendo à distância em relação ao alvo e ao tipo de lente utilizada, pode-se afirmar que os termogramas obtidos correspondem a zonas do alvo com $2.2\text{ m} \times 2.9\text{ m}$ (H \times V), com uma resolução espacial de $7\text{ mm} \times 9\text{ mm}$.

De modo a identificar, à posteriori, a localização do eixo central do jacto de ar gerado pela cortina bem como outros pontos de referência julgados de interesse, pequenas tiras de folha de alumínio foram coladas no ecrã alvo de modo a servirem de “marcadores” (vd. Figura 11).



Figura 11 – Dois pormenores do ecrã de medida esticado entre as duas salas: durante o período de pré aquecimento das salas, com a porta de madeira fechada (esq.); no decurso de um ensaio (dir.). Nestas fotografias, tiradas sensivelmente da mesma posição da câmara de infravermelhos, podem ver-se igualmente as tiras de folha de alumínio que serviram de “marcadores”.

Em termos de metodologia de ensaio seguiu-se um procedimento muito semelhante àquele que já foi descrito, embora, obviamente, com as devidas adaptações. De início manteve-se a porta vedada com a ajuda de duas placas de madeira fortemente pressionadas contra a ombreira e o ecrã de medida, enquanto se fez o aquecimento/arrefecimento das duas salas até às temperaturas predefinidas. Estando reunidas as condições exigidas, e já com a câmara de infravermelhos devidamente configurada e a funcionar, retiram-se as placas de madeira fazendo-as deslizar lateralmente de modo a não provocar o arrastamento do ar adjacente. A partir desse momento, com a porta aberta e desprotegida ou vedada pelo jacto produzido pelo aparelho de cortina de ar, inicia-se o registo de termogramas daquela zona, à cadência de um em cada minuto e durante o período de tempo entendido como adequado.

O arquivo digital a 12 bits dos termogramas assim recolhidos é posteriormente transferido para o computador que os vai processar. Aí, através de programas informáticos adequados, pode-se visualizar, a cores ou em níveis de cinzento, a distribuição superficial da temperatura na zona-alvo e/ou efectuar análises térmicas mais detalhadas sobre as imagens recolhidas, determinando máximos e mínimos dos valores da temperatura, realçando zonas de interesse através da criação de linhas isotérmicas, etc.

Influência da circulação de pessoas pela porta – Embora os aparelhos de cortina de ar sejam instalados essencialmente para facilitar a circulação de pessoas e/ou veículos pelas portas, não são conhecidos estudos anteriores que se debrucem sobre as implicações negativas decorrentes da interação entre um corpo sólido (humano ou não) e aquele tipo de jacto de ar. De modo a tentar quantificar a redução da eficiência de vedação como consequência da passagem frequente de uma pessoa pela porta, foi concebido e instalado um sistema mecânico controlado por computador que impôs um movimento de vaivém constante entre as duas salas a uma boneca – apelidada de *Roberta* – com feições e estatura semelhante à de um ser humano adulto do sexo feminino (vd. Figura 12).

O controlo do movimento da Roberta foi efectuado por um programa desenvolvido em ambiente LabVIEW™ – *Roberta Cruise Control* – através do qual foi possível impor a distância a percorrer em cada sentido pela *Roberta*, a sua velocidade de cruzeiro aquando da sua passagem pela porta, o número de passagens/minuto pela porta bem como as rampas de aceleração/desaceleração no início e final de cada movimento.

Em termos de metodologia de ensaio seguiram-se os procedimentos já utilizados com a aplicação da técnica dos gases traçadores.

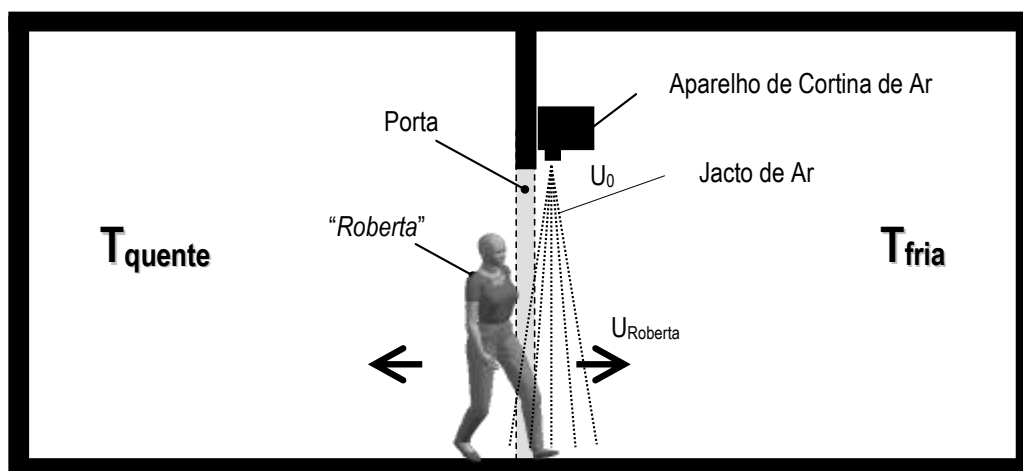


Figura 12 – Representação esquemática da instalação experimental utilizada para a determinação da influência do atravessamento frequente da zona de acção do jacto por uma pessoa em movimento.

RESULTADOS OBTIDOS

Os seguintes parâmetros foram variados no presente estudo: a velocidade de rotação (N_i) da turbina do aparelho de cortina de ar e, conseqüentemente, a velocidade inicial do jacto (U_0); a altura da porta (H_p) e conseqüentemente a altura da cortina em relação ao solo

(H_{CA}); a diferença de temperaturas entre os dois compartimentos (ΔT) e o ângulo inicial do jacto (α_0).

A melhor maneira de se quantificar o efeito da vedação aerodinâmica proporcionada pelas diferentes condições de operação de um aparelho de cortina de ar é através da comparação dos resultados obtidos com uma situação de “referência”, na qual a porta é deixada aberta e totalmente desprotegida [13], i.e., correspondente à ausência de funcionamento do aparelho ($U_0 = 0$ m/s). Será precisamente essa situação a primeira a ser analisada.

Caso de Referência

A imagem termográfica de infravermelhos apresentada na Figura 13 ajuda-nos a visualizar o que acontece nas imediações de uma porta sujeita a uma determinada diferença de temperatura, para uma situação de não-funcionamento da cortina de ar. Este termograma revela que as maiores variações de temperatura ocorrem do lado da sala “fria”. Tanto nesta como na Figura 14, obtida após processamento e adimensionalização dos dados recolhidos pela técnica de *point measuring* ao fim de 5 minutos de aquisição, pode observar-se o desenvolvimento de um regime típico de convecção natural em que o escoamento é dominado quase essencialmente pelas forças de impulsão de origem térmica. Embora o campo de visão de ambas seja relativamente apertado, já há indícios claros da existência de um regime de recirculação das massas de ar entre as duas salas.

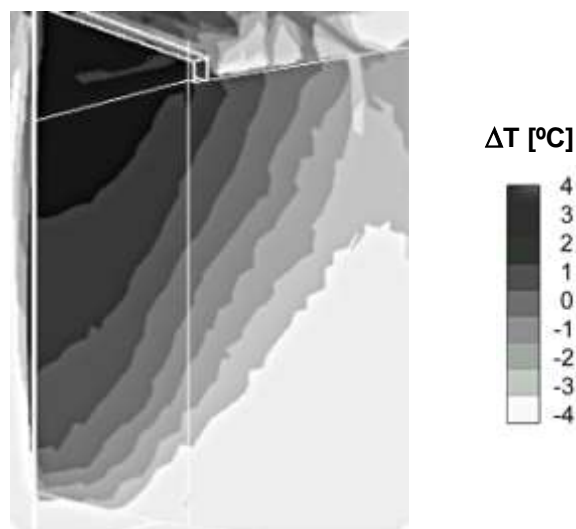


Figura 13 – Termograma correspondente ao caso de referência ($U_0 = 0$ m/s) obtido no instante $t = 300$ s para uma configuração em que $H_p = 2.25$ m e $\Delta T = 10$ °C.

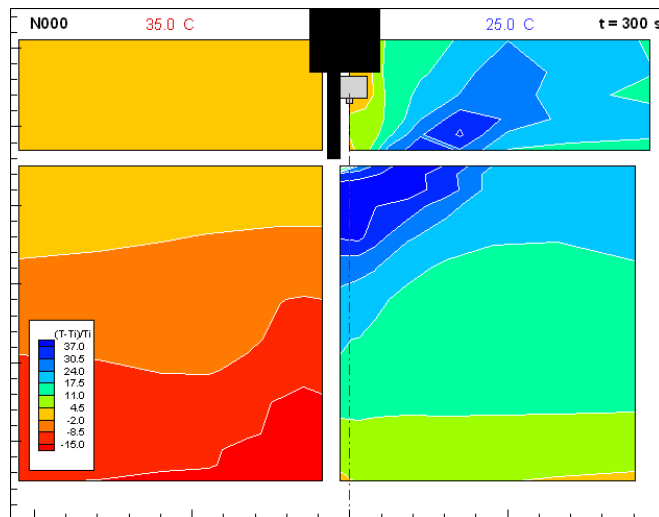


Figura 14 – Variação do valor da temperatura local instantânea (T) adimensionalizada pela temperatura inicial (T_i), resultante de uma situação de não-funcionamento do aparelho de cortina de ar ($U_0 = 0$ m/s), para uma porta com 2.25 m de altura sujeita a uma diferença de temperatura $\Delta T = 10$ °C.

Na Figura 15 apresenta-se o campo de temperaturas resultante da modelação numérica do espaço tridimensional composto pelas duas salas em condições semelhantes às anteriormente descritas, sendo notório o efeito de bloqueio proporcionado pela porção de parede existente por cima da ombreira da porta, o qual é responsável pela estratificação térmica criada na sala “quente”.

Uma análise detalhada aos dados que deram origem às escalas de cores/cinzas das figuras 14 e 15, revela-nos que a variação local de temperatura naquela sala vai apenas até aos 15%, já o mesmo não acontecendo na sala “fria”, local onde essas variações são superiores ao dobro daquele valor percentual.

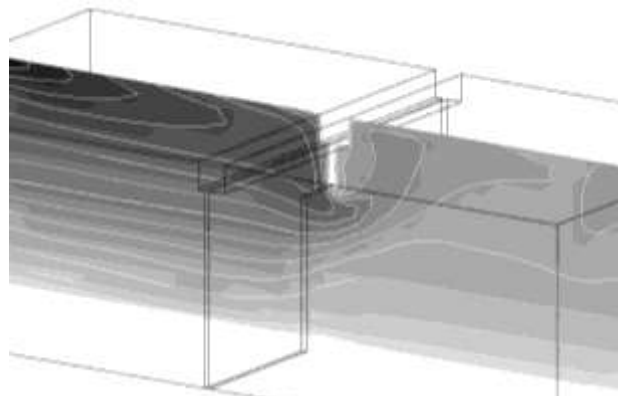


Figura 15 – Simulação numérica 3D do campo de temperaturas do ar ao longo de um plano vertical transversal à porta para a configuração $H_p = 2.25$ m, $\Delta T = 10$ °C e $U_0 = 0$ m/s.

Regime Permanente

Na Figura 16 estão graficamente representados os campos de temperaturas obtidos ao longo de um plano vertical transversal à porta (cf. Figura 4) com as sondas anemométricas de baixa velocidade (*point measuring technique*) e através do registo de imagens termográficas de infravermelhos (*whole-field technique*). Ambas as imagens revelam uma clara deflexão inicial do jacto em direcção ao compartimento onde o aparelho de cortina de ar se encontra instalado e confirmam que o ar que é inicialmente arrastado da sala oposta é para ela novamente derramado junto ao chão.

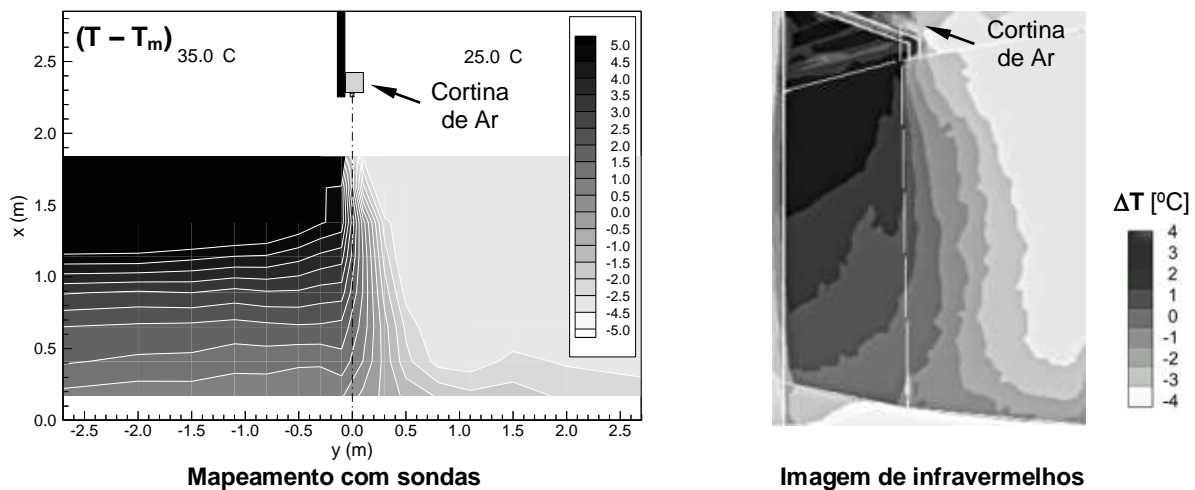


Figura 16 – Campos de distribuição de temperaturas ao longo de um plano transversal à porta, obtidos para a configuração $\Delta T = 10$ °C, $U_0 \approx 5$ m/s e $\alpha_0 = 0^\circ$.

Este comportamento é típico dos aparelhos de cortina de ar de jacto não-recirculado [13] pois os efeitos cumulativos de injeção (geração de uma diferença de pressão entre os dois compartimentos) e de aspiração (impressão de um maior momento angular no compartimento onde se dá a aspiração) fazem o jacto deflectir para o compartimento onde o aparelho se encontra instalado, ainda que o jacto de ar seja inicialmente descarregado na vertical. Esta deflexão natural da cortina de ar está também bem patente na Figura 17, obtida após mapeamento detalhado do campo de velocidades ao longo e nas imediações do jacto, para uma situação em que ambas as salas foram mantidas à mesma temperatura (isotérmica) e para um ângulo de descarga $\alpha_0 = 0^\circ$.

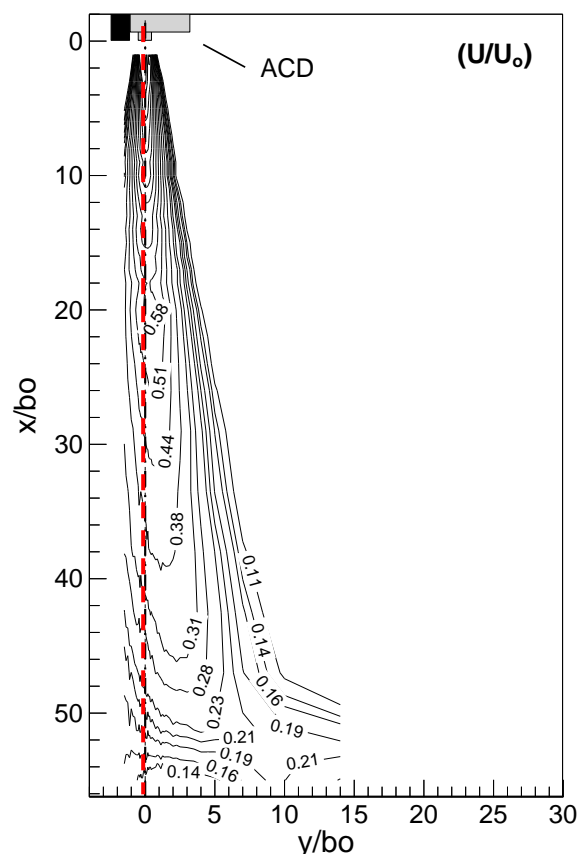


Figura 17 – Distribuições dos iso-contornos de velocidade do ar ao longo de um plano transversal à porta, obtidos para $\Delta T = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ $H_P = H_{CA} = 2.10\text{ m}$, $U_o \approx 5\text{ m/s}$ e $\alpha_o = 0^{\circ}$.

Na Figura 18 mostram-se os resultados obtidos numa sequência de testes efectuados para determinar a localização do ponto de impacto do jacto no solo para diversas alturas de instalação da cortina de ar (H_{CA}). A sua análise confirma que em condições isotérmicas (ISOT) a localização do ponto de impacto (d) é invariável com a velocidade inicial do jacto, constituindo contudo um limite assintótico para o caso não-isotérmico (AVAC), tal como já tinha sido previsto por [20].

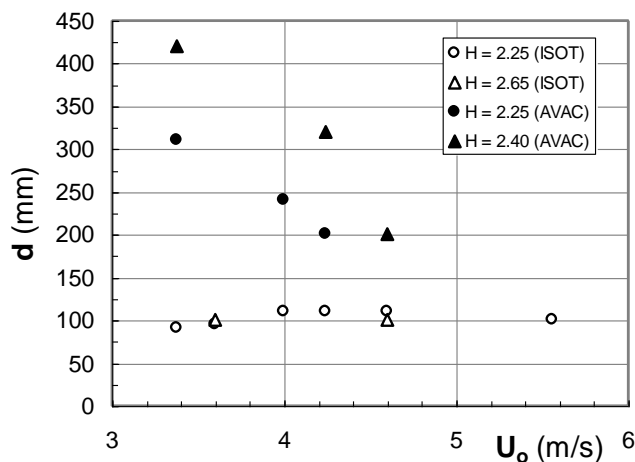


Figura 18 – Localização do ponto de impacto do jacto no solo em função da sua velocidade inicial, para casos isotérmicos (ISOT) e não-isotérmicos (AVAC), com $\alpha_o = 0^{\circ}$.

A sequência de termogramas da Figura 19 mostra-nos o que acontece quando a velocidade inicial do jacto é demasiado baixa face à altura da porta a vedar e à diferença de temperatura existente entre as duas regiões. Como se pode ver, o jacto é quase imediatamente deflectido pelas forças transversais devidas à impulsão térmica, levando à sua “quebra”, não chegando a atingir o chão e a ter lá uma zona de impacto. Para esta condição de operação, a técnica de gases traçadores revelou que não há qualquer efeito de vedação e que, de facto, a taxa de renovação do ar na sala “fria” acaba mesmo por ser 25% superior à verificada para a situação de não-funcionamento do aparelho de cortina de ar ($U_0 = 0$ m/s). À medida que se aumenta a velocidade inicial do jacto, o funcionamento da cortina vai-se tornando cada vez mais estável, sendo notório que o ponto de impacto do jacto de ar no solo tende a aproximar-se da ombreira da porta.

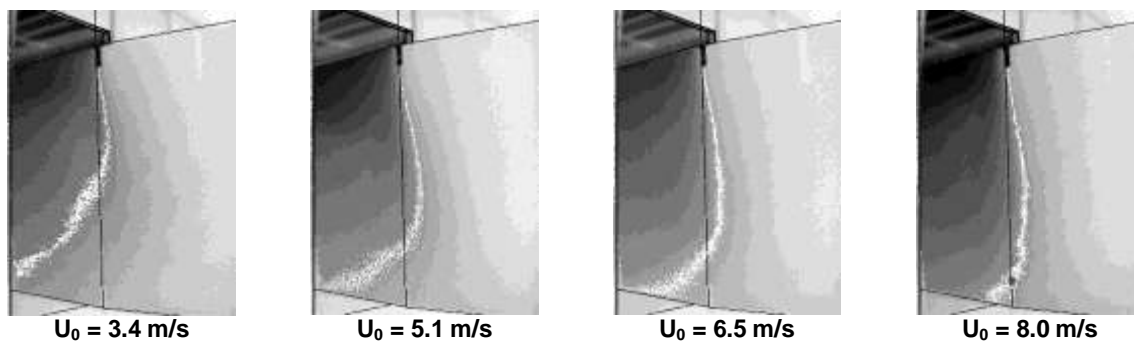


Figura 19 – Sequência de termogramas obtidos para valores crescentes da velocidade inicial do jacto, U_0 , em ensaios efectuados para a configuração $H_P = H_{CA} = 2.25$ m, $\Delta T = 10$ °C, $\alpha_0 = 0^\circ$.

Um outro modo de conferir maior estabilidade e eficácia à cortina consiste em inclinar o jacto de um ângulo de 15° a 30° para o lado “exterior”, conforme se comprova pelos resultados apresentados na Figura 20. Para $\alpha_0 = 0^\circ$ e para a menor velocidade inicial do jacto, o ponto de impacto da cortina de ar no solo chega a situar-se a uma distância $d = 450$ mm do eixo central do bocal, começando a diminuir com o aumento de U_0 e atingindo um valor ligeiramente superior a 150 mm quando este chega ao máximo. A máxima eficácia de vedação conseguida foi $E_v = 2.56$, sendo obtida para $U_0 = 6.5$ m/s e $d = 200$ mm (cf. ponto assinalado na Figura 20).

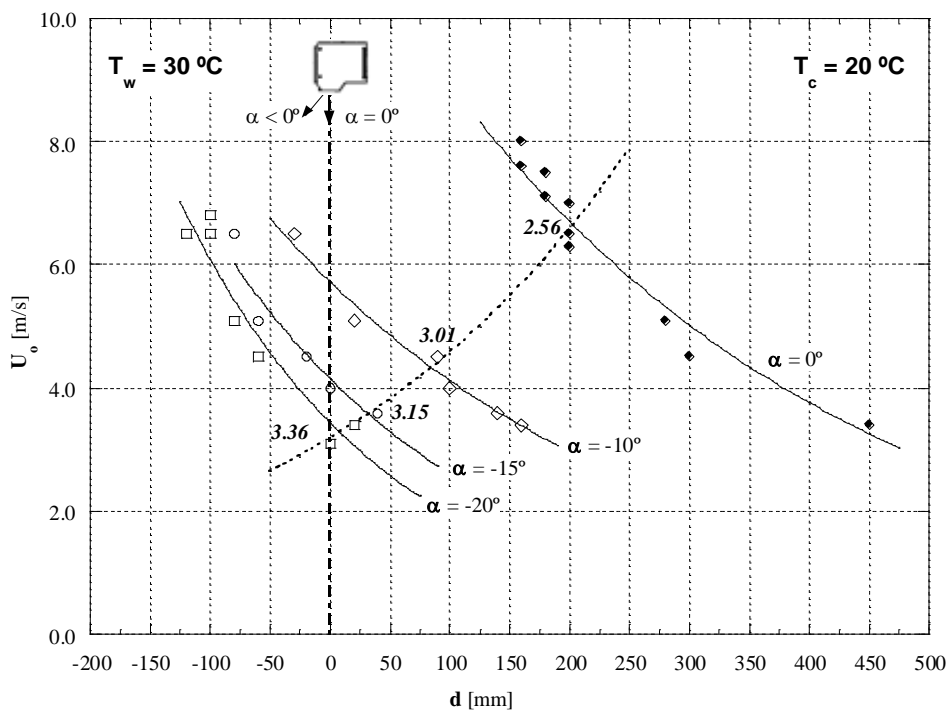


Figura 20 – Efeito do ângulo e da velocidade inicial do jacto sobre a localização dos pontos de impacto da cortina no solo (d) e no valor máximo de eficácia de vedação (E_v) conseguida para a configuração $H_{CA} = 2.25$ m e $\Delta T = 10$ °C.

As mesmas conclusões podem ser obtidas na Figura 21, na qual se pode ver ainda que, para cada um dos ângulos de inclinação inicial do jacto, existe uma velocidade óptima de injeção de ar que proporciona as condições de máximo efeito de vedação, minimizando, por conseguinte, a transferência de calor entre as duas salas.

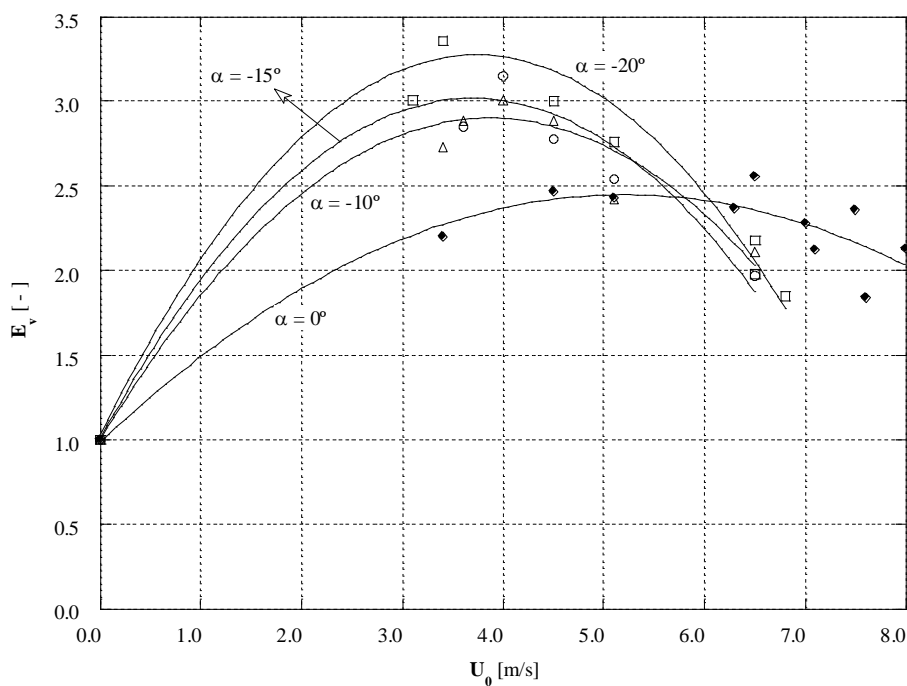


Figura 21 – Efeito da velocidade (U_0) e do ângulo inicial (α_0) do jacto sobre a eficácia de vedação conseguida (E_v).

Regime Transitório

Esta parte do estudo foi efectuada com o aparelho de cortina de ar instalado 40 cm acima de uma porta com 2.25 m de altura ($H_{CA} = 2.65$ m, $H_P = 2.25$ m) ao mesmo tempo que se mantinha a sala “fria” a uma temperatura ($T_F = 25$ °C) inferior à temperatura ($T_Q = 35$ °C) da sala “quente”.

Um “rack” composto por 8 termo-anemómetros foi percorrendo cada uma das posições verticais da malha de medida esquematizada na Figura 22, procedendo-se à aquisição dos correspondentes sinais a uma taxa de 10 amostras/segundo em cada canal durante os primeiros 5 minutos após a remoção da película plástica que assegurava a vedação da porta. Depois de cada sessão de aquisição de dados foram repostas as condições iniciais de ensaio.

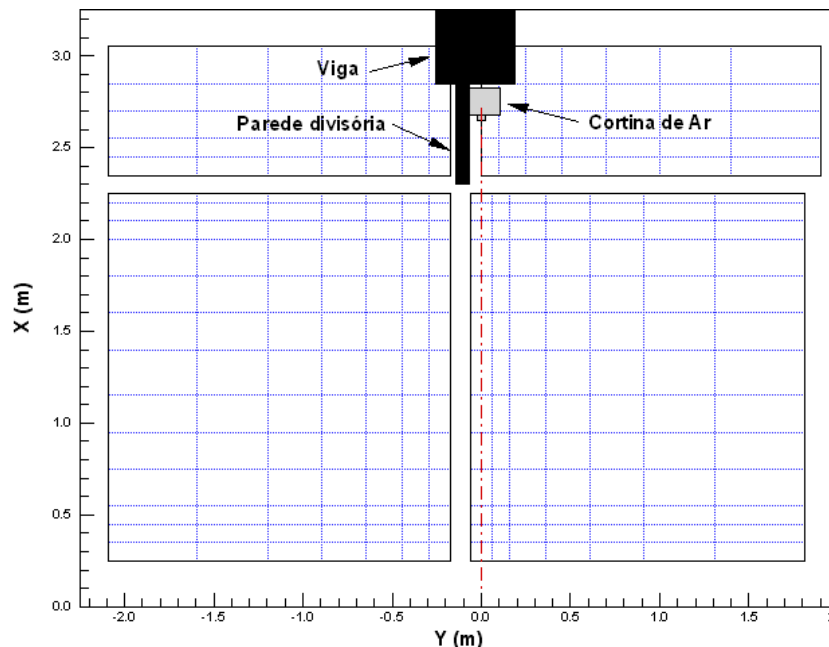


Figura 22 – Malha de medida utilizada nas medições de temperatura em regime transitório.

Na sequência de imagens patentes na Figura 23 pode avaliar-se o caso de não-funcionamento da cortina de ar ($U_0 = 0$ m/s) através de alguns “instantâneos” do campo de temperaturas adimensionalizado. Nesta situação, considerada como de referência para avaliar o desempenho da vedação, pode observar-se o desenvolvimento de um regime em que o escoamento é dominado quase essencialmente pelas forças de impulsão de origem térmica. Contudo, também é notório que o escape do ar da sala fria para a sala quente, que se verifica junto ao chão, ocorre de uma forma mais fácil do que a entrada de ar da sala quente para a sala fria. Tal deve-se ao facto desta circulação ser inicialmente bloqueada pela porção de parede existente por cima da porta. Uma vez vencido o bloqueio inicial, o que acontece cerca de 2 minutos após o início do ensaio, entra-se num

regime caracterizado por uma só célula de recirculação que percorre todo o espaço conjunto das duas salas, sem qualquer restrição a não ser a resultante da presença da parede divisória, tal como já fora previsto por [20], através de simulação numérica dos campos do escoamento e da temperatura para uma configuração geométrica bidimensional equivalente.

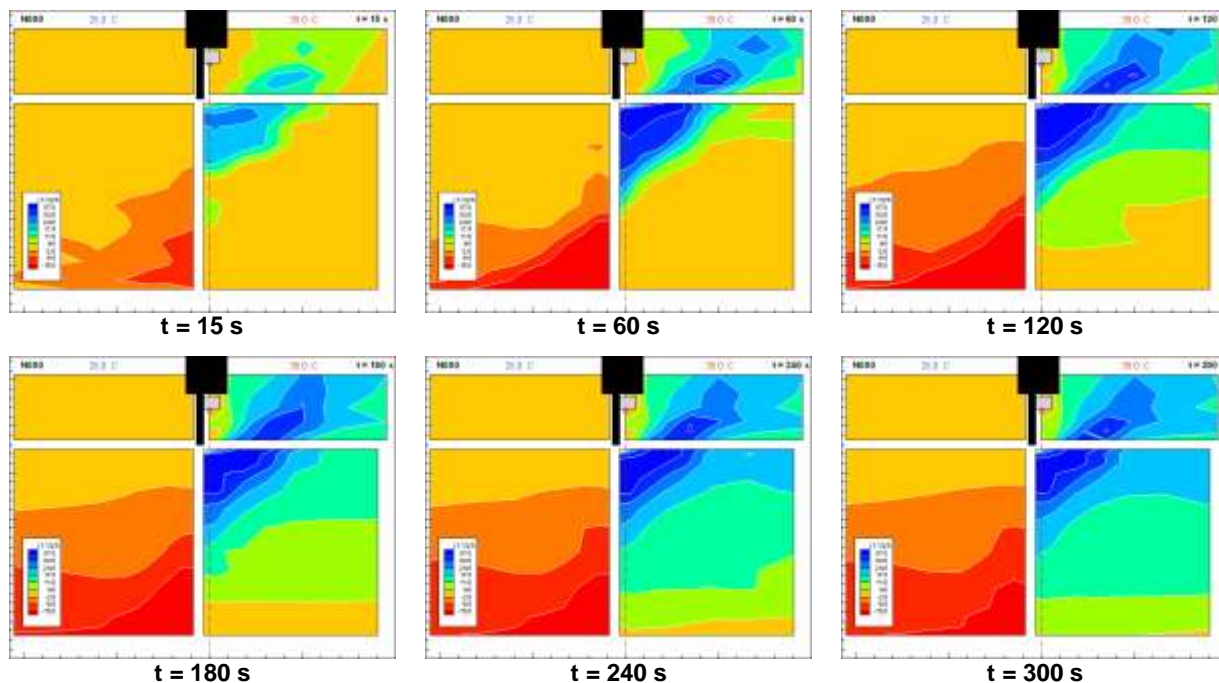


Figura 23 – Evolução temporal da variação do valor da temperatura local instantânea (T) adimensionalizada pela temperatura inicial (T_i), correspondente a uma situação de não-funcionamento do aparelho de cortina de ar ($U_0 = 0$ m/s).

Na Figura 24 ilustra-se o caso de um aparelho de cortina de ar operando com um ângulo inicial e uma velocidade de descarga do jacto $\alpha_0 = 0^\circ$ e $U_0 = 4.5$ m/s, respectivamente. Durante os primeiros minutos após a entrada em funcionamento do aparelho o jacto de ar é muito instável, não conseguindo de imediato atingir totalmente o solo. É neste período de tempo que se dão as mais significativas trocas de calor e massa entre os dois compartimentos. A deflexão da cortina para o lado interior é igualmente notória – é uma característica intrínseca do campo do escoamento, como se viu anteriormente – sendo, contudo, mais acentuada devido ao sentido das forças transversais (de origem térmica) que sobre ela actuam. À excepção de uma pequena zona ao nível do solo, o espaço ocupado “interior” permanece praticamente isotérmico e os gradientes horizontais de temperatura ficam limitados à região de desenvolvimento da cortina, próximo do plano da porta. Para esta condição de operação, e a título de exemplo, a técnica de gases traçadores revelou uma taxa de renovação do ar na sala “fria” 71.5% inferior à verificada para a situação de não-funcionamento do aparelho de cortina de ar ($U_0 = 0$ m/s).

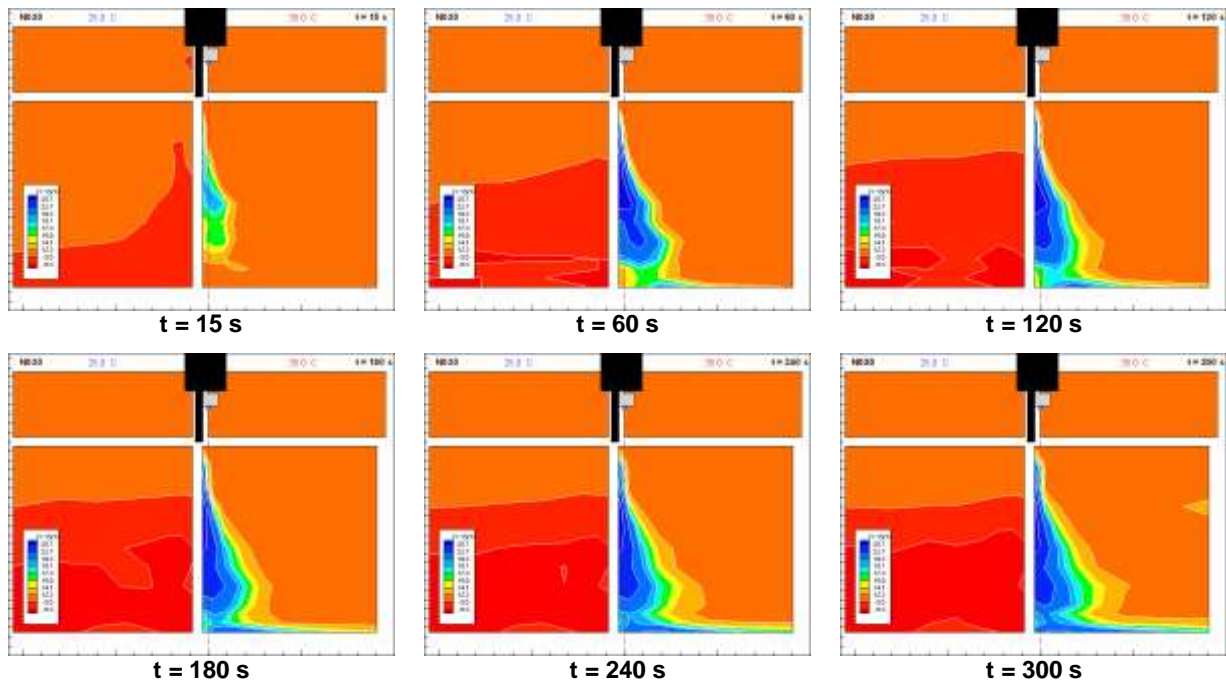


Figura 24 – Evolução temporal da variação do valor da temperatura local instantânea (T) adimensionalizada pela temperatura inicial (T_i), correspondente ao funcionamento da cortina de ar nas condições AVAC 25/35, $H_P = 2.25$ m, $H_{CA} = 2.65$ m, $U_0 = 4.5$ m/s e $\alpha_0 = 0^\circ$.

O recurso à termografia por infra-vermelhos também permitiu obter alguma informação sobre a distribuição de temperaturas e movimento das massas de ar na vizinhança da porta ao longo do tempo. Apesar do alvo não abranger a totalidade da altura da sala, esta técnica apresenta pelo menos a vantagem da facilidade e rapidez de implementação, do seu carácter pouco intrusivo, bem como da fiabilidade dos resultados obtidos.

A sequência de termogramas da Figura 25 mostra-nos igualmente os primeiros minutos de funcionamento de um aparelho de cortina de ar colocado imediatamente acima de uma porta com 2.65 m de altura, funcionando com uma velocidade e um ângulo de descarga de 4.5 m/s e 0° , respectivamente. A diferença de temperaturas entre os dois compartimentos é de 10 °C. Tal como no caso anterior existe um período de adaptação às condições existentes, mais severas neste exemplo, que se revela através do arqueamento imperfeito do jacto e de uma oscilação do ponto de impacto no solo. Note-se, contudo, que esta configuração corresponde a condições de operação mais severas do que as analisadas na figura anterior, não só pela maior altura da porta a vedar, como também pelo facto de não haver o “efeito Coanda” proporcionado pela porção de parede existente entre o cimo da porta e o bocal da cortina.

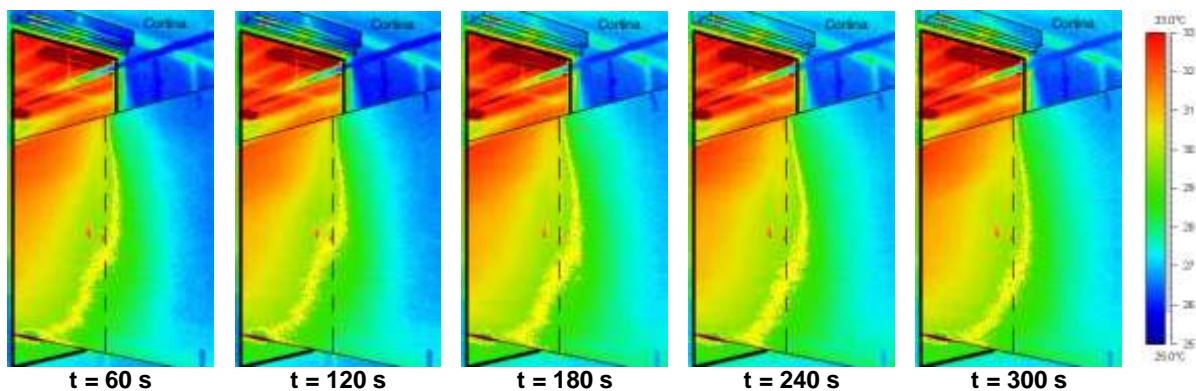


Figura 25 – Evolução do campo de temperaturas na zona de influência do jacto da cortina de ar através da utilização da termografia por infravermelhos para a configuração AVAC 20/30, $H_P = H_{CA} = 2.65$ m, $\alpha_0 = 0^\circ$ e $U_0 = 4.5$ m/s.

Também para esta configuração ($H_P = H_{CA} = 2.65$ m) se pode verificar que à medida que se aumenta a velocidade de descarga, o jacto de ar vai-se tornando cada vez mais estável, aumentando de igual modo a eficácia da vedação conseguida (vd. Figura 26). Contudo, após se ultrapassar a velocidade óptima de descarga – que é próxima dos 5 m/s, neste caso – começa a ocorrer uma mistura excessiva do jacto com o ar exterior, o que vai implicar trocas de calor e de massa demasiado elevadas através da cortina.

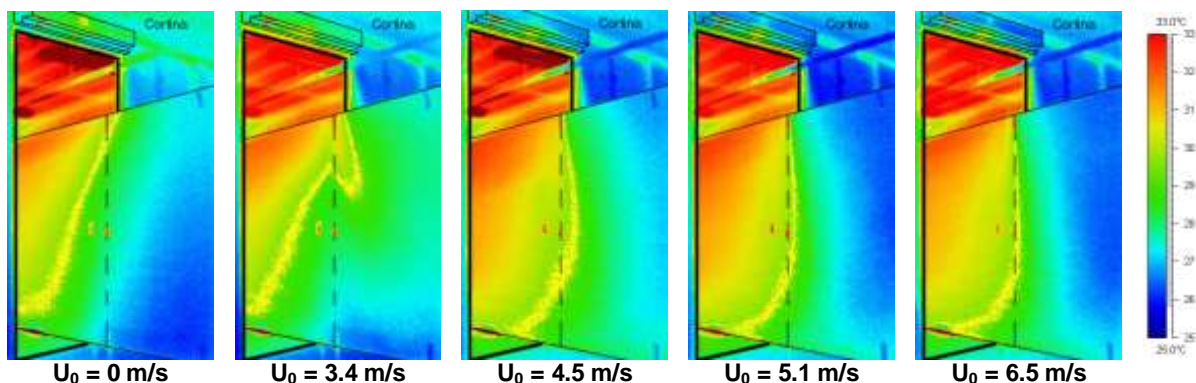


Figura 26 – Influência da velocidade inicial de descarga do jacto. Visualização obtida através de termografia por infravermelhos para a configuração AVAC 20/30, $H_P = H_{CA} = 2.65$ m, $\alpha_0 = 0^\circ$, no instante $t = 300$ s.

Influência do atravessamento da zona de acção dos jactos por pessoas

O dispositivo mecânico de movimentação periódica da *Roberta* (já descrito anteriormente) foi usado como uma primeira tentativa de quantificar a perda de eficiência dos aparelhos de cortinas de ar quando a zona de acção dos jactos é atravessada com alguma frequência por pessoas. Este mecanismo foi ajustado de modo a que a *Roberta* efectuasse movimentos de vaivém periódicos entre as duas salas, deslocando-se 4 m em cada uma das direcções, divididos em três fases: a) rampa de aceleração constante

durante 1 m; b) velocidade constante ($U_{Roberta} = 0.5$ m/s) durante 2 m, durante a passagem da Roberta através da porta; c) rampa de desaceleração constante no último metro. Entre cada um dos movimentos a Roberta efectuou uma pausa de modo a controlar-se não só a sua frequência de passagem pela porta ($F_{Roberta}$) mas também o intervalo de tempo ($\Delta t_{Roberta}$) entre dois inícios de movimento consecutivos.

Este último parâmetro é especialmente importante para a configuração em que o ar nas salas se encontra em repouso, uma vez que, segundo [27], se os vórtices criados em cada “caminhada” da Roberta não se dissiparem durante este período de espera, a sua interacção com os vórtices gerados na “caminhada” seguinte pode originar flutuações na velocidade do ar ambiente várias vezes superiores aquelas que resultariam de um único movimento isolado. Para o evitar, utilizou-se $\Delta t_{Roberta} = 25$ s, valor situado acima do valor crítico de 15 s encontrado por aqueles autores para uma velocidade do “dummy” de 1.5 m/s.

Após serem alcançadas as condições requeridas – em termos de temperaturas impostas para as duas salas e de concentração constante de gás traçador previamente libertado e misturado na sala “fria” – deu-se início ao ensaio com a remoção da película plástica que veda os dois espaços, iniciando-se os movimentos da Roberta *bem como* a monitorização da concentração do N₂O.

Na Figura 27 pode-se observar um conjunto de valores do rendimento da vedação aerodinâmica (η_v) proporcionada pela cortina de ar quando operada a diferentes velocidades iniciais do jacto (U_0), para duas configurações de movimento da Roberta: imobilizada ($U_{Roberta} = 0.0$ m/s) e em movimento ($U_{Roberta} = 0.5$ m/s, $F_{Roberta} = 2.4$ passagens/minuto). A diferença de temperatura imposta às duas salas corresponde a $\Delta T = 5$ °C.

Os valores registados indiciam a existência de uma redução sistemática – compreendida entre 15% e 20% – do rendimento da vedação proporcionada pela cortina de ar quando esta é atravessada periodicamente por um objecto com a estatura de uma pessoa. Idêntico comportamento é observado quando se aumenta para 10 °C a diferença de temperatura entre os dois compartimentos (cf. Figura 28).

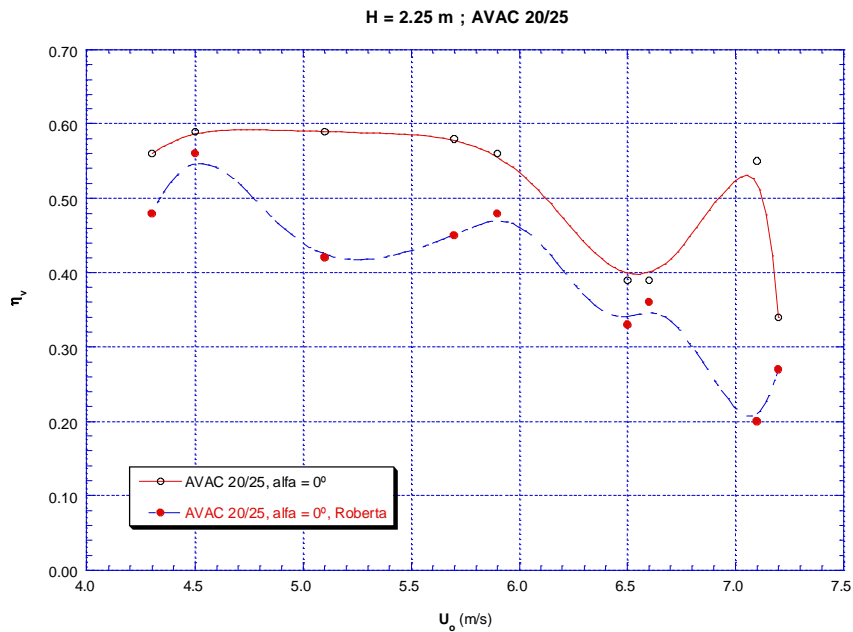


Figura 27 – Rendimento da vedação aerodinâmica proporcionada pela cortina de ar para a configuração AVAC 20/25, $H_P = 2.25$ m, $\alpha_0 = 0^\circ$, com ($U_{Roberta} = 0.5$ m/s; $F_{Roberta} = 2.4$ passageiros/minuto) e sem movimento da Roberta ($U_{Roberta} = 0.0$ m/s).

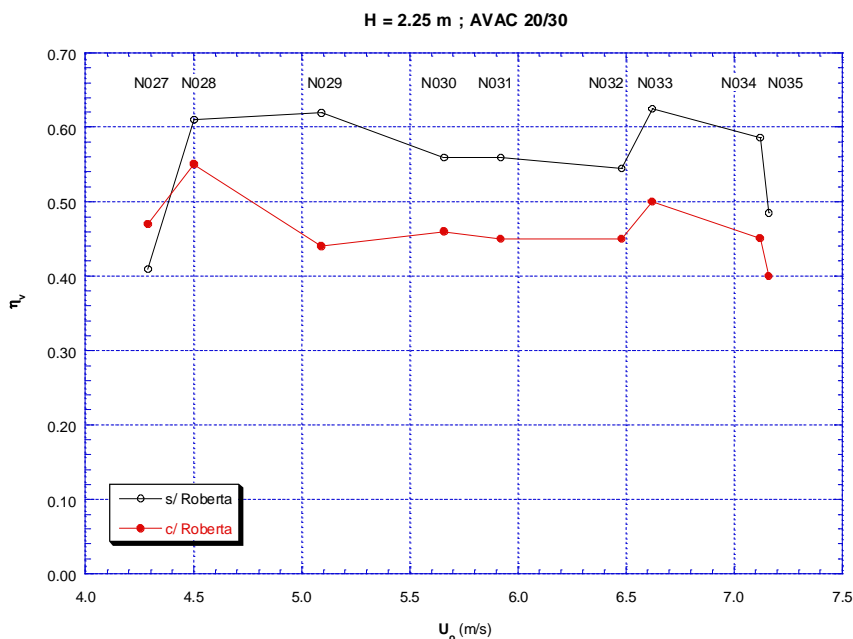


Figura 28 – Rendimento da vedação aerodinâmica proporcionada pela cortina de ar para a configuração AVAC 20/30, $H_P = 2.25$ m, $\alpha_0 = 0^\circ$, com ($U_{Roberta} = 0.5$ m/s; $F_{Roberta} = 2.4$ passageiros/minuto) e sem movimento da Roberta ($U_{Roberta} = 0.0$ m/s).

Trocas de energia através da porta

Uma maneira de estimar as implicações das diferentes condições de operação da cortina de ar consiste em avaliar a energia que é transferida entre os dois compartimentos quando a porta se encontra protegida pela cortina de ar, comparando-a com a situação de

referência, na qual a porta se encontra totalmente desprotegida. Analise-se a situação de referência em primeiro lugar.

A desigualdade da massa específica do ar entre os dois lados da porta origina a impulsão de natureza térmica responsável pela “fuga” de ar “frio” para a sala “quente”, que ocorre junto ao chão, bem como pela entrada de ar “quente” junto ao tecto [1].

De acordo com [28], a principal perda de energia através de uma porta desprotegida pode ser avaliada através da correspondente perda de calor sensível devida ao escape de ar frio do compartimento interior para o compartimento exterior.

Partindo de medições calorimétricas efectuadas em modelos à escala, estes dois autores comprovaram que a equação (1.6) permite calcular, com algum rigor, a troca de energia através de uma porta permanentemente aberta, pelo que continua a ser válida e aplicada nos dias de hoje (cf. [1, 5, 29, 30])

$$\dot{Q}_o = F_c \cdot A_D \cdot c_p \cdot (T_o - T_i) \cdot \rho_i \cdot \left(1 - \frac{\rho_o}{\rho_i}\right)^{0.5} \cdot \sqrt{g \cdot H_p} \cdot \left(\frac{2}{1 + (\rho_i/\rho_o)^{1/3}}\right)^{1.5} \quad (1.6)$$

em que:

\dot{Q}_o potência de calor sensível que se escapa através da porta desprotegida, [W]

F_c factor de correcção que incorpora o coeficiente de descarga da porta e os efeitos térmicos resultantes da mistura entre os fluxos de entrada e de saída (0.221 para unidades SI)

A_D área de passagem da porta, [m²]

c_p calor específico do ar “interior”, [J/kg.°C]

$T_o - T_i$ diferença de temperatura entre o lado exterior (“quente”) e o lado interior (“frio”) dos compartimentos, [°C]

ρ_i massa específica do ar do compartimento interior, [kg/m³]

ρ_o massa específica do ar do compartimento exterior, [kg/m³]

H_p altura da porta de ligação entre os dois compartimentos, [m]

Mais recentemente [17] propôs um outro método para avaliar a principal perda de energia que ocorre através de uma porta desprotegida. Adaptando convenientemente a sua expressão a esta configuração particular, tem-se que:

$$\dot{Q}_o = \max\{\dot{m}_{low}; \dot{m}_{up}\} \cdot c_p \cdot (T_o - T_i) \quad (1.7)$$

em que \dot{m}_{low} representa o caudal mássico de ar que atravessa a porta aberta abaixo do nível de pressão neutra e \dot{m}_{up} é o caudal mássico que se escoar no sentido oposto acima desse nível. Se este nível neutro de pressão, z_n , estiver localizado entre o chão e a altura da porta de largura L_P (i.e., $0 < z_n < H_P$), estes caudais de ar podem ser avaliados através das equações (1.8) e (1.9):

$$\dot{m}_{low} = \frac{2}{3} \cdot C_d \cdot L_P \cdot z_n^{3/2} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \rho_i \cdot (\rho_i - \rho_o)} \quad (1.8)$$

$$\dot{m}_{up} = \frac{2}{3} \cdot C_d \cdot L_P \cdot (H_P - z_n)^{3/2} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \rho_o \cdot (\rho_i - \rho_o)} \quad (1.9)$$

nas quais o coeficiente empírico de descarga, C_d , já tem em consideração o efeito das perdas existentes neste tipo de escoamento.

Quando se aplicam estas duas metodologias a uma instalação experimental em que $H_P = 2.25$ m, $T_i = 20$ °C e $T_o = 30$ °C e presumindo um valor de 0.65 para o coeficiente empírico de descarga C_d , obtêm-se resultados análogos para o valor daquela perda térmica: 5703.6 W e 5686.4 W, respectivamente.

De um ponto de vista prático, esta perda de energia também pode ser calculada partindo-se do conhecimento do número de renovações de ar num dos compartimentos:

$$\dot{Q}_o = \rho_i \cdot \left(\frac{n \cdot V_{room}}{3600} \right) \cdot c_p \cdot (T_o - T_i) \quad (1.10)$$

em que:

n número de renovações horárias de ar na sala “fria”, [h^{-1}]

V_{room} volume interno de ar da sala “fria”, [m^3]

Tal como já referido anteriormente, no presente trabalho utilizou-se uma técnica de gases traçadores – método da concentração decrescente – como forma de se obterem as taxas de renovação de ar inerentes a cada configuração geométrica (H_D) e térmica ($T_o - T_i$).

Contudo, a não ser que se utilizem apenas os valores das concentrações instantâneas nos dois primeiros minutos de cada ensaio, a equação anterior dar-nos-á valores bastante inferiores aos obtidos pelas equações (1.6) e (1.7). Com essa correcção, a aplicação desta metodologia à configuração em estudo indicia-nos uma perda de 5517.2 W através

da porta (correspondente a 13.94 renovações de ar por hora), em vez de 1595.0 W / 4.03 h⁻¹ que seriam de outro modo obtidos.

De modo a validar este caudal de ar através da porta, procedeu-se à recolha de valores da componente horizontal da velocidade do ar em cada um dos pontos da grelha de medida representada na Figura 29.

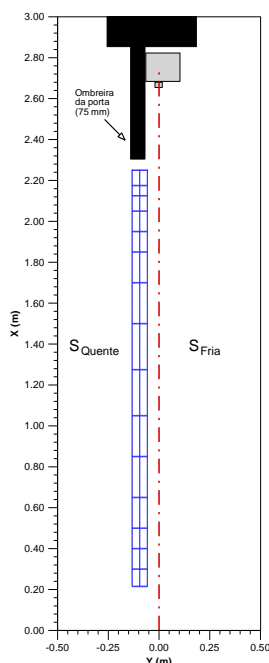


Figura 29 – Grelha de medida utilizada no levantamento da velocidade do ar na zona localizada abaixo da ombreira da porta.

O caudal volúmico de ar (\dot{V}_i) que passa em cada ponto de cota (z_i) foi calculado através do produto da velocidade do escoamento (U_i) registada nesse local, pela correspondente área de passagem que lhe está associada (A_i), de altura variável e com a mesma largura da porta:

$$\dot{V}_i = U_i \times A_i \quad (1.11)$$

Apesar do carácter omnidireccional das sondas utilizadas não permitir detectar a direcção do escoamento, verificou-se que havia uma quase igualdade entre os caudais volúnicos de entrada e de saída de ar do compartimento em estudo desde que fossem consideradas como negativos os valores instantâneos da velocidade do ar registados na metade inferior da grelha de medida (correspondentes à fuga de ar da sala fria para a sala quente) e como positivos os registados na outra metade (entrada de ar quente para a sala fria).

Isto significa que a altura do nível neutro de pressão (devido à diferença de temperatura) está localizado ligeiramente acima da meia-altura da porta. Contudo, esta conclusão está de acordo com os resultados obtidos por Tamm em 1966 (citado por [28]).

Na equação anterior utilizou-se para U_i a velocidade média do ar determinada em cada intervalo de 10 segundos, determinando-se o caudal volúmico em trânsito pela porta por integração espacial de $U_i \times A_i$ para cada um daqueles períodos. Os valores assim obtidos foram posteriormente integrados ao longo dos 120 segundos iniciais em que a porta esteve aberta de forma a obter uma taxa média da renovação do ar na sala fria para aquele intervalo de tempo.

Para os três perfis de velocidade obtidos na grelha representada na Figura 29 obtiveram-se valores de n compreendidos entre 13.82 h^{-1} (nos perfis laterais) e 14.19 h^{-1} (no eixo central da ombreira da porta), o que, de acordo com a equação (1.10) indicia uma “fuga” de calor situada entre os 5469.7 W e os 5616.2 W . Conforme se pode verificar, para a situação de referência ($U_0 = 0 \text{ m/s}$), os valores de \dot{Q}_0 avaliados pela via experimental são inferiores, embora bastante próximos, dos previstos pelas equações matemáticas propostas por [28] e por [17].

Embora o funcionamento do aparelho de cortina de ar nunca possa eliminar completamente esta perda de energia através da porta, ele consegue, no entanto, reduzi-la significativamente quando analisado em comparação com a situação em que essa porta se encontra completamente desprotegida.

Confirmando-se a validade da equação (1.6) para o cálculo de \dot{Q}_0 e tomando como correctos os valores obtidos para a eficácia da vedação, E_v , nos testes efectuados com gases traçadores para avaliação do desempenho da vedação para cada configuração j estudada, os “custos energéticos” inerentes a ambas as situações podem ser comparados através do quociente expresso na equação (1.12), onde \dot{Q}_{MCA} representa a potência eléctrica necessária ao funcionamento do motor do aparelho de cortina de ar (120 W no modelo testado):

$$\frac{\dot{Q}_j + \dot{Q}_{MCA}}{\dot{Q}_0} \times 100 \quad (1.12)$$

Na Tabela 1 encontram-se compilados os resultados obtidos para os ensaios efectuados com uma porta de 2.65 m de altura (valor máximo possível de obter na instalação experimental) e para uma diferença de temperatura entre as duas salas de $10 \text{ }^\circ\text{C}$ (AVAC

20/30). Apesar de se tratar de uma porta de grande dimensão vertical, verifica-se que o funcionamento da cortina de ar consegue reduzir significativamente a energia térmica em “fuga”, mesmo quando não está adequadamente regulada. Como seria de esperar, as poupanças energéticas são ainda mais significativas quando a velocidade inicial do jacto se aproxima do valor óptimo.

Tabela 1 – Poupanças energéticas resultantes da instalação e operação de um aparelho de cortina de ar por cima de uma porta com 2.65 m de altura e para 10 °C de diferença de temperatura entre as duas salas.

		U_0 [m/s]				
		0.0	3.4	4.5	5.1	6.5
\dot{Q}_0	[W]	7 290	–	–	–	–
E_v	[–]	1.00	1.50	3.50	3.12	2.99
\dot{Q}_j	[W]	7 290	4 860	2 083	2 337	2 438
\dot{Q}_{MCA}	[W]	–	120	120	120	120
	[%]	100%	68%	30%	34%	35%

Na Tabela 2 pode observar-se o que acontece quando se aumenta de 10 °C para 15 °C a diferença de temperatura entre as duas salas para a mesma altura de porta a vedar (configuração AVAC 20/35; $H_P = 2.65$ m).

Tabela 2 – Poupanças energéticas resultantes da instalação e operação de um aparelho de cortina de ar por cima de uma porta com 2.65 m de altura, para 15 °C de diferença de temperatura entre as duas salas.

		U_0 [m/s]				
		0.0	3.4	4.5	5.1	6.5
\dot{Q}_0	[W]	13 229	–	–	–	–
E_v	[–]	1.00	0.80	2.78	3.04	1.84
\dot{Q}_j	[W]	13 229	16 536	4 759	4 352	7 190
\dot{Q}_{MCA}	[W]	–	120	120	120	120
	[%]	100%	126%	37%	34%	55%

Uma primeira chamada de atenção vai para o significativo aumento da potência térmica em fuga quando a porta se encontra desprotegida, a qual passa a ser 1.81 vezes superior à situação anterior.

A segunda observação tem a ver com as implicações energéticas decorrentes do funcionamento da cortina com uma velocidade inicial do jacto insuficiente face à grande diferença de temperatura entre as duas regiões e à considerável altura da porta a vedar. É o que se verifica na Tabela 2, quando $U_0 = 3.4$ m/s, dando origem a uma cortina de ar “quebrada” que não chega a atingir o solo e a ter lá uma zona de impacto. A deflexão da cortina para o lado da sala “quente” provoca um excessivo arrastamento do ar da sala “fria” pela metade inferior da porta, fazendo com que a taxa de renovação do ar naquela sala seja 25% superior aquela que é registada quando o aparelho de cortina de ar se encontra desligado. Entrando em consideração com o valor da energia requerida pelo motor da cortina, este regime de funcionamento caracteriza-se por um desperdício de energia que é 26% superior ao do caso de referência!

A questão que importa agora esclarecer é a da viabilidade económica da utilização de um aparelho de cortina de ar como forma de vedação térmica de uma porta que se pretende manter totalmente aberta durante longos períodos de tempo, como acontece, por exemplo, nos estabelecimentos comerciais. Pegando nos resultados experimentais apresentados na Tabela 1, vejamos o que aconteceria se utilizássemos este aparelho de cortina de ar como meio de vedação térmica de um espaço comercial aberto ao público durante várias horas em cada dia. Para tal, vamos supor que, em média, a diferença de temperatura entre esse espaço e o ambiente exterior é de 10 °C.

A economia nos custos de energia conseguida pelo aparelho de cortina de ar é achada calculando-se a diferença entre a energia que é transferida através duma porta aberta (\dot{Q}_0) e a energia que é transferida através dessa mesma porta quando ela se encontra protegida pela cortina de ar (\dot{Q}_j), dividindo esta diferença pelo coeficiente de eficiência (COP) da unidade de ar condicionado utilizada para a climatização do espaço interior (considerado aqui como sendo 2,9) e multiplicando o resultado final pelo preço da energia eléctrica (tomado como sendo 0.1 €/kWh). Deste modo, regulando-se a velocidade do jacto de modo a que o aparelho de cortina de ar opere no ponto de máxima eficiência de vedação, cada hora do seu funcionamento representa uma poupança de ≈ 0.18 € em relação à situação em que a porta se encontra aberta e desprotegida. Como a este valor há a acrescentar um custo de 0.012 €/hora devido ao consumo do motor da cortina, a factura horária aparecerá diminuída em cerca de 0.167 €. Atendendo a que o aparelho de cortina de ar testado tem um preço de venda ao público na ordem dos 160 € (cf. dados recolhidos na EXPOCLIMA'2004) e que o seu custo de instalação é considerado desprezável, o investimento inicial fica amortizado após 956 horas de utilização (o que

corresponde a pouco mais de 5 meses se este estabelecimento estiver continuamente aberto ao público 8 horas por dia, 22 dias por mês).

Caso a diferença de temperatura entre o espaço climatizado e o ambiente exterior se elevar a 15 °C (situação severa mas não impossível de acontecer durante algumas horas nos meses quentes de Verão em Portugal), os resultados experimentais expressos na Tabela 2 permitem concluir que o retorno do investimento sobrevém após 544 horas de funcionamento naquelas condições.

Como se viu anteriormente, os resultados experimentais obtidos para uma configuração em que $H_p = 2.25$ m e $\Delta T = 10$ °C demonstraram que, orientando o jacto de ar para o lado oposto ao da montagem do aparelho, se pode aumentar em cerca de 30% o valor máximo da eficácia de vedação alcançada para aquela configuração. Aplicando a linha de raciocínio descrita nos parágrafos anteriores verifica-se que a imposição de um ângulo inicial de descarga $\alpha_0 = -20^\circ$ reduz a factura energética em 0.02 €/hora, encurtando ainda mais o período de retorno do investimento.

CONCLUSÕES

Através dos resultados obtidos neste estudo de carácter essencialmente experimental foi possível verificar algumas das particularidades inerentes ao funcionamento de uma cortina de ar de jacto plano, descendente, não-recirculado.

A primeira constatação é que existe uma tendência natural do jacto para deflectir em direcção ao compartimento onde se encontra instalado o aparelho de cortina de ar, mesmo quando este não está sujeito às forças transversais de origem térmica. Através dos resultados apresentados no presente estudo ficou demonstrado que esta deflexão pode (e deve) ser parcialmente contrariada com uma adequada orientação da descarga do jacto de ar para o lado oposto ao da montagem do aparelho, de um ângulo entre 15° e 20°.

A termografia por infra-vermelhos veio complementar a informação entretanto recolhida, com ela se obtendo um conjunto de imagens indiciadoras da distribuição de temperaturas e do movimento das massas de ar na vizinhança do jacto gerado pelo aparelho de cortina de ar, em diferentes instantes de tempo, e para diversas condições de regulação da velocidade inicial do jacto.

Os resultados obtidos confirmam a necessidade absoluta de regular adequadamente a velocidade inicial do jacto. Ela deve ser superior a um certo valor de modo a evitar o

escape de importantes massas de ar por debaixo de um jacto “quebrado” ou através das extremidades de um jacto que atinja o solo num ponto demasiado afastado da ombreira da porta. Se bem que o aumento da velocidade inicial do jacto resulte, geralmente, numa cortina de ar mais estável, o seu aumento indiscriminado, para além de um determinado valor, dá origem a um excessivo arrastamento de ar quente e a um maior espalhamento do jacto junto ao solo, originando, por consequência, uma maior transferência de energia através da porta.

Da aplicação conjunta destas práticas resultou uma melhoria em cerca de 25 a 30% na máxima eficácia de vedação conseguida para a configuração em estudo, aliada a uma diminuição significativa (40% a 45%) da velocidade de injeção de ar. Este facto resulta numa dupla poupança energética (menor transferência de energia entre as duas salas devido à melhor eficácia da vedação; redução dos gastos energéticos inerentes ao funcionamento permanente do aparelho de cortina de ar). Estes dois factores (orientação do ângulo de descarga e ajuste da velocidade inicial do jacto) tornam-se, pois, factores importantes a ter em consideração nas fases de selecção, instalação e operação deste tipo de aparelho.

A aquisição de dados em contínuo numa zona alargada na vizinhança da porta a vedar permitiu conhecer os primeiros momentos após abertura da mesma, quer para a situação em que a porta se encontrava totalmente desprotegida, quer para o caso em que o aparelho de cortina de ar se encontrava em funcionamento e operando num regime próximo do ideal. Ficou patente que há possibilidade de ocorrerem trocas significativas de calor e massa entre os dois compartimentos mesmo com o aparelho de cortina de ar em funcionamento, devido ao facto do jacto de ar ser bastante instável durante os primeiros dois a três minutos iniciais.

Os ensaios realizados com a *Roberta* permitiram obter novos valores para alguns dos parâmetros que têm vindo a ser utilizados para quantificar o desempenho da cortina de ar estudada – a eficácia (E_v) e o rendimento (η_v) da vedação. Eles indiciam uma redução sistemática no rendimento da vedação proporcionada pela cortina de ar quando esta é atravessada periodicamente por um objecto com a estatura de um ser humano.

São ainda apresentados alguns cálculos que permitem avaliar a energia térmica que é transferida entre os dois compartimentos quando a porta não se encontra protegida pela cortina de ar e estimar as inerentes poupanças energéticas conseguidas com a sua utilização como meio de vedação.

Embora os valores apresentados possam, à primeira vista, não parecer financeiramente muito atractivos, há que não perder de vista o objectivo da colocação e da utilização dos aparelhos de cortina de ar: limitar, tanto quanto possível, as inevitáveis perdas de energia térmica através de uma porta que se pretende manter sempre aberta e desimpedida, retirando daí todos os benefícios que lhe são subsequentes e que não são aqui contabilizáveis – a estética, a facilidade de acesso ao estabelecimento e o conforto interno encorajam a circulação de clientes e potenciam o aumento das receitas.

AGRADECIMENTOS

O primeiro autor agradece o apoio financeiro prestado pelo Programa de Desenvolvimento Educativo para Portugal (PRODEP), medida 5.1 – Formação Avançada no Ensino Superior. O aparelho de cortina de ar utilizado no presente estudo foi cedido pela empresa CENTAURO de Castelo Branco.

BIBLIOGRAFIA

- [1] E. B. Lawton e R. H. Howell, "Energy savings using air curtains installed in high-traffic doorways". *ASHRAE Transactions*, vol. 101, pp. 136-143, 1995.
- [2] A. Valkeapää, "Effect of design parameters of unheated twin air jets on thermal conditions near the doorway". Proceedings de RoomVent'2002 - 8th International Conference on Air Distribution in Rooms, Copenhagen, 2002.
- [3] K. Takahashi e M. Inoh, "Some measurements on air curtain efficiency for cold rooms". Proceedings de 11th International Congress of Refrigeration, Munich, 1963.
- [4] J. Van Male, "A new vertical air curtain design for cold-storage doors". Proceedings de 16th International Congress of Refrigeration, Paris, Vol. IV, pp. 74-82, 1983.
- [5] C. C. Downing e W. A. Meffert, "Effectiveness of cold-storage door infiltration protective devices". *ASHRAE Transactions*, vol. 99, pp. 356-366, 1993.
- [6] J. P. Rydock, T. Hestad, H. Haugen, e J. E. Skaret, "An isothermal air curtain for isolation of smoking areas in restaurants". Proceedings de RoomVent'2000 - 7th International Conference on Air Distribution In Rooms, vol. I, pp. 663-668, Reading, UK, 2000.

- [7] L. Qiang-min e P. Shia-hui, "Duck down pollution control with recycle air curtain". Proceedings de 4th International Symposium on Ventilation for Contaminant Control, Stockholm, Sweden, 1994.
- [8] Y. N. Shen, Z. Wang, e F. C. Zhang, "The characteristic research into the air conditioning umbrella with an air curtain". Proceedings de Conference on Cryogenics and Refrigeration. 1998, pp. 286-289, 1998.
- [9] J. C. Volkwein, S. J. Page, e E. D. Thimons, "Canopy-air curtain dust reductions on a gathering-arm loader". 1982.
- [10] G. Hetsroni, "Heat transfer through an air curtain". Publicado em *Mechanical Engineering*: Michigan State University, 1963, pp. 91.
- [11] G. Hetsroni e C. W. Hall, "Further studies of the air curtain". Publicado em *Quarter Bull., Michigan Agric. Experiment Sta.*, vol. 46, pp. 438-452, 1964.
- [12] F. C. Hayes, "Heat transfer characteristics of the air curtain: A plane jet subjected to transverse pressure and temperature gradients". *Tese PhD - University of Illinois*, 1968.
- [13] F. C. Hayes e W. F. Stoecker, "Heat transfer characteristics of the air curtain". *ASHRAE Transactions*, vol. 2120, 1969.
- [14] F. C. Hayes e W. F. Stoecker, "Design data for air curtains". *ASHRAE Transactions*, vol. 75, pp. 168-180, 1969.
- [15] M. Havet, O. Rouaud, e C. Sollicec, "Experimental investigations of an air curtain device subjected to external perturbations". *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 24, pp. 928-923, 2003.
- [16] K. Sireń, "Technical dimensioning of a vertically upwards blowing air curtain-part I". *Energy and Buildings*, vol. 35, pp. 681-695, 2003.
- [17] K. Sireń, "Technical dimensioning of a vertically upwards-blowing air curtain-part II". *Energy and Buildings*, vol. 35, pp. 697-705, 2003.
- [18] J. K. W. Lam, K. G. Ruddick, e G. E. Whittle, "Air curtains for infiltration control - A computational fluid dynamics analysis". Proceedings de 11th AIVC Conference (Belgirate, Italy), 1990.
- [19] A. Schaelin, "Comfort problems and energy losses at shop entrances field investigations and numerical simulations". Proceedings de RoomVent'98, vol.2, pp. 335-342, Stockholm, 1998.

- [20] J. J. Costa e L. A. Oliveira, "Vedação aerodinâmica: parametrização numérica do isolamento de duas divisões". Proceedings de V Congresso de Métodos Numéricos em Engenharia, Madrid, 2002.
- [21] C. Blomqvist e M. Sandberg, "Transition from bi-directional to unidirectional flow in a doorway". Proceedings de RoomVent'98 - 6th International Conference on Air Distribution in Rooms, Stockholm, Sweden, 1998.
- [22] R. H. Howell e M. Shibata, "Optimum heat transfer through turbulent recirculated plane air curtains". *ASHRAE Transactions*, vol. 86, pp. 188-200, 1980.
- [23] O. Rouaud, M. Havet, e C. Sollicec, "Influence of draughts on the behaviour of a dynamic air barrier used in an open protection device".
- [24] M. C. G. Silva, L. P. C. Neto, e G. J. V. N. Brites, "Aerodynamic sealing with air curtains - Experimental tests". Proceedings de RoomVent'2002 - 8th International Conference on Air Distribution in Rooms, Copenhagen, 2002.
- [25] L. P. C. Neto e M. C. G. Silva, "Influence of the jet initial inclination angle on the performance of an air curtain device". Proceedings de 7th International Conference on Energy-Efficient Healthy Buildings (Healthy Buildings 2003), Singapore, 2003.
- [26] M. Cehlin, B. Moshfegh, e M. Sandberg, "Visualization and measurement of air temperature using infrared thermography". Proceedings de RoomVent'2000 - 7th International Conference on Air Distribution In Rooms, vol. I, pp. 339-347, Reading, UK, 2000.
- [27] M. Mattsson e M. Sandberg, "Velocity field created by moving objects in rooms". Proceedings de RoomVent'96 - 5th International Conference on Air Distribution in Rooms, Yokohama, Japan, 1996.
- [28] W. B. Gosney e H. A. L. Olama, "Heat and enthalpy gains through cold room doorways". Institute of Refrigeration 72. London: University of London. 1975, 1975.
- [29] W. A. Hendrix, D. R. Henderson, e H. Z. Jackson, "Infiltration heat gains through cold-storage room doorways". *ASHRAE Transactions*, vol. 95, 1989.
- [30] ASHRAE, "Infiltration air load". *2002 ASHRAE Refrigeration Handbook*, vol. Chapter 12 - Refrigeration Load, 2002, pp. 12.3 - 12.5.