

**Influência da diferença de temperatura inicial entre dois espaços e de diferentes caudais de vento na eficiência de selagem de uma cortina de ar**

**Nuno Rafael Vilar Vasques da Costa Mendes**

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em

**Engenharia Mecânica**

Orientadores: Prof. José Manuel da Silva Chaves Ribeiro Pereira  
Eng. Maria Odete Magalhães de Almeida

**Júri**

Presidente: Prof. Carlos Frederico Neves Bettencourt da Silva  
Orientador: Prof. José Manuel da Silva Chaves Ribeiro Pereira  
Vogal: Prof. Miguel Abreu de Almeida Mendes

**Janeiro 2021**

## **Agradecimentos**

Em primeiro lugar começo por agradecer aos meus orientadores, Prof. José Manuel Chaves Pereira e Eng<sup>a</sup> Maria Odete de Almeida, pelo apoio e orientação constante, enorme disponibilidade para esclarecer dúvidas e ainda conhecimentos passados ao longo deste trabalho.

Seguidamente, um grande obrigado aos meus amigos e principalmente aos meus colegas de curso António Amaral, Francisco Fernandes, João Barata e Rodrigo Plácido, por me acompanharem nesta grande jornada no Instituto Superior Técnico.

Por fim, aos meus pais, irmão e avós, por me apoiarem constantemente tanto nos bons como nos maus momentos durante o percurso académico e estarem sempre prontos a ajudar-me e a dar-me confiança nos momentos mais importantes.

## Resumo

O uso de cortinas de ar (CA) tem vindo a aumentar de ano para ano. Estas trazem várias vantagens para empresas e negócios (poupança de energia, qualidade do ar, segurança e conforto térmico). Na medida em que a sua eficiência é influenciada por diversos parâmetros, entre os quais a diferença de temperatura entre espaços e a presença de vento, é importante estudá-los. O objetivo desta Dissertação foi assim estudar a influência de diferentes temperaturas iniciais entre espaços e diferentes caudais de vento na eficiência de uma CA. Para tal, realizaram-se um conjunto de simulações num programa de CFD, em 2D e 3D, usando o modelo de turbulência  $k-\epsilon$  Realizable. Estas simulações tiveram como base as recomendações da Eurovent. Relativamente às diferenças de temperatura entre os espaços, os resultados 3D mostraram que a eficiência de uma cortina de ar é tanto maior quanto maior a diferença de temperatura inicial. No entanto, os resultados 2D mostraram a tendência inversa. Por sua vez, quando sujeita a diferentes caudais de vento, tanto os resultados 2D como 3D mostraram que, à medida que o caudal de vento aumenta, a eficiência de uma CA diminui. Adicionalmente, visto que a literatura é ainda limitada quanto à comparação de resultados 2D e 3D, compararam-se os resultados obtidos e concluiu-se que, apesar das simulações em 2D modelarem corretamente o jato da CA, os resultados 2D não são fidedignos.

**Palavras-chave:** Cortina de Ar, Eficiência de Selagem, Transferência de Calor, CFD, Estudo paramétrico

## Abstract

The use of air curtains has been increasing in the last years. They bring several advantages to companies and businesses (energy savings, air quality, safety and thermal comfort). Since their efficiency is influenced by several parameters, such as temperature difference between spaces and the presence of wind, studying the influence of such parameters on air curtain efficiency is paramount. The objective of this study was to separately calculate the efficiency trends of an air curtain subjected to distinct initial temperature differences and wind flows. 2D and 3D CFD simulations, using the turbulence model  $k-\epsilon$  Realizable, were conducted. These were based on Eurovent recommendations on air curtain testing. On distinct temperature differences, the 3D results showed that, as the initial temperature difference increases, AC efficiency increases. However, the 2D results showed an opposite trend. For distinct wind flows, both 2D and 3D results showed that, as wind flows are increased, AC efficiency decreases. Moreover, since literature is scarce when comparing 2D and 3D simulations, these were comparatively analysed. Although 2D simulations modelled the AC jet correctly, it was concluded that they are not reliable.

**Keywords:** Air Curtain, Sealing Efficiency, Heat Transfer, CFD, Parametric Study

# Índice

1. Introdução.....	1
1.1. Motivação.....	1
1.2. Objetivos .....	2
1.3. Estrutura .....	2
2. Estado da Arte.....	4
2.1. Fundamentos de cortinas de ar .....	4
2.2. Fundamentos de Mecânica de Fluidos relevantes para as cortinas de ar .....	8
2.3. Avaliação da performance e eficiência de cortinas de ar .....	13
2.4. Modelos Computacionais para avaliar a eficiência de uma CA .....	20
3. Métodos .....	24
3.1. Star-CCM+ .....	25
3.2. Validação .....	25
3.2.1. Domínio computacional.....	27
3.2.2. Escolha dos parâmetros iniciais do jato para a validação .....	29
3.2.3. Modelos computacionais testados na validação.....	29
3.2.4. Malha computacional para o estudo de dependência de malha .....	31
3.2.5. Resultados da validação .....	31
3.3. Metodologia dos casos de estudo .....	33
3.3.1. Especificações comuns às simulações realizadas em CFD.....	35
3.3.2. Testes / Simulações Preliminares.....	39
3.3.3. Testes de temperatura (não isotérmicos) .....	39
3.3.4. Testes de vento.....	41
3.4. Sumarização das simulações efetuadas .....	43
4. Resultados e Discussão .....	44
4.1. Simulações preliminares.....	44
4.2. Testes de temperatura.....	47
4.2.1. Simulações 2D .....	48
4.2.2. Simulações 3D .....	53
4.2.3. Influência do $\Delta T_j$ na eficiência da CA.....	57
4.3. Testes de vento .....	59

4.3.1. Simulações 2D .....	59
4.3.2. Simulações 3D .....	64
4.3.3. Influência do $\Delta p$ na eficiência da cortina de ar .....	68
4.4. Comparação entre 2D e 3D .....	70
5. Conclusão.....	72
5.1. Conclusões .....	72
5.2. Trabalho futuro.....	73

## Índice de Tabelas

Tabela 1 - Vantagens e desvantagens de dispositivos separadores de espaços [13] .....	7
Tabela 2 - Parâmetros de performance de uma cortina de ar, adaptado de [20] .....	13
Tabela 3 - Influência da altura da abertura na eficiência de uma CA [34] .....	19
Tabela 4 - Influência da diferença de temperatura entre espaços na eficiência de uma CA [34] .....	20
Tabela 5 - Condições de fronteira e parâmetros do domínio computacional para validação .....	28
Tabela 6 - Dimensões e número de células nas diferentes malhas .....	31
Tabela 7 - Recomendações da Eurovent – Air curtain unit – Classification, test conditions and energy performance calculations (2016) para testar a eficiência de uma cortina de ar [20] .....	34
Tabela 8 - Dimensões das salas disponíveis para os testes da Eurovent, adaptado de [20] .....	35
Tabela 9 - Especificações da cortina de ar PA2515A da FRICO [58] .....	37
Tabela 10 - Temperaturas em cada espaço referentes às classes climatéricas, adaptado [20].....	40
Tabela 11 - Caudais utilizados nos testes de vento 2D .....	42
Tabela 12 - Caudais utilizados nos testes de vento 3D .....	42
Tabela 13 - Sumário dos testes realizados .....	43
Tabela 14 - Temperaturas finais sem CA - Testes de temperatura 2D .....	52
Tabela 15 - Temperaturas finais com CA - Testes de temperatura 2D .....	52
Tabela 16 - Diferença de $\Delta T$ com e sem CA - Testes de temperatura 2D .....	52
Tabela 17 - Temperaturas finais sem CA - Testes de temperatura 3D .....	56
Tabela 18 - Temperaturas finais com CA - Testes de temperatura 3D .....	57
Tabela 19 - Diferença de $\Delta T$ com e sem CA - Testes de temperatura 3D .....	57
Tabela 20 - Eficiência de selagem em cada teste de temperatura .....	58
Tabela 21 - Temperaturas finais na sala quente nos testes de vento 2D.....	64
Tabela 22 - Temperaturas finais na sala quente nos testes de vento 3D.....	68
Tabela 23 - Eficiências de selagem e infiltração para os planos a 0.17 m da abertura para 2D e 3D .	69
Tabela 24 - Eficiências de selagem e infiltração para os planos 0.55 m da abertura para 2D e 3D ....	69

# Índice de Figuras

Fig. 1 - Cortina de ar [7].....	4
Fig. 2 - Avaliação económica do mercado europeu de cortinas de ar [4].....	5
Fig. 3 - Esquematização dos componentes de uma cortina de ar [11].....	6
Fig. 4 - Vantagens associadas ao uso de cortinas de ar [12] .....	6
Fig. 5 - Cortinas de ar quanto ao fornecimento de ar, adaptado de [6] .....	8
Fig. 6 - Convecção natural [17] .....	9
Fig. 7 – Tipos de regime de um jato [21].....	10
Fig. 8 - (a) Jato livre e (b) jato confinado ou parietal [17].....	11
Fig. 9 - Estrutura de um jato plano livre turbulento, adaptado de [29] .....	12
Fig. 10 - Valores mínimos do Deflection Modulus [32].....	16
Fig. 11 - Influência da velocidade do jato de uma CA na troca de calor [33].....	16
Fig. 12 - Influência da velocidade do jato de uma CA na troca de calor [32].....	17
Fig. 13 - Influência do ângulo de saída do jato de uma CA na troca de calor e eficiência [31] .....	17
Fig. 14 - Influência do ângulo de saída do jato de uma CA na troca de calor e eficiência [34] .....	18
Fig. 15 - Influência da localização de instalação da CA na troca de calor e eficiência [31] .....	18
Fig. 16 - Influência da presença de paredes no decay e spreading rate do jato de uma CA [17].....	19
Fig. 17 - Influência da presença de paredes na eficiência de uma CA [17].....	19
Fig. 18 - Comparação de resultados numéricos 3D com experimentais da velocidade na direção horizontal de um jato plano [31] .....	21
Fig. 19 - Evolução temporal do calor trocado, (a) resultados numéricos 3D e (b) resultados experimentais [30] .....	21
Fig. 20 - Campos de velocidade obtidos com k-ε (à esquerda) e com LES (à direita) [48].....	22
Fig. 21 - Comparação de resultados experimentais com numéricos (k-ε e LES) para jet decay rate (à esquerda) e jet spreading rate (à direita) [45] .....	22
Fig. 22 - Comparação de resultados experimentais com resultados numéricos 3D (k-ε) [31] .....	23
Fig. 23 - Comparação de resultados experimentais com resultados numéricos 3D (k-ε) [34] .....	23
Fig. 24 - Sequência de passos metodológicos para a realização da Dissertação.....	24
Fig. 25 - Evolução da velocidade na linha central de um jato plano livre turbulento – perfil de velocidade central.....	26
Fig. 26 - Perfil de velocidades longitudinais num corte transversal de um jato plano livre turbulento..	26
Fig. 27 - Domínio computacional 3D para a Validação .....	27
Fig. 28 - Estações (probe lines) criadas para obter os perfis de velocidade .....	28
Fig. 29 - Flutuações dos campos de velocidade e pressão [55].....	29
Fig. 30 - Dependência de malhas para perfil de velocidade na linha central do jato para k-ε Standard (à esquerda) e k-ε Realizable (à direita) .....	31
Fig. 31 - Dependência de malhas para perfil de velocidades longitudinais ao longo do corte transversal em x=5 m para k-ε Standard (à esquerda) e k-ε Realizable (à direita) .....	32
Fig. 32 - Malha computacional utilizada em LES .....	32



Fig. 33 - Resultados dos testes de validação para os dois tipos de perfil de velocidades .....	33
Fig. 34 - Salas modeladas no SolidWorks .....	35
Fig. 35 - Domínios computacionais 2D, no SolidWorks (à esquerda) e no Star-CCM+ (à direita) .....	36
Fig. 36 - Planos do bocal e da grelha de retorno da CA (a rosa).....	36
Fig. 37 - Desenho técnico da cortina de ar PA2515A da FRICO [58].....	37
Fig. 38 - Perfis da cortina de ar PA2515A da FRICO, no Star-CCM+ (à esquerda) e na folha de especificações da FRICO (à direita) .....	37
Fig. 39 - Malha computacional utilizada para os casos de estudo.....	38
Fig. 40 - Esquematização das paredes (1 e 2) consideradas como superfícies de pressão constante para o teste preliminar 1 .....	39
Fig. 41 - Campo de temperaturas da classe ACCUC1 em $t=0$ s .....	40
Fig. 42 - Domínio dos testes de vento recomendado pela Eurovent [20] .....	41
Fig. 43 - Domínio computacional dos testes de vento (nas condições iniciais) modelado no Star-CCM+, de acordo com a Eurovent .....	41
Fig. 44 - Planos de medição de pressão implementados no Star-CCM+ .....	42
Fig. 45 - Campos de velocidades dos testes preliminares.....	44
Fig. 46 - Trajetórias dos jatos das CA nos testes preliminares .....	45
Fig. 47 - Decay rate dos jatos das CA nos testes preliminares .....	46
Fig. 48 - Spreading rate dos jatos das CA nos testes preliminares .....	47
Fig. 49 - Campos de velocidades dos testes de temperatura 2D .....	48
Fig. 50 - Trajetórias dos jatos das CA nos testes de temperatura 2D .....	49
Fig. 51 - Decay rate dos jatos das CA nos testes de temperatura 2D .....	49
Fig. 52 - Spreading rate dos jatos das CA nos testes de temperatura 2D .....	50
Fig. 53 - Campos de temperaturas dos testes de temperatura 2D .....	50
Fig. 54 - Evoluções das temperaturas em cada espaço com e sem CA para os diferentes $\Delta T_i$ nos testes de temperatura 2D .....	51
Fig. 55 - Evolução das massas de ar pelas salas sem CA nos instantes $t=0, 20, 30, 45, 60$ s para $\Delta T_i=18$ K nos testes de temperatura 2D .....	53
Fig. 56 - Campos de velocidades para $\Delta T_i=18$ K dos testes de temperatura 3D (vistas laterais em cima e vistas de topo em baixo – planos a 1.5 m de altura) .....	53
Fig. 57 - Trajetórias dos jatos das CA nos testes de temperatura 3D .....	54
Fig. 58 - Decay rate dos jatos das CA nos testes de temperatura 3D .....	54
Fig. 59 - Spreading rate dos jatos das CA nos testes de temperatura 3D .....	55
Fig. 60 - Campos de temperaturas para $\Delta T_i=18$ K dos testes de temperatura 3D (vistas laterais em cima e vistas de topo em baixo – planos a 1.5 m de altura) .....	55
Fig. 61 - Evoluções das temperaturas em cada espaço com e sem CA para os diferentes $\Delta T_i$ nos testes de temperatura 3D .....	56
Fig. 62 - Evolução da eficiência de selagem com a diferença de temperaturas inicial ( $\Delta T_i$ ).....	58
Fig. 63 - Evolução dos $\Delta p$ com os caudais volumétricos que passam na abertura para os testes de vento em 2D (caudais baixos em cima, caudais altos em baixo) .....	59

Fig. 64 - Campo de velocidades para o caudal de 5 kg/s (4.22 m <sup>3</sup> /s) .....	60
Fig. 65 - Campos de velocidade para o caudal de 1 kg/s (0.84 m <sup>3</sup> /s) com e sem CA e para o caudal 1.5 kg/s (1.27 m <sup>3</sup> /s) com CA.....	61
Fig. 66 - Campos de velocidade para o caudal de 6 kg/s (5.07 m <sup>3</sup> /s) com e sem CA.....	61
Fig. 67 - Campos de temperatura para o caudal de 1 kg/s (0.84 m <sup>3</sup> /s) com e sem CA e para o caudal 1.5 kg/s (1.27 m <sup>3</sup> /s) com CA.....	62
Fig. 68 - Campos de temperatura para o caudal de 6 kg/s (5.07 m <sup>3</sup> /s) com e sem CA .....	62
Fig. 69 - Evoluções das temperaturas em cada espaço com e sem CA nos testes de vento 2D (caudais elevados) .....	63
Fig. 70 - Evoluções das temperaturas em cada espaço com e sem CA nos testes de vento 2D (caudais baixos) .....	63
Fig. 71 - Campo de temperatura para caudal de 0.5 kg/s (0.42 m <sup>3</sup> /s) em t=10 s.....	64
Fig. 72 - Evolução do $\Delta p$ com os caudais volumétricos que passam na abertura para os testes de vento 3D .....	65
Fig. 73 - Campos de velocidade para caudais de 2.5, 4 e 6 kg/s (2.11, 3.38, 5.07 m <sup>3</sup> /s) sem CA (vistas laterais à esquerda e vistas de topo à direita – planos a 0.5 m de altura).....	65
Fig. 74 - Campos de velocidade para caudais de 2.5, 4 e 6 kg/s (2.11, 3.38, 5.07 m <sup>3</sup> /s) com CA (vistas laterais à esquerda e vistas de topo à direita – planos a 0.5 m de altura).....	66
Fig. 75 - Campos de temperatura para caudais de 2.5, 4 e 6 kg/s (2.11, 3.38, 5.07 m <sup>3</sup> /s) sem CA (vistas laterais à esquerda e vistas de topo à direita – planos a 0.5 m de altura) .....	66
Fig. 76 - Campos de temperatura para caudais de 2.5, 4 e 6 kg/s (2.11, 3.38, 5.07 m <sup>3</sup> /s) com CA (vistas laterais à esquerda e vistas de topo à direita – planos a 0.5 m de altura) .....	67
Fig. 77 - Evoluções das temperaturas em cada espaço com e sem CA nos testes de vento 3D .....	68
Fig. 78 - Evoluções das eficiências de selagem e infiltração com $\Delta p$ na abertura .....	69

# Lista de Símbolos

## Siglas e Acrônimos

2D – 2 dimensões

3D – 3 dimensões

AC – *Air Curtain*

ACD – *Air Curtain Device*

CA – Cortina de Ar

CFD – *Computational Fluid Dynamics*

CO<sub>2</sub> - Dióxido de Carbono

DNS – *Direct Numerical Simulation*

LDV – *Laser Doppler Velocimetry*

LES – *Large Eddy Simulation*

PVC – *Polyvinyl Chloride* (Policloreto de vinil)

RANS – *Reynolds-Averaged Navier-Stokes Equations*

## Símbolos gregos

$\Delta\rho$  – Diferença de densidade do ar entre espaços ( $kg/m^3$ )

$\Delta p$  – Diferença de pressão na abertura entre espaços ( $Pa$ )

$\Delta T$  – Diferença de temperatura entre espaços ( $K$ )

$\Delta T_i$  – Diferença de temperatura inicial entre espaços ( $K$ )

$\Delta t$  – Intervalo de tempo (s)

$\delta$  – Meia espessura de um jato (m)

$\varepsilon$  – Dissipação da Energia cinética turbulenta ( $m^2/s^3$ )

$\eta$  – Eficiência de infiltração de uma cortina de ar (existência de vento) (%)

$\eta_n$  – Eficiência de selagem de uma cortina de ar obtida com a taxa de troca de ar (%)

$\eta_Q$  – Eficiência de selagem de uma cortina de ar obtida com o calor trocado (%)

$\mu_t$  – Viscosidade turbulenta ( $kg/m.s$ )

$\nu$  – Viscosidade cinemática ( $m^2/s$ )

$\rho$  – Densidade (Massa específica) do ar ( $kg/m^3$ )

$\rho_0$  – Densidade do ar do jato ( $kg/m^3$ )

$\rho_{cold}$  – Densidade do ar na sala fria ( $kg/m^3$ )

$\rho_{in}$  – Densidade do ar no espaço interior ( $kg/m^3$ )

$\rho_m$  – Densidade média do ar ( $kg/m^3$ )

$\rho_{out}$  – Densidade do ar no espaço exterior ( $kg/m^3$ )

$\rho_{warm}$  – Densidade do ar na sala quente ( $kg/m^3$ )

### **Símbolos Romanos**

$A$  – Área do bocal do ACD ( $m^2$ )

$C$  – Concentração de gás ( $CO_2$ ) no ar ( $ppm$ )

$C_{out}$  – Concentração de gás ( $CO_2$ ) no ar exterior ( $ppm$ )

$C_{t1}$  – Concentração de gás ( $CO_2$ ) no ar no instante 1 ( $ppm$ )

$C_{t2}$  – Concentração de gás ( $CO_2$ ) no ar no instante 2 ( $ppm$ )

$c_p$  – Calor específico do ar ( $kJ/kgK$ )

$D$  – Diâmetro da conduta de ar ( $m$ )

$D_m$  – Deflection Modulus (-)

$E_Q$  – Eficácia de uma cortina de ar (-)

$GWh$  – Gigawatt-hora

$g$  – Aceleração da gravidade ( $m/s^2$ )

$H$  – Largura do bocal de um jato ( $m$ )

$h$  – Altura da abertura / porta entre espaços ( $m$ )

$I$  – Matriz identidade

$K_\delta$  – Jet Spreading Rate (-)

$K_U$  – Jet Decay Rate (-)

$k$  – Energia cinética turbulenta ( $m^2/s^2$ )

$L$  – Fator de posição da porta (-)

$L_x, L_y, L_z$  – Dimensões do domínio computacional (validação) ( $m$ )

$\dot{m}$  - Caudal mássico que passa na abertura ( $kg/s$ )

$n$  – Taxa de troca de ar ( $h^{-1}$ )

$n_{AC}$  - Taxa de troca de ar com cortina de ar ( $h^{-1}$ )

$n_{noAC}$  - Taxa de troca de ar sem cortina de ar ( $h^{-1}$ )

$P_e$  – Potência do aparelho da cortina de ar (ACD) ( $kW$ )  
 $Q$  – Calor trocado por unidade de tempo ( $kW$ )  
 $Q_{AC}$  – Calor trocado com cortina de ar ( $kW$ )  
 $Q_{NC}$  – Calor trocado devido à convecção natural ( $kW$ )  
 $Q_{noAC}$  – Calor trocado sem cortina de ar ( $kW$ )  
 $q$  – Caudal volumétrico que passa na abertura ( $m^3/s$ )  
 $q_{@2.5Pa}$  – Caudal volumétrico medido na conduta de ar para um  $\Delta p=2.5$  Pa ( $m^3/s$ )  
 $q_{AC}$  – Caudal volumétrico que passa na abertura entre os espaços com cortina de ar ( $m^3/s$ )  
 $q_{m\acute{a}x}$  – Caudal volumétrico máximo de saída da cortina de ar ( $m^3/s$ )  
 $q_{min}$  – Caudal volumétrico mínimo de saída da cortina de ar ( $m^3/s$ )  
 $q_{noAC}$  – Caudal volumétrico que passa na abertura entre os espaços sem cortina de ar ( $m^3/s$ )  
 $q_w$  – Caudal volumétrico que passa na abertura entre os espaços devido à ação de vento ( $m^3/s$ )  
 $R$  – Resistência oferecida pela cortina de ar ( $Pa.s/m^3$ )  
 $Re$  – Número de Reynolds (-)  
 $S_d$  – Tensor de deformação (-)  
 $T$  – Temperatura ( $K$  ou  $^{\circ}C$ )  
 $T_0$  – Temperatura do jato da cortina de ar ( $K$  ou  $^{\circ}C$ )  
 $T_{cold}$  – Temperatura da sala fria ( $K$  ou  $^{\circ}C$ )  
 $T_f$  – Temperatura da sala no instante final ( $K$  ou  $^{\circ}C$ )  
 $T_i$  – Temperatura da sala no instante inicial ( $K$  ou  $^{\circ}C$ )  
 $T_{warm}$  – Temperatura da sala quente ( $K$  ou  $^{\circ}C$ )  
 $t_1$  – Instante 1 (s)  
 $t_2$  – Instante 2 (s)  
 $t_f$  – Instante final (s)  
 $t_i$  – Instante inicial (s)  
 $U$  – Velocidade ( $m/s$ )  
 $U_0$  - Velocidade de saída (bocal) de um jato ( $m/s$ )  
 $U_c$  – Velocidade na linha central do jato ( $m/s$ )  
 $U_y$  – Velocidade à distância  $y$  da linha central de um jato ( $m/s$ )  
 $u, v, w$  – Componentes Cartesianas da velocidade (-)

$V$  – Volume do espaço ( $m^3$ )

$v$  – Velocidade do vento ( $m/s$ )

$v_{10}$  – Velocidade do vento a uma elevação de 10 m ( $m/s$ )

$W$  – Largura da abertura ( $m$ )

$x$  – Distância ao bocal do jato ( $m$ )

$x_0$  – Origem virtual de um jato ( $m$ )

$y$  – Distância da camada de corte do jato à linha central ( $m$ )

### **Sobrescritos**

$\bar{U}$  - Valor médio de  $U$

' – Componente de flutuação

### **Subscritos**

@2.5 Pa – Medição na conduta de ar para um  $\Delta p=2.5$  Pa

$0$  – Saída (bocal) do jato

$1$  – 1º instante de medição

$2$  – 2º instante de medição

AC – Com cortina de ar

$c$  – Linha central do jato

*cold* – Sala fria

$f$  – Final

$i$  – Inicial

*in* – Espaço interior

$m$  – Média

*máx* – Máximo

*min* – Mínimo

NC – Natural Convection

*noAC* – Sem cortina de ar

*out* – Espaço exterior

*warm* – Sala quente



# 1. Introdução

## 1.1. Motivação

Desde sempre que povos e países competem por melhores condições de vida e por serem mais produtivos. Essa mesma competitividade é característica das empresas atuais, que procuram otimizar os seus recursos e métodos de forma a garantirem melhores lucros e maior crescimento. Segundo o *Global Competitive Report 2019* [1], pelo Fórum Económico Mundial, a competitividade dos vários países, representada pelas suas empresas, tem vindo sempre a crescer, com um aumento médio do Índice de Competitividade Global de 1.3 ao ano. Segundo o mesmo documento, a recessão mundial de 2008/2009 gerou uma diminuição do investimento público nas empresas privadas, que, associado à diminuição do poder de compra, faz com que estas procurem ser cada vez mais competitivas.

Ao mesmo tempo, as questões ambientais têm surgido como uma das maiores preocupações políticas a nível mundial. De acordo com o *Carbon Dioxide Information Analysis Center* [2], as emissões mundiais de CO<sub>2</sub> atingiram 36 biliões de toneladas em 2015. Entre 2014 e 2017, apesar de se ter verificado uma estabilização das emissões, verificou-se novamente um aumento em 2018 e 2019.

Neste contexto, as cortinas de ar surgem como uma tecnologia capaz de diminuir os custos operacionais das empresas e o consumo de energia das mesmas. Estas surgiram em 1904, por Theophilus Van Kannel [3], consistindo em aparelhos capazes de produzir uma corrente de ar direcionada, localizada entre dois espaços e formando uma barreira entre eles.

Em 2020, só o Mercado Europeu para cortinas de ar ronda os 600 milhões de euros, distribuídos por vários setores de atividade económica, entre os quais lojas, centros comerciais, fábricas ou salas de refrigeração [4]. O Mercado Europeu e Mundial para cortinas de ar tem crescido de forma sustentável [4,5].

As vantagens da utilização de uma cortina de ar são inúmeras. Referem-se quatro principais: a poupança de energia, a qualidade do ar, a segurança e o conforto térmico.

Quanto à primeira – poupança de energia -, sabe-se que 39-63% da energia consumida por edifícios corresponde, em parte, ao arrefecimento ou aquecimento do espaço, sendo que, em edifícios puramente comerciais, a entrada não intencional de ar por aberturas como janelas ou portas pode contabilizar até cerca de 18% das perdas de calor do mesmo. O uso de cortinas de ar, devidamente instaladas em edifícios não-residenciais, pode poupar uma média de até 7.824 GWh por ano a cada estado Membro da União Europeia, valor que corresponde à energia produzida anualmente por 1.3 centrais nucleares [6].

Passando à qualidade do ar, está provado que as cortinas de ar limitam significativamente a entrada de partículas. Este aspeto melhora o conforto individual e a saúde das populações, sobretudo daquelas que vivem em zonas industriais ou cidades com elevados valores de poluição, diminuindo assim a incidência de patologia respiratória e outras doenças e originando uma diminuição dos gastos diretos em saúde e dos gastos indiretos relacionados com o absentismo laboral [6].

Quanto à terceira vantagem – segurança -, a infiltração de ar em espaços de refrigeração é a principal causa para a formação de gelo e condensação nos evaporadores, com consequências



negativas, como a contaminação de mercadorias, danificação de equipamentos e uma maior incidência de acidentes de trabalho.

Por fim, quanto ao conforto térmico, as cortinas de ar, conseguindo manter a temperatura dentro de um espaço, permitem um maior conforto dentro de edifícios. A aplicação destas em espaços abertos ao público permite frequentemente a manutenção de uma temperatura confortável a custos inferiores aos conseguidos unicamente com recurso a outros equipamentos térmicos.

Para além destas vantagens, o uso de uma cortina de ar permite manter alimentos a temperaturas específicas, divide zonas de fumadores de zonas de não-fumadores, limita a propagação de odores, entre outros.

Pode assim verificar-se que o uso de cortinas de ar se associa a diversos benefícios. Contudo, a aplicação correta das mesmas é essencial. Vários trabalhos têm mostrado resultados contraditórios quanto à eficiência de cortinas de ar e estudado os fatores que a influenciam. Uma cortina de ar mal instalada pode gerar um aumento dos custos e a ausência dos benefícios atrás descritos. Assim, um conhecimento mais profundo quanto à eficiência de uma cortina de ar e dos fatores que a influenciam é crucial para uma aplicação eficaz desta tecnologia.

## **1.2. Objetivos**

O objetivo desta Dissertação é avaliar a eficiência de selagem de uma cortina de ar a operar em condições não isotérmicas entre dois espaços interiores e entre um espaço interior em contacto com o exterior.

Em primeiro lugar, como referido, avaliar-se-á a eficiência de selagem duma cortina de ar (CA) entre dois espaços interiores não isotérmicos – a diferentes temperaturas; e estudar-se-á como a eficiência de selagem é influenciada pela diferença de temperatura inicial entre os espaços.

Seguidamente, avaliar-se-á a eficiência duma CA entre um espaço interior e um espaço exterior, no qual se simula a existência de vento através duma corrente de ar constante, e estudar-se-á como essa eficiência varia à medida que o caudal da corrente de ar é alterado.

Os objetivos foram atingidos através da realização de simulações computacionais em *Computational Fluid Dynamics* (CFD). Estas simulações foram baseadas nos procedimentos experimentais recomendados pela Eurovent, a associação industrial europeia de ventilação, condicionamento de ar e refrigeração, arrefecimento e tecnologias de arrefecimento alimentar, para analisar a performance das cortinas de ar no mercado europeu. Foram realizadas simulações em 2D e 3D, pelo que outro dos objetivos da Dissertação foi analisar e observar a diferença de resultados obtidos nestes dois domínios computacionais.

## **1.3. Estrutura**

Este trabalho está repartido em 5 capítulos.

O primeiro capítulo é dedicado à introdução do tema, onde é exposta a motivação para a realização deste trabalho e são apresentados os objetivos que se pretendem atingir com o mesmo. Apresenta-se ainda a estrutura do documento presente.

O segundo capítulo – Estado da Arte – é dedicado à revisão da literatura relevante. Nele se explicam os fundamentos de uma cortina de ar e da mecânica de fluidos que rege o jato produzido pelas mesmas.

O terceiro capítulo – Métodos – apresenta a metodologia utilizada para atingir os objetivos enunciados. Apresentar-se-á o *software* utilizado para realizar as simulações, a validação do modelo selecionado, os parâmetros da CA usada nas simulações e os métodos que permitiram calcular a eficiência da mesma em condições não isotérmicas e quando exposta a vento.

O quarto capítulo – Resultados e Discussão – apresenta os resultados obtidos e a sua análise.

Por fim, o quinto capítulo – Conclusão – consistirá nas conclusões da Dissertação e apresentará sugestões para eventuais trabalhos futuros.

## 2. Estado da Arte

Neste capítulo abordar-se-ão os fundamentos das cortinas de ar e da mecânica de fluidos associada aos jatos produzidos pelas mesmas. O capítulo servirá de base aos restantes capítulos da Dissertação aqui presente.

Em 2.1 - Fundamentos de cortinas de ar -, definir-se-á o que são as cortinas de ar, abordar-se-á a história das mesmas, apresentar-se-ão os componentes básicos da sua constituição, a sua classificação, e as suas vantagens e desvantagens face a equipamentos concorrentes.

De seguida, em 2.2 – Fundamentos de Mecânica de Fluidos relevantes para as cortinas de ar -, abordar-se-ão os mecanismos de troca de calor entre os espaços e os conceitos físicos dos jatos planos livres turbulentos produzidos pelas cortinas de ar.

Em 2.3 – Avaliação da performance e eficiência de cortinas de ar -, enunciam-se as equações relativas aos cálculos de performance das CA e descrevem-se os fatores que influenciam a eficiência de separação climática das mesmas.

Por fim, em 2.4 – Modelos computacionais para avaliar a eficiência de uma CA -, exploram-se os modelos computacionais correntemente utilizados na literatura.

### 2.1. Fundamentos de cortinas de ar

#### Definição de uma cortina de ar

Uma cortina de ar é uma tecnologia que consiste num dispositivo – *air curtain device* (ACD) – que produz uma corrente de ar direcionada, na forma de um jato (cortina de ar propriamente dita), localizado entre dois espaços, originando assim uma barreira entre estes. Esta limita a transferência de calor ou massa (ar, partículas, poluentes), sem a necessidade de uma barreira física que impeça a passagem de pessoas e/ou objetos entre os espaços (Fig. 1).

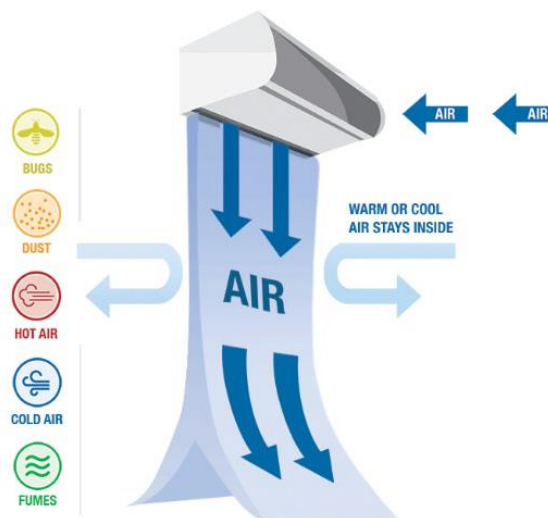


Fig. 1 - Cortina de ar [7]

## Perspetiva histórica

A primeira CA foi patenteada em 1904 por Theophilus Van Kannel [3]. Contudo, só a partir da década de 60 é que começaram a ser publicados mais estudos acerca da transferência de calor entre dois espaços quando divididos por CAs. Takahashi e Inoh (1963) [8] efetuam o primeiro estudo experimental com o objetivo de selar uma sala de refrigeração. Compararam a performance de cortinas de ar verticais e horizontais e, mais importante, concluíram que o uso de uma cortina de ar pode reduzir a transferência de calor entre salas em 60-80%. Estes resultados abriram portas para trabalhos posteriores, como os de Hayes e Stoecker (1969a e 1969b) [9] e [10], e Howell e Shibata (1980) [3], que definiram alguns dos princípios teóricos que sustentam a correta aplicação das CAs. Hoje, as cortinas são amplamente utilizadas e têm sido cada vez mais estudadas. Um relatório pelo *Decision Databases - Air Curtain Market Research Report*, de 2019 [5], mostrou que o mercado mundial de cortinas de ar vai aumentar de 400 milhões de dólares em 2017 para 510 em 2025. Outro relatório, pela *Zion Market Research* [4], concluiu, à semelhança do anterior, que o mercado de cortinas de ar está em crescimento. Apesar de os números não coincidirem com o documento anterior, na Europa, este mercado, avaliado, em 2016, em 558 milhões de dólares, irá atingir, em 2022, a marca dos 700 milhões, com uma taxa de crescimento anual de 3.9% (Fig. 2).



Fig. 2 - Avaliação económica do mercado europeu de cortinas de ar [4]

## Componentes básicos de uma cortina de ar

Os aparelhos de cortinas de ar são constituídos por vários componentes (Fig. 3). Entre os mais importantes para o seu funcionamento destacam-se a grelha de retorno de ar - onde o ar é aspirado pelo ACD-, um filtro - que tem como objetivo proteger os componentes internos do dispositivo-, trocadores de calor, ventoinhas, a componente eletrónica, e o bocal da CA, por onde o jato é emitido.

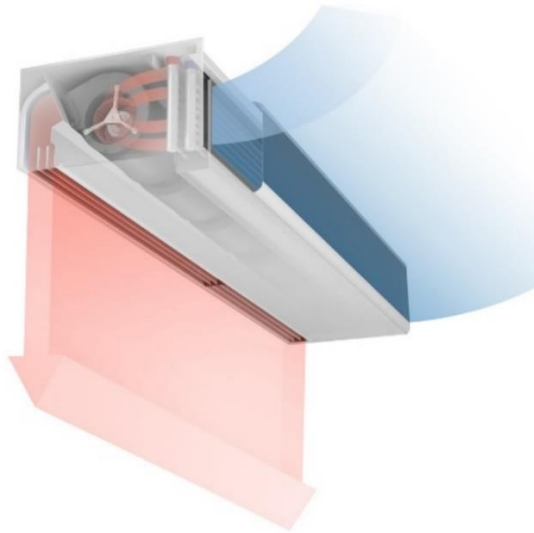


Fig. 3 - Esquemática dos componentes de uma cortina de ar [11]

### Vantagens das cortinas de ar

As CA apresentam inúmeras vantagens (Fig. 4). A maioria da literatura divide-as em 4 grupos: poupança de energia, qualidade do ar, segurança e conforto térmico. Tais vantagens foram apresentadas na Motivação (1.1) e constituem as principais razões pelas quais as cortinas de ar são cada vez mais utilizadas.

Outras vantagens incluem a limitação à passagem de odores, permitir a porta aberta em lojas e centros comerciais (*open door marketing policy*) mantendo, ainda assim, a temperatura interior, e ainda a passagem de máquinas e mercadorias de um espaço para outro dentro de ambientes industriais, sem perdas de tempo e, conseqüentemente, de produtividade.

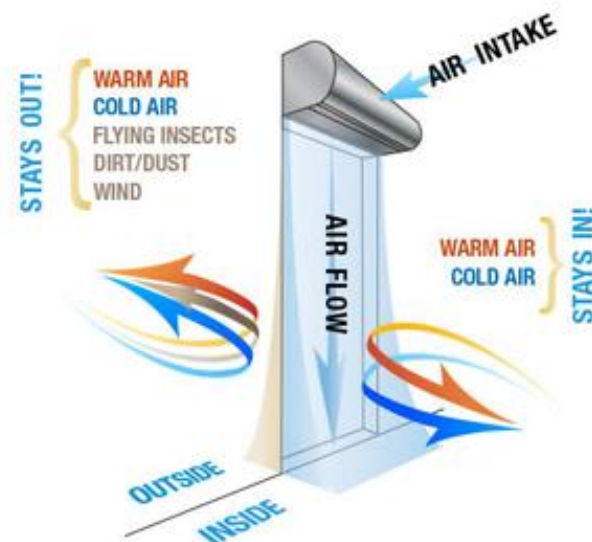


Fig. 4 - Vantagens associadas ao uso de cortinas de ar [12]

## Produtos concorrentes das cortinas de ar

Existem vários mecanismos concorrentes das cortinas de ar: cortinas de PVC, portas de alta velocidade, vestíbulos e portas deslizantes. A Tabela 1 sumariza as vantagens e desvantagens de cada dispositivo.

Tabela 1 - Vantagens e desvantagens de dispositivos separadores de espaços [13]

Vantagens	Cortina de ar	Cortinas de PVC	Portas de alta velocidade ( <i>high speed doors</i> )	Portas deslizantes ( <i>sliding doors</i> )
Higiene	✓	✗	✓	✓
Sem perda de velocidade à passagem de pessoas e mercadorias	✓	✗	✗	✗
Manutenção da visibilidade entre os espaços	✓	✗	✗	✓
Sem custos de manutenção	✓	✗	✗	✗
Retenção de temperatura nas áreas desejadas	✓	✓	✗	✗
Impedimento de entrada de insetos	✓	✓	✓	✓
Sem risco de danificação	✓	✗	✗	✗
Aplicável numa entrada frigorífica sem formação de gelo	✓	✓	✗	✗
Crescimento com a empresa	✓	✗	✗	✓

Como verificado, apenas as cortinas de ar cumprem todos os requisitos acima apresentados.

As cortinas de PVC, presentes em talhos ou salas de refrigeração, apesar de eficientes na manutenção de temperaturas num espaço, requerem manutenção frequente, são pouco higiénicas e dificultam a passagem de pessoas e mercadorias [14].

Por sua vez, as portas de alta velocidade (*high speed doors*), apesar de altamente higiénicas, têm uma manutenção muito elevada, permitem infiltração de ar aquando da sua abertura e reduzem a visibilidade dos operadores de empilhadoras e outras máquinas de carregamento de mercadorias [15].

Finalmente, uma das tecnologias que mais compete com as cortinas de ar são as portas deslizantes (*sliding doors*), que, à semelhança das cortinas de ar, apresentam várias vantagens: são de baixo custo, rápidas, convidativas para os clientes e termicamente eficientes. São as opções habitualmente encontradas nas grandes superfícies comerciais.

Por vezes, verifica-se a existência de vestíbulos à entrada de espaços isolados. Apesar de termicamente eficientes, dificultam a passagem de pessoas e exigem uma área de instalação muito superior às das cortinas de ar.

### Tipos de cortinas de ar

As cortinas de ar podem ser classificadas quanto a diversos fatores. Dos fatores mais importantes destacam-se o fornecimento de ar ao ACD e a orientação do seu jato.

Quanto ao primeiro, podem ser denominadas por cortinas de ar não recirculado ou por cortinas de ar recirculado (*non-recirculating AC* e *recirculating AC* – Fig. 5).

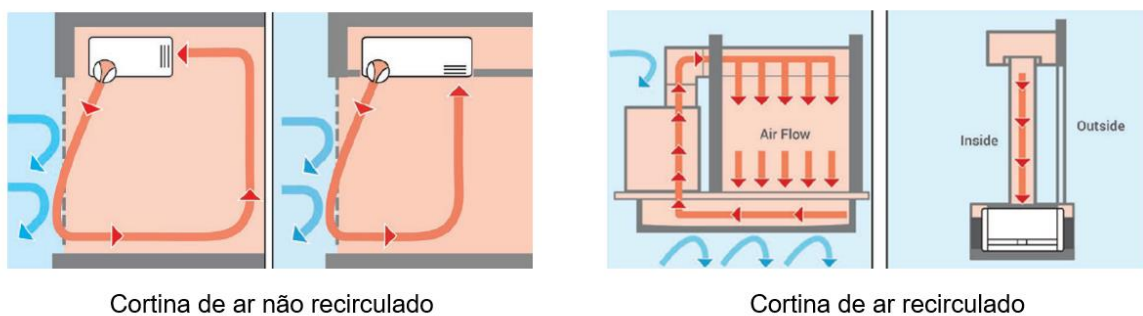


Fig. 5 - Cortinas de ar quanto ao fornecimento de ar, adaptado de [6]

No caso das cortinas de ar não recirculado, o ar da sala, próximo do aparelho, é aspirado pela grelha de retorno do mesmo e depois ejetado para criar a cortina de ar propriamente dita. Estas são as mais usadas e as mais produzidas no mercado. Em contrapartida, nas cortinas de ar recirculado, o ar aspirado pela grelha de retorno é o ar terminal do jato da CA, que é devolvido ao ACD através de uma câmara de ventilação.

Quanto à orientação do jato, as cortinas de ar são classificadas como cortinas de ar vertical ou horizontal. Por norma, os ACDs de jato vertical têm o seu bocal na parte superior da porta, enquanto que os ACDs de jato horizontal estão localizados numa das ombreiras desta.

## 2.2. Fundamentos de Mecânica de Fluidos relevantes para as cortinas de ar

### Mecanismos de Troca de Calor entre dois espaços

A troca de calor e massa entre dois espaços contíguos a diferentes temperaturas é a principal razão pela qual as cortinas de ar são usadas. Este fenómeno designa-se de convecção natural e foi pela primeira vez estudado em 1926 por Emswiler [16]. Ao mesmo tempo que o ar do espaço mais quente, menos denso, escapa pela região superior da abertura entre os espaços, o ar do espaço mais frio, de maior densidade, atravessa a abertura pela região inferior (Fig. 6 – retirada de Magalhães de Almeida [17]).

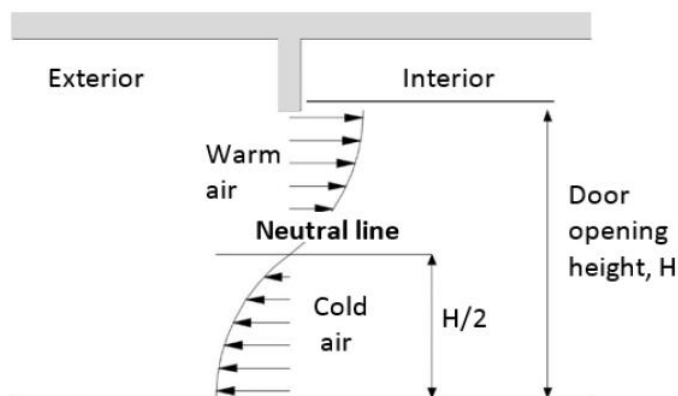


Fig. 6 - Convecção natural [17]

Tal ocorre porque, na porção superior da abertura, se verifica uma diferença de pressão positiva no sentido espaço quente – espaço frio, enquanto que abaixo se verifica uma diferença de pressão positiva no sentido inverso.

Emswiler [16] também apresentou a noção de “nível neutro” (*neutral level*), que corresponde à altura da abertura em que não há passagem de ar de um espaço para o outro. A diferença de pressão entre os espaços é, portanto, nula, a este nível. Segundo Brown e Solvason (1963) [18], o “nível neutro” localiza-se exatamente a meia altura da abertura entre os espaços. No entanto, Pham e Olivier (1983) [19], 20 anos mais tarde, concluíram que o “nível neutro” se podia encontrar ligeiramente mais acima.

A troca de calor resultante da convecção natural  $Q_{NC}$  traduz-se pela equação (1) [20]:

$$Q_{NC} (kW) = \frac{Wh^{1.5}}{3} \times 0.6 \times \sqrt{g \frac{\Delta\rho}{\rho_m} \rho_{out} c_p \Delta T} \quad (1)$$

onde  $W$  (m) é a largura da abertura,  $h$  (m) é a altura da abertura,  $g$  ( $m/s^2$ ) é a aceleração da gravidade,  $\Delta\rho$  ( $kg/m^3$ ) é a diferença de densidade do ar ( $\rho_{out} - \rho_{in}$ ), em que  $\rho_{in}$  ( $kg/m^3$ ) é a densidade do ar no espaço interior,  $\rho_{out}$  ( $kg/m^3$ ) é a densidade do ar no espaço exterior,  $\rho_m$  ( $kg/m^3$ ) é a densidade média do ar,  $c_p$  ( $kJ/kgK$ ) é o calor específico do ar e  $\Delta T$  (K) a diferença de temperatura entre os espaços.

Para que a troca de energia entre espaços ocorra, a transferência de ar entre os espaços é crucial.

O funcionamento das cortinas de ar baseia-se precisamente na introdução de uma resistência ao caudal de partículas que passaria na abertura entre os espaços, resultado da convecção natural. Segundo a Lei de Ohm (equação (2)) aplicada a Mecânica de Fluidos:

$$\Delta p = qR \quad (2)$$

em que  $\Delta p$  (Pa) é a diferença de pressão na abertura,  $q$  ( $m^3/s$ ) o caudal volumétrico que passa na abertura e  $R$  ( $Pa.s/m^3$ ) a resistência que a CA oferece; se a resistência aumenta, resultado da presença da cortina de ar, o caudal que passa na abertura diminui, o que significa que a quantidade de ar que atravessa a abertura é menor, resultando numa menor variação de temperatura de ambos os espaços.



## Física dos jatos

Em Mecânica de Fluidos, as equações que determinam o escoamento de fluidos advêm dos estudos de Claude-Louis Navier e George Gabriel Stokes. Estes desenvolveram as equações que preveem o comportamento das partículas em fluidos e que assentam nos princípios da conservação de massa, quantidade de movimento e energia – equações de Navier-Stokes (1822).

Um caso particular na Mecânica de Fluidos são os jatos. Estes são escoamentos de um fluido projetado para um meio envolvente. No caso específico das cortinas de ar, tanto o fluido como o meio envolvente correspondem ao ar presente no espaço onde a cortina de ar está instalada.

Os jatos classificam-se quanto à:

- cinética das suas partículas (regime laminar vs regime turbulento)
- influência de superfícies próximas ao jato (jato livre vs jato parietal)
- forma geométrica da sua origem, neste caso, o bocal do ACD (jato plano vs jato circular).

Quanto à cinética das suas partículas (a), o regime de um jato é previsto pelo rácio entre as forças de inércia e as forças viscosas do mesmo, o que é evidenciado pelo número de Reynolds ( $Re$ ), na equação (3):

$$Re = \frac{UH}{\nu} \quad (3)$$

em que  $U$  (m/s) é a velocidade do jato,  $H$  (m) é a dimensão do bocal, e  $\nu$  (m<sup>2</sup>/s) a viscosidade cinemática do fluido.

Na verdade, é o número de Reynolds que define o tipo de regime de um jato. O regime laminar de um jato caracteriza-se como um escoamento organizado, em que as partículas se distribuem em camadas adjacentes umas às outras sem movimentos de partículas entre camadas. A partir de certos números de Reynolds, o regime passa a turbulento, que se caracteriza como um escoamento imprevisível, errático, com irregularidades espaço-temporais e uma elevada taxa de mistura de partículas (mistura ou difusão turbulenta) entre camadas, representada pelos vórtices ou correntes de *Eddy*, que são responsáveis pelo arrastamento de partículas do meio envolvente (Fig. 7). As gamas de  $Re$  de transição são pouco claras (300-500 ou 1000-2000). No entanto, os jatos produzidos pelos ACD, são jatos turbulentos.

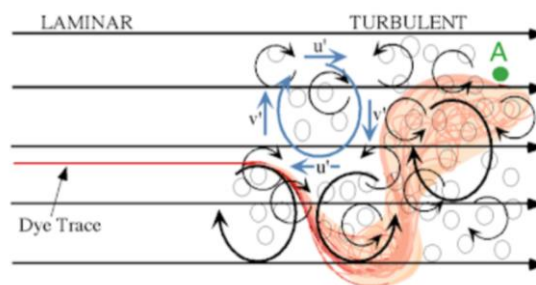


Fig. 7 – Tipos de regime de um jato [21]

Quanto à influência de superfícies próximas ao jato (b), os jatos dividem-se em jatos livres, não confinados, não afetados por superfícies próximas, e jatos parietais, confinados, influenciados por superfícies adjacentes (Fig. 8).

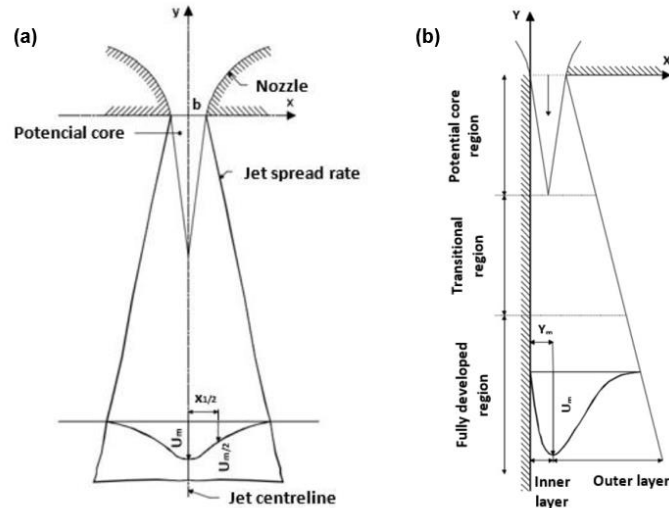


Fig. 8 - (a) Jato livre e (b) jato confinado ou parietal [17]

Por fim, quanto à forma geométrica do bocal do jato (c), este pode classificar-se como plano, nos casos em que o bocal do jato é retangular, ou como circular (ou axissimétrico), nos casos em que o bocal é circular.

Os jatos produzidos pelas ACD classificam-se como jatos planos livres turbulentos, cujas características se apresentam de seguida.

### Características dos Jatos Planos Livres Turbulentos

No caso específico das cortinas de ar, os jatos assumem características de jatos planos livres turbulentos.

De acordo com Maurel e Sollic (2001) [22], o primeiro estudo acerca de jatos livres turbulentos foi conduzido por Forthmann (1934) [23]. Mais tarde, Abramovitch (1963) [24], Rajaratnam (1976) [25], Chen and Rodi (1980) [26], Ramaprian e Chandrasekhara (1985) [27], Launder e Rodi (1983) [28] e Zou (2001) [29] efetuaram outros estudos, onde visaram a estrutura do jato livre turbulento e os parâmetros que o caracterizam.

Destes estudos, assentes no princípio de que os vórtices criados (*eddy currents*) são responsáveis pelo arrastamento de fluido envolvente para o jato em si (*entrainment*), advêm três características base que definem um jato plano livre turbulento.

- A estrutura de um jato plano livre turbulento apresenta 4 zonas distintas;
- À medida que o jato se afasta da sua origem, a sua velocidade na linha central (*centerline velocity*) diminui (o que é representado pelo *jet decay rate*);
- À medida que o jato se afasta da sua origem, a sua largura aumenta (o que é representado pelo *jet spreading rate*).

Sobre (a) a estrutura de um jato plano turbulento livre, Zou (2001) [29] definiu quatro zonas distintas (Fig. 9), as quais se caracterizam por diferentes perfis de velocidade da linha central do jato:

- **Região do cone potencial (core zone – zone 1 – 0 a 6H):** zona imediatamente a jusante do bocal, em que a velocidade na linha central do jato é praticamente igual à velocidade de saída do mesmo ( $U_c=0.98U_0$ , em que  $U_c$  (m/s) é a velocidade na linha central do jato e  $U_0$  (m/s) é a velocidade à saída do bocal).
- **Região de transição (transition zone – zone 2 – 6 a 20H):** zona em que o cone potencial começa a ser dissipado devido à entrada do fluido envolvente, causando uma diminuição da velocidade na linha central do jato (função de decréscimo  $\approx x^{-0.5}$ , em que  $x$  (m) corresponde à distância ao bocal).
- **Região de auto-preservação (profile similarity zone – zone 3 - >20H):** zona onde o decréscimo de velocidade na linha central obedece a  $x^{-1}$  e onde se observa semelhança dos perfis transversais de velocidade do jato.
- **Região terminal (termination zone – zone 4):** zona onde o jato se desintegra ( $U_c \rightarrow 0$  m/s).

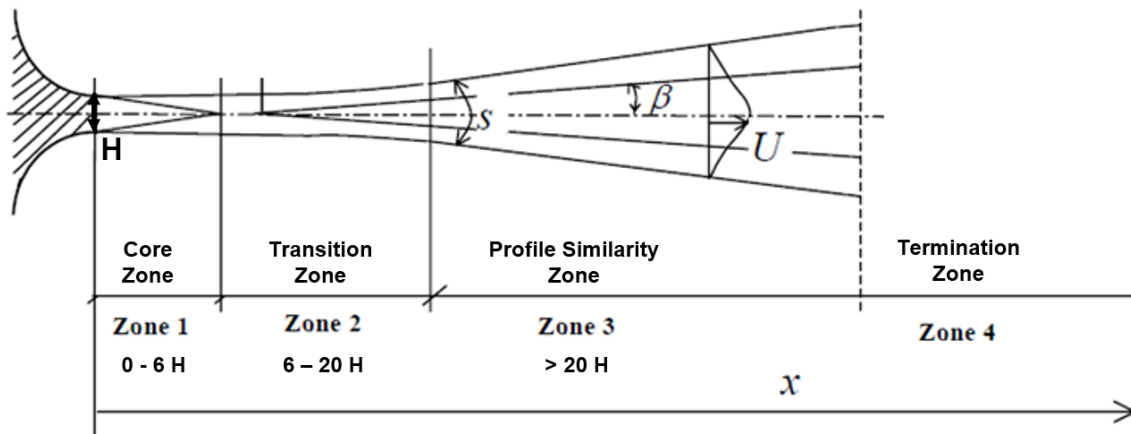


Fig. 9 - Estrutura de um jato plano livre turbulento, adaptado de [29]

Passando (b) à diminuição da velocidade na linha central do jato ( $U_c$ ), representada pelo *jet decay rate* ( $K_u$ ), sabe-se que  $K_u$  caracteriza o decréscimo da velocidade na linha central do jato à medida que este se afasta da sua origem. Obedece à equação (4):

$$K_u = \frac{U_c}{U_0} \cdot \sqrt{\frac{x}{H}} \quad (4)$$

onde  $U_c$  (m/s) é a velocidade na linha central do jato,  $U_0$  (m/s) é a velocidade na origem do jato,  $x$  (m) é a distância ao bocal e  $H$  (m) a dimensão (largura) do bocal do jato.

Por fim, (c) quanto ao *jet spreading rate* ( $K_s$ ), este caracteriza o aumento de espessura do jato à medida que este se afasta da sua origem, obedecendo à equação (5):

$$K_{\delta} = \frac{\delta}{x} \quad (5)$$

onde  $\delta$  (m) é a meia espessura do jato (distância entre o eixo do jato e o local do jato em corte transversal onde a velocidade é metade da velocidade na linha central) e  $x$  (m) é a distância ao bocal.

### 2.3. Avaliação da performance e eficiência de cortinas de ar

#### Eficiência de uma CA

Existem vários parâmetros que podem ser calculados para avaliar a performance de uma cortina de ar (Tabela 2). No interesse desta Dissertação, irão ser focados os parâmetros relacionados com a performance associada ao calor trocado entre dois espaços. Dentro destes parâmetros encontram-se a eficácia, a eficiência de selagem e a eficiência de infiltração, retirados de Eurovent – Air curtain unit – Classification, test conditions and energy performance calculations (2016) [20].

Tabela 2 - Parâmetros de performance de uma cortina de ar, adaptado de [20]

Parâmetros de performance de uma cortina de ar	
1.	Eficácia ( <i>Effectiveness</i> )
2.	Eficiência de selagem devido a uma diferença de temperatura ( <i>Climate Separation Efficiency Index due to temperature difference - CSE<sub>T</sub></i> )
3.	Eficiência de selagem devido a uma perturbação de vento ( <i>Climate Separation Efficiency Index due to wind action - CSE<sub>W</sub></i> )
4.	Eficiência de infiltração ( <i>Infiltration Efficiency</i> )
5.	Fator de performance devido a uma diferença de temperatura ( <i>Performance Factor PF<sub>T</sub></i> )
6.	Fator de performance devido a uma perturbação de vento ( <i>Performance Factor PF<sub>W</sub></i> )
7.	Capacidade (Potência) de aquecimento de uma CA ( <i>AC Heating Capacity</i> )
8.	Capacidade (Potência) de arrefecimento de uma CA ( <i>AC Cooling Capacity</i> )
9.	Nível de Potência Sonora ( <i>Sound Power Level</i> )
10.	Nível de Pressão Sonora ( <i>Sound Pressure Level</i> )
11.	Consumo de Energia Elétrica do ventilador ( <i>Fan electrical energy consumption</i> )

Quanto à eficácia  $E_Q$  (equação (6)), é um parâmetro adimensional que quantifica diretamente o efeito de selagem de uma CA em comparação à situação onde a CA não está em funcionamento ou não existe. É traduzida como:

$$E_Q = \frac{Q_{noAC}}{Q_{AC}} \quad (6)$$

em que  $Q_{noAC}$  (kW) é o calor trocado na abertura entre as salas sem a CA em funcionamento e  $Q_{AC}$  (kW) é o calor trocado com a CA em funcionamento. Caso  $E_Q=1$  ( $Q_{AC}=Q_{noAC}$ ), não ocorre nenhum efeito de selagem. A ação de uma CA é tão mais ideal quanto maior a  $E_Q$ . Se a CA evitar completamente a passagem de calor entre espaços,  $Q_{AC} \rightarrow 0 \therefore E_Q \rightarrow +\infty$ .

A eficiência de selagem  $\eta_Q$ , traduzida pela equação (7), por sua vez, é o rácio entre o efeito de selagem conseguido por dada CA e o efeito ideal de selagem, em que, no limite,  $Q_{AC}=0$  e  $\eta_Q=1$ .

$$\eta_Q = 1 - \frac{Q_{AC}}{Q_{noAC}} \quad (7)$$

Como verificado, uma cortina que permita uma menor troca de calor apresenta maiores valores de  $E_Q$  e valores de  $\eta_Q$  mais próximos de 1. Quando uma CA é mais eficaz é também mais eficiente. A equação (7) pode ser modificada para (equação (8)), segundo [20]:

$$\eta_Q = 1 - \frac{Q_{AC} + P_e}{Q_{noAC}} \quad (8)$$

em que  $P_e$  (kW) é a potência do ACD.

Tal equação traduz a eficiência de selagem da CA quando contabilizada a potência gasta para o funcionamento da mesma.

No caso específico da existência de vento a atuar na abertura entre as salas, pode-se ainda calcular a eficiência de infiltração  $\eta$ , traduzida pela seguinte equação (9), retirada de [20]:

$$\eta = 1 - \frac{q_{AC}}{q_{noAC}} \quad (9)$$

em que  $q_{AC}$  (m<sup>3</sup>/s) é o caudal volumétrico que passa na abertura entre os espaços com CA e  $q_{noAC}$  (m<sup>3</sup>/s) é o caudal volumétrico que passa na mesma abertura, sem CA.

Os valores de Q podem ser obtidos pelas seguintes equações retiradas de [20] (equações (10) e (11), a primeira para a eficiência de selagem sem ação do vento e a segunda para a eficiência de selagem com vento presente):

$$Q(kW) = \frac{V\rho c_p(T_i - T_f)}{\Delta t} \quad (10)$$

em que  $V$  (m<sup>3</sup>) é o volume da sala,  $\rho$  (kg/m<sup>3</sup>) é a densidade do ar na sala,  $c_p$  (kJ/kgK) é o calor específico do ar na sala,  $T_i$  é a temperatura da sala no instante inicial ( $t_i$ ),  $T_f$  é a temperatura da sala no instante final ( $t_f$ ) e  $\Delta t=(t_f-t_i)$  o tempo decorrido.

$$Q(kW) = \frac{q_{@2.5Pa}\rho c_p(T_i - T_f)}{\Delta t} \quad (11)$$

em que  $q_{@2.5Pa}$  (m<sup>3</sup>/s) é o caudal volumétrico medido na conduta de ventilação (usada para simular vento) com e sem CA para uma diferença de pressão de 2.5 Pa.

Para além das equações atrás descritas, Gonçalves *et al.* (2012a) [30] propõe calcular a eficiência de selagem de uma CA recorrendo à *Tracer gas technique*. Neste método, começa-se por encher um dos espaços com um gás (ex. CO<sub>2</sub>). Seguidamente, procede-se à uniformização da concentração do gás no espaço. As concentrações de CO<sub>2</sub> são medidas ao longo do teste, sendo expectável que a concentração do gás desça à medida que as partículas deste passem pela abertura entre as salas.

Consegue-se assim calcular o caudal volumétrico de ar ( $q$ ) que passou na abertura entre os espaços em determinado  $\Delta t$  (equação (12)):

$$q(m^3/h) = -\frac{V}{\Delta t} \ln \left( \frac{C_{t2} - C_{out}}{C_{t1} - C_{out}} \right) \quad (12)$$

em que  $V$  ( $m^3$ ) é o volume da sala,  $C_{out}$  (ppm) a concentração de  $CO_2$  no ar exterior (outdoor air),  $C_{t1}$  (ppm) e  $C_{t2}$  (ppm), as concentrações de  $CO_2$  nos instantes  $t_1$  e  $t_2$  e  $\Delta t = t_2 - t_1$  (s). De notar que a equação (12) é válida para valores de  $C_{out}$  constantes. A partir dos caudais volumétricos com CA e sem CA, calcula-se a eficiência de selagem a partir da equação (13):

$$\eta_n = 1 - \frac{n_{AC}}{n_{noAC}} \quad (13)$$

em que  $n_{AC}$  é a taxa de troca de ar com cortina de ar e  $n_{noAC}$  a taxa de troca de ar sem cortina de ar, sendo que  $n$  (air change rate) se calcula pela equação (14):

$$n (h^{-1}) = \frac{q}{V} \quad (14)$$

em que  $q$  ( $m^3/h$ ) é o caudal volumétrico que passa na abertura e  $V$  ( $m^3$ ) é o volume do espaço.

### Fatores que influenciam a eficiência de uma CA

Ao longo dos anos, foram realizados estudos referentes à influência que diferentes fatores têm na eficiência de uma CA. Estes fatores dividem-se em 4 grupos: fatores próprios do jato, fatores relacionados com a localização de instalação do ACD, fatores relativos aos espaços que a CA divide e fatores extrínsecos à CA.

Dentro dos fatores próprios do jato, a velocidade e orientação do mesmo constituem os mais importantes para a eficiência de uma CA.

De acordo com trabalhos computacionais de Jaramillo *et al.* (2009) [31], Costa *et al.* (2006) [32], Paepe (2010) [33], Gonçalves *et al.* (2019) [34], o uso de velocidades muito baixas numa CA pode levar à quebra do jato, impossibilitando a chegada do mesmo ao chão e resultando em maiores trocas de calor.

O trabalho de Hayes e Stoecker (1969b) [10], teve também um papel fundamental relativamente ao ponto anterior. Segundo os autores, existe um valor de velocidade mínima necessária para assegurar que o jato atinja o chão sem quebrar. Este valor depende de um conjunto de variáveis relacionadas de acordo com a fórmula que se apresenta abaixo (equação (15)):

$$D_m = \frac{\rho_0 H U_0^2}{g h^2 (\rho_{cold} - \rho_{warm})} = \frac{H U_0^2}{g h^2 \left( \frac{T_0}{T_{cold}} - \frac{T_0}{T_{warm}} \right)} \quad (15)$$

e que se pode transformar para a equação (16):

$$U_0 = \sqrt{\frac{D_m g h^2 \left( \frac{T_0}{T_{cold}} - \frac{T_0}{T_{warm}} \right)}{H}} \quad (16)$$

onde  $D_m$  é o *deflection modulus* mínimo para o jato não quebrar,  $H$  (m) é a largura do bocal do jato,  $U_0$  (m/s) é a velocidade mínima no bocal do jato para não quebrar,  $g$  (m/s<sup>2</sup>) é a aceleração da gravidade,  $h$  (m) é a altura da abertura entre espaços,  $\rho_{cold}$  (kg/m<sup>3</sup>) é a densidade do ar na sala fria,  $\rho_{warm}$  (kg/m<sup>3</sup>) é a densidade do ar na sala quente,  $\rho_o$  (kg/m<sup>3</sup>) é a densidade do ar do jato,  $T_o$  (K) a temperatura do jato da CA,  $T_{cold}$  (K) a temperatura da sala fria e  $T_{warm}$  (K) a temperatura da sala quente. O  $D_m$  mínimo para que o jato não quebre pode ser encontrado através do gráfico construído pelos autores (Fig. 10), que inclui também diferentes ângulos de saída do jato.

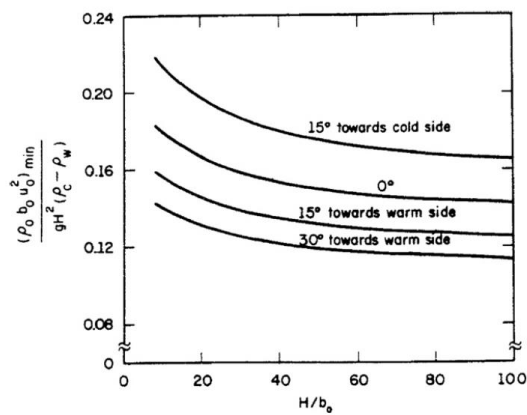


Fig. 10 - Valores mínimos do Deflection Modulus [32]

Se o uso de velocidades baixas pode diminuir a eficiência de uma CA, velocidades de jato muito elevadas podem também levar ao aumento de perdas de calor. Com velocidades elevadas, o arrastamento de ar envolvente é maior e o impacto do jato no chão é de maior magnitude, contribuindo assim para a mistura do ar da cortina e do ar do meio envolvente [35].

Conclui-se assim que existe uma velocidade ótima para cada CA. O uso de valores de velocidade inferiores ou superiores à velocidade ótima diminuem a eficiência de selagem da CA, como apresentado nas Fig. 11, de Paepe, 2010 [33], e Fig. 12, de Costa *et al* (2006) [32].

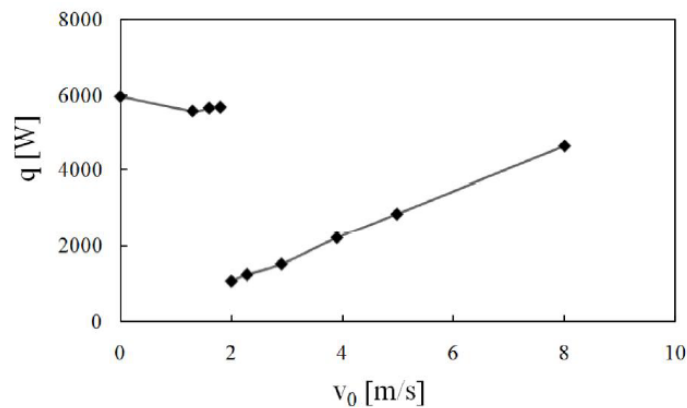
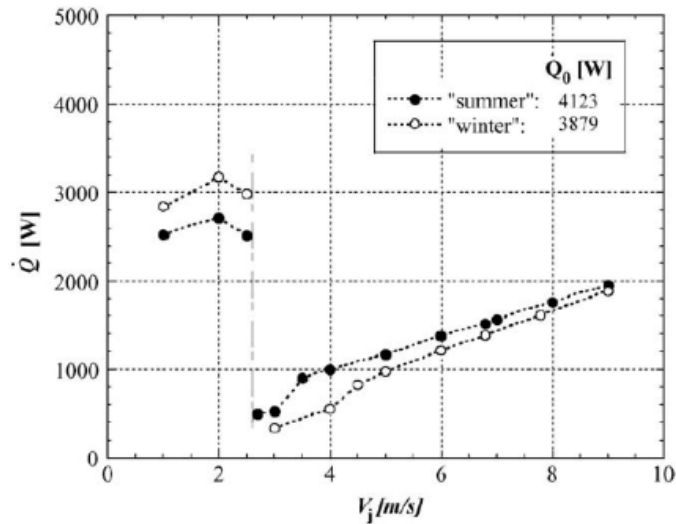


Fig. 11 - Influência da velocidade do jato de uma CA na troca de calor [33]



(a)  $H_d/b=44.4$

Fig. 12 - Influência da velocidade do jato de uma CA na troca de calor [32]

Outro parâmetro relevante para eficiência de uma cortina de ar é o ângulo de saída do jato. Hayes and Stoecker (1969a e 1969b) [9,10] sugeriram usar um ângulo de 15-30° orientado para o local de maior temperatura. O uso destes ângulos contraria a massa de ar quente que, pela convecção natural, passa na região superior da abertura entre os espaços, aumenta a estabilidade do jato e reduz a sua sensibilidade em relação a interferências como o vento ou passagem de pessoas, o que se associa a maiores eficiências de selagem. Tais resultados estão de acordo com estudos posteriores de Jaramillo *et al.* (2009) [31], representados na Fig. 13, onde se observam maiores eficiências de selagem para ângulos de -15° a 0°, i.e. orientados, ligeiramente para o espaço de maior temperatura. Gonçalves *et al.* (2019) [34] reportam valores semelhantes de eficiência de selagem nos ângulos atrás descritos (Fig. 14), sendo que, da observação dos resultados abaixo evidenciados, denota-se que ângulos de jato orientados para o espaço mais frio (ângulos convencionados como positivos) conduzem a eficiências de selagem mais baixas. Estes ângulos apresentam maior incidência de quebras do jato, justificando assim a razão da sua baixa eficiência.

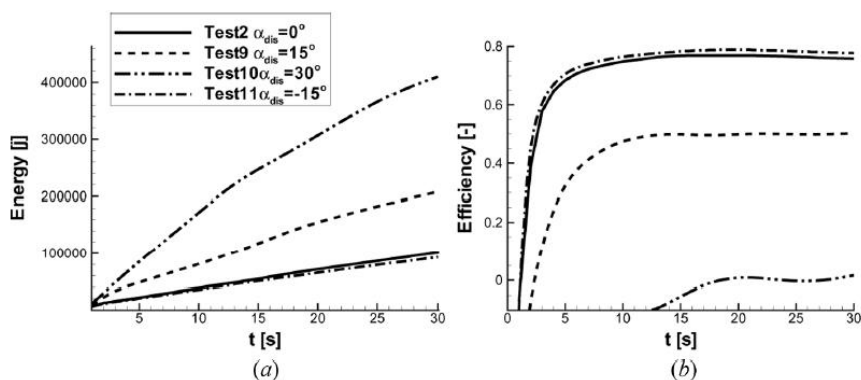


Fig. 13 - Influência do ângulo de saída do jato de uma CA na troca de calor e eficiência [31]



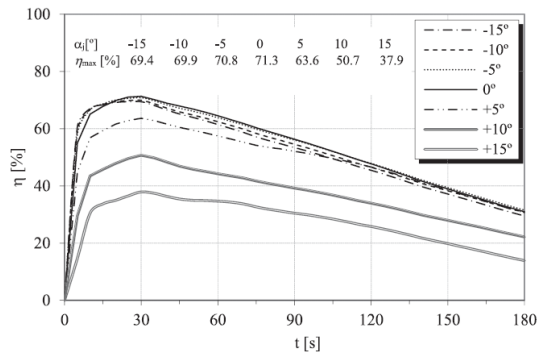


Fig. 14 - Influência do ângulo de saída do jato de uma CA na troca de calor e eficiência [34]

Já quanto a fatores relacionados com a localização de instalação do ACD, autores como Jaramillo *et al.* (2009) [31] e Gonçalves *et al.* (2012b) [36] estudaram o efeito da localização da CA entre dois espaços com temperaturas diferentes. Ambos os trabalhos concluíram que a instalação do ACD no espaço de maior temperatura maximiza a eficiência de selagem da CA, embora Jaramillo *et al.* (2009) concluam que, para o caso de um tempo de abertura de porta muito reduzido (inferior a 2 s), a tendência se inverte. (Fig. 15).

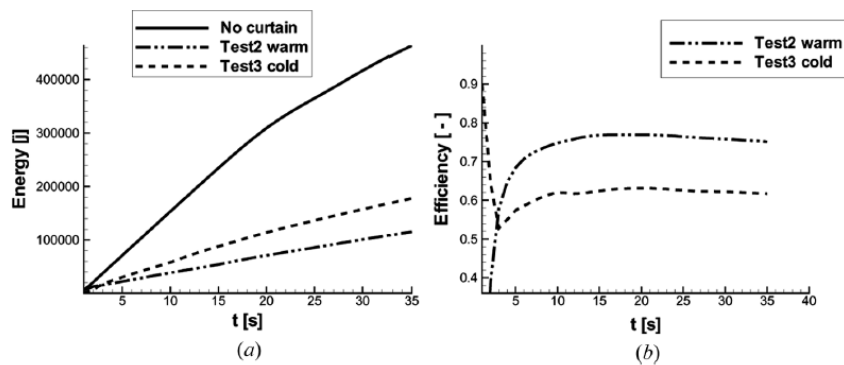


Fig. 15 - Influência da localização de instalação da CA na troca de calor e eficiência [31]

A distância de instalação da cortina de ar relativamente à altura da abertura apresenta também influência na eficiência de selagem de uma CA. Caso o bocal do ACD se encontre a dada distância  $x$  da abertura, o jato da CA será inicialmente confinado de um dos lados por uma parede, pelo que o *spreading* e *decay rate* do jato diminuirão. Estes resultados são suportados por Baydar e Ozmen (2006) [37], O'Donovan e Murray, (2007) [38], com trabalhos experimentais e Magalhães de Almeida (2017) [17] com resultados computacionais (Fig. 16).

Magalhães de Almeida (2017) conclui que, quanto maior a distância  $x$ , maior o confinamento do jato e maior a eficiência de selagem (Fig. 17).

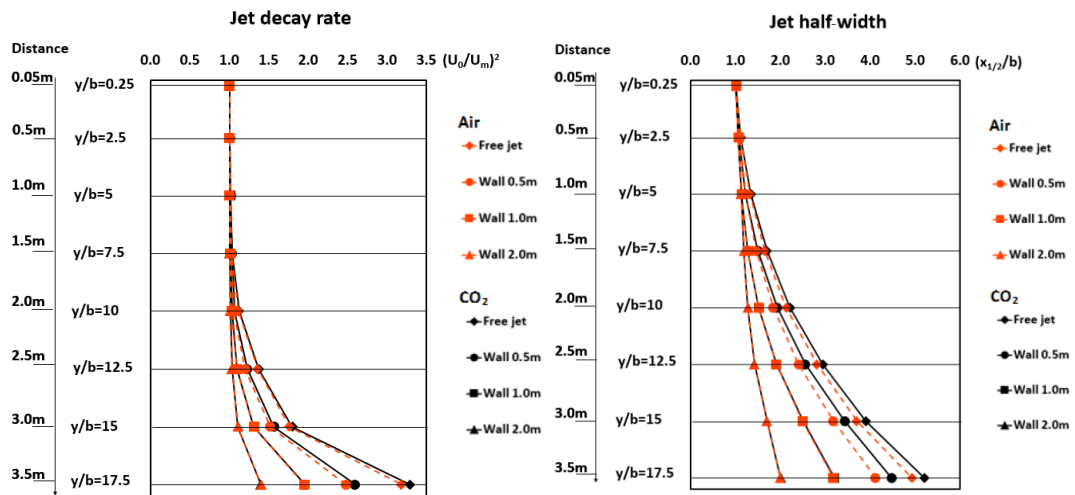


Fig. 16 - Influência da presença de paredes no decay e spreading rate do jato de uma CA [17]

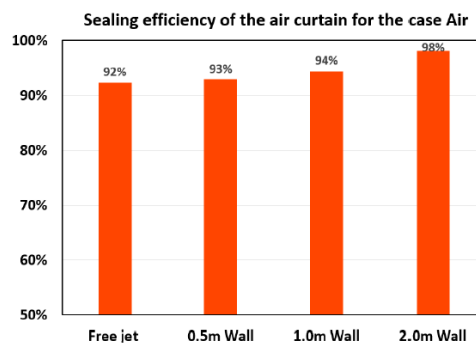


Fig. 17 - Influência da presença de paredes na eficiência de uma CA [17]

Passando aos fatores relativos aos espaços que a CA divide, as aberturas que dividem os espaços onde a CA está instalada influenciam também a eficiência das cortinas. O aumento da altura da porta implica um jato com maior velocidade inicial, impedindo a sua quebra antes deste alcançar o chão. Tal foi demonstrado no estudo de Gonçalves *et al.* (2019) [34] em que se verifica que quanto maior a altura da abertura entre os dois espaços, maior a velocidade correspondente à eficiência máxima da CA (Tabela 3).

Tabela 3 - Influência da altura da abertura na eficiência de uma CA [34]

$H_d$ [m]	$\dot{Q}$ [kJ/s]	$\eta_{max}$ [%]	$V_j$ [m/s]
2	27.5	71.3	5
2.5	37.7	72.4	6.5
3	47.5	70.0	8

Já o rácio entre a altura da porta e o bocal da CA ( $h/H$ ), foi estudado por Shih *et al.* (2011) [39] e Moureh e Yataghene (2016) [40], através de uma abordagem experimental e computacional. Estes autores demonstraram que quanto maior este rácio, menor a eficiência de selagem de uma CA. Jatos

com rácios superiores apresentam cones potenciais de menores dimensões e estão sujeitos a um maior arrastamento de ar envolvente, o que como já referido, aumenta a troca de calor entre os espaços.

Por fim, quanto aos fatores externos que influenciam a eficiência de uma CA, encontram-se a diferença de temperatura entre os espaços, a ventilao dos espaços onde a CA opera, e o vento a que a CA está exposta quando separa um espaço interior de um espaço exterior.

Quanto  diferença de temperatura entre os espaços, Gonçalves *et al.* (2019) [34], estudaram o efeito deste parâmetro no comportamento da CA. O estudo concluiu que quanto maior a diferença de temperatura, maior deve ser a velocidade do jato para obter eficiências máximas (Tabela 4).

Tabela 4 - Influência da diferença de temperatura entre espaços na eficiência de uma CA [34]

$\Delta T$ [C]	$V_j$ [m/s]				
	3	4	5	6	7
15	57.2	70.6	65.0	–	–
25	–	60.5	71.3	67.5	62.0
35	–	–	60.0	71.2	68.3

Quanto  eficiência das CA instaladas em edifícios ventilados, Siren (2003) [41] e Frank e Linden (2014) [42], concluíram através de resultados experimentais que quando um edifício não está completamente selado (aberturas de janelas ou sistemas de ventilao), o jato de uma cortina de ar é afetado, impossibilitando o seu funcionamento timo.

O vento, em Yang *et al.* (2019) [43], mostrou ter impactos negativos na performance da CA. Quanto maior a velocidade do vento, como expectável, maior a massa de ar que penetra a cortina. Tal é demonstrado pela equao (17), extraída de [20]:

$$q_w (m^3/s) = h \times W \times \frac{v_{10}}{2} \times 0.25 \times L \quad (17)$$

onde  $q_w$  ( $m^3/s$ )  o caudal volumétrico de ar que passa na abertura devido ao vento,  $h$  (m)  a altura da abertura entre os espaços,  $W$  (m)  a largura da abertura entre os espaços,  $v_{10}$  (m/s)  a velocidade do vento a uma elevao de 10 m, e  $L$  é o fator de posio da porta ( $L=1.2$ ).

Mais, quanto maior a velocidade do vento, maior é a deflexão do jato da CA, o que pode levar à quebra precoce do jato e ao seu término antes da sua chegada ao chão. De modo a contrariar estes efeitos, Yang *et al.* (2019) [43], propo o uso de jatos com maior velocidade inicial ou com ângulos ligeiramente positivos, que contrariam a massa de partículas do exterior para o interior.

## 2.4. Modelos Computacionais para avaliar a eficiência de uma CA

Existem vários métodos para avaliar a eficiência de uma cortina de ar. Eles dividem-se em métodos experimentais e métodos numéricos (computacionais), como  o caso do *Computational Fluid Dynamics* (CFD). Dentro dos métodos experimentais, os mais comumente utilizados consistem na aplicao de sensores de temperatura nos dois espaços e posterior aplicao das equaes descritas

em 2.3 (equações (6) a (11)) ou na introdução de uma substância no espaço de interesse e posterior avaliação do decréscimo da sua concentração (*Tracer gas technique*).

Os procedimentos experimentais podem ser morosos e ter elevados custos. O uso do CFD pode constituir uma boa alternativa aos anteriores, tendo sido usado por várias vezes na literatura com boa acuidade, como em Jaramillo *et al.* (2009) [31], Juraeva *et al.* (2011) [44], Foster *et al.* (2007) [15], Gonçalves *et al.* (2012a) [30] ou Moureh e Yataghene (2017) [45], que compararam os resultados obtidos em CFD com resultados experimentais.

A título de exemplo, Jaramillo *et al.* (2009) [31], testaram uma cortina em CFD (modelo 3D) a operar entre duas salas a diferentes temperaturas. Quando compararam os perfis de velocidade do jato modelado em CFD com resultados experimentais, efetuados por Ashforth-Frost *et al.* (1997) [46] e Zhe e Modi (2001) [47], obtiveram uma boa concordância (Fig. 18).

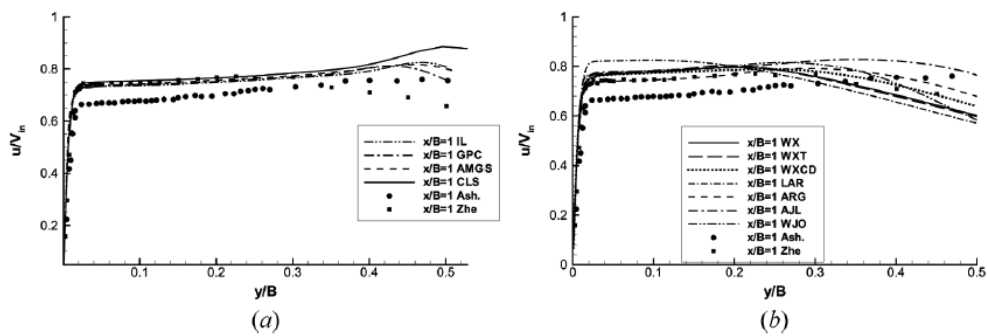


Fig. 18 - Comparação de resultados numéricos 3D com experimentais da velocidade na direção horizontal de um jato plano [31]

Outro exemplo é o de Gonçalves *et al.* (2012a) [30], onde se procederam a testes experimentais e numéricos em 3D com objetivo de caracterizar o efeito de selagem de uma CA num espaço refrigerado. Foram realizadas simulações durante 300 s entre 2 espaços a temperaturas diferentes e a diferentes velocidades iniciais do jato. Após a obtenção dos resultados, os resultados experimentais e numéricos foram comparados, apresentando, de novo, boa concordância (Fig. 19).

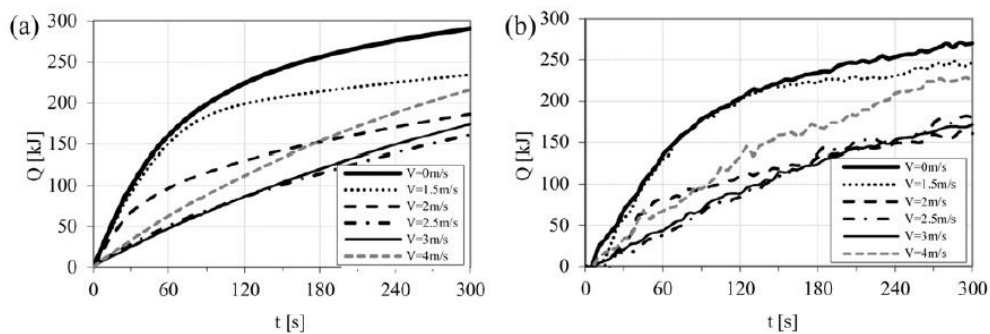


Fig. 19 - Evolução temporal do calor trocado, (a) resultados numéricos 3D e (b) resultados experimentais [30]

Pode ser então concluído que o uso de CFD é uma boa ferramenta para modelar cortinas de ar.

Com a utilização de CFD, vários modelos computacionais foram testados de modo a obter a melhor representação dos resultados experimentais. Entre os mais utilizados estão o modelo  $k - \varepsilon$  e o modelo LES (*Large Eddy Simulation*).

Krajewski (2013) [48], em “*Air curtains used for separating smoke free zones in case of fire*”, comparou ambos os modelos. Ao usar o modelo  $k - \varepsilon$ , os resultados foram obtidos rapidamente, mas não foram a melhor representação da realidade. Segundo o autor, o uso do modelo LES, com uma malha densa e menores intervalos de tempo, é um modelo melhor que o  $k - \varepsilon$ . No modelo  $k - \varepsilon$ , a zona de impacto do jato no chão não é bem modelada. A Fig. 20, apresenta os resultados dos campos de velocidade com o modelo  $k - \varepsilon$  à esquerda e o LES à direita.

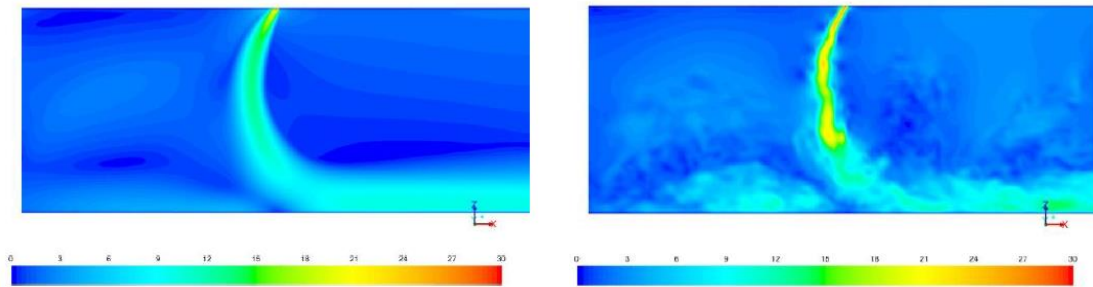


Fig. 20 - Campos de velocidade obtidos com  $k-\varepsilon$  (à esquerda) e com LES (à direita) [48]

Moureh e Yataghene (2017) [45], em “*Large-eddy simulation of an air curtain confining a cavity and subjected to an external lateral flow*” também verificaram que o modelo LES apresentava melhor concordância com os resultados experimentais (*Laser Doppler Velocimetry*). No estudo efetuado o modelo LES previa, de forma adequada, as propriedades de auto semelhança do jato e o *jet decay* e *spreading rate*. Tal não acontecia com o modelo  $k - \varepsilon$  (Fig. 21).

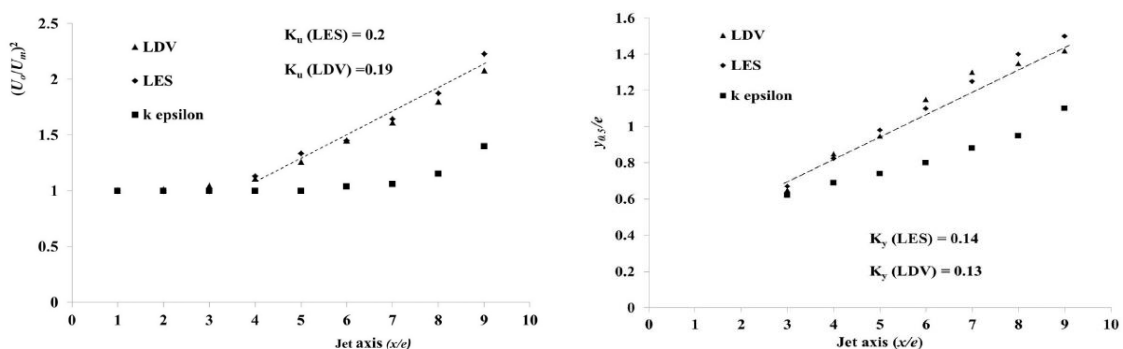


Fig. 21 - Comparação de resultados experimentais com numéricos ( $k-\varepsilon$  e LES) para *jet decay rate* (à esquerda) e *jet spreading rate* (à direita) [45]

Contudo, outros autores, como Foster *et al.* (2007) [15], Jaramillo *et al.* (2009) [31] ou Gonçalves *et al.* (2019) [34] tiveram, nos seus estudos, uma boa concordância entre os resultados experimentais e o modelo  $k - \varepsilon$ . A Fig. 22 (de Jaramillo *et al.* (2009)) e a Fig. 23 (de Gonçalves *et al.* (2019)) evidenciam a semelhança entre os resultados experimentais e os resultados obtidos com  $k - \varepsilon$ .

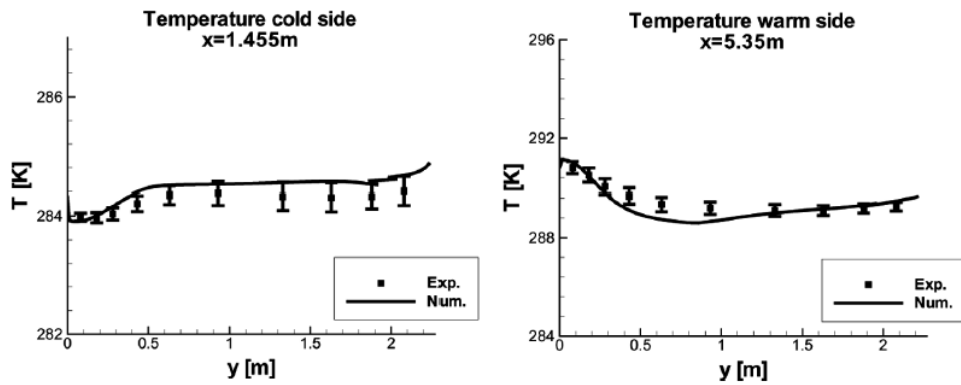


Fig. 22 - Comparação de resultados experimentais com resultados numéricos 3D ( $k-\epsilon$ ) [31]

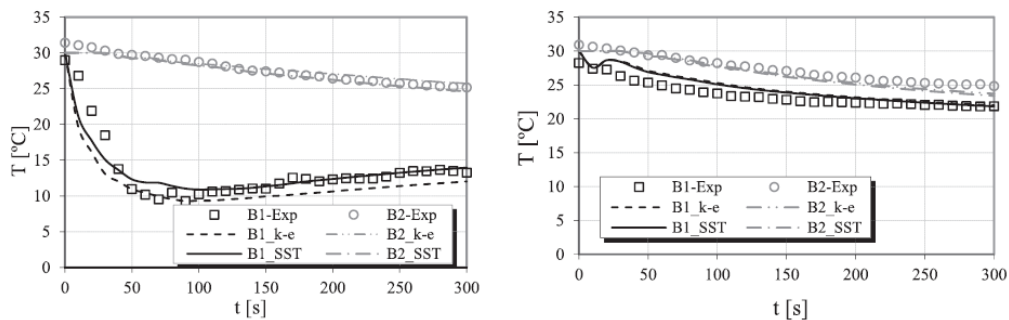


Fig. 23 - Comparação de resultados experimentais com resultados numéricos 3D ( $k-\epsilon$ ) [34]

Aquando do recurso a métodos computacionais como o CFD, a comparação dos resultados em 2D e 3D é, à semelhança da escolha do modelo computacional, crucial. Uma simulação computacional em 3D apresentará, por norma, resultados mais realistas que uma em 2D. Os resultados de Foster *et al.* (2007) [15], e de Elicer-Cortés *et al.* (2009) [49], que compararam os resultados em 2D e em 3D em cortinas de ar, mostram resultados discordantes. Enquanto que Foster *et al.* (2007) [15] defende o recurso a domínios computacionais em 3D, Elicer-Cortés *et al.* (2009) [49] conclui que tanto os modelos 2D como os 3D conseguem modelar os jatos planos de forma fidedigna.

### 3. Métodos

Para atingir os objetivos descritos em 1.2 procedeu-se à utilização de um *software* de CFD para testar a eficiência de uma dada cortina de ar na separação de dois espaços interiores não isotérmicos e aquando da exposição a diferentes caudais de vento.

Em 3.1, apresenta-se o *software* utilizado.

Em 3.2, apresenta-se a fase da validação, onde se demonstra como se validou o modelo computacional utilizado para depois efetuar os testes de eficiência da cortina de ar.

Em 3.3, explicar-se-á o domínio computacional em que as simulações foram conduzidas, definir-se-á a malha computacional usada, os parâmetros da CA testada e os modelos físicos que regeram o escoamento em CFD. E, como se verificará, realizaram-se 3 grupos de testes (testes preliminares, testes de temperatura e testes de vento), cada qual com objetivos diferentes e com uma análise própria de resultados, a qual se encontrará em 4 – Resultados e Discussão.

Por fim, em 3.4, apresenta-se uma tabela sumária referente aos 3 grupos de testes em questão, de modo sumarizar as condições iniciais de cada grupo.

A metodologia seguiu os passos que se apresentam abaixo (Fig. 24):

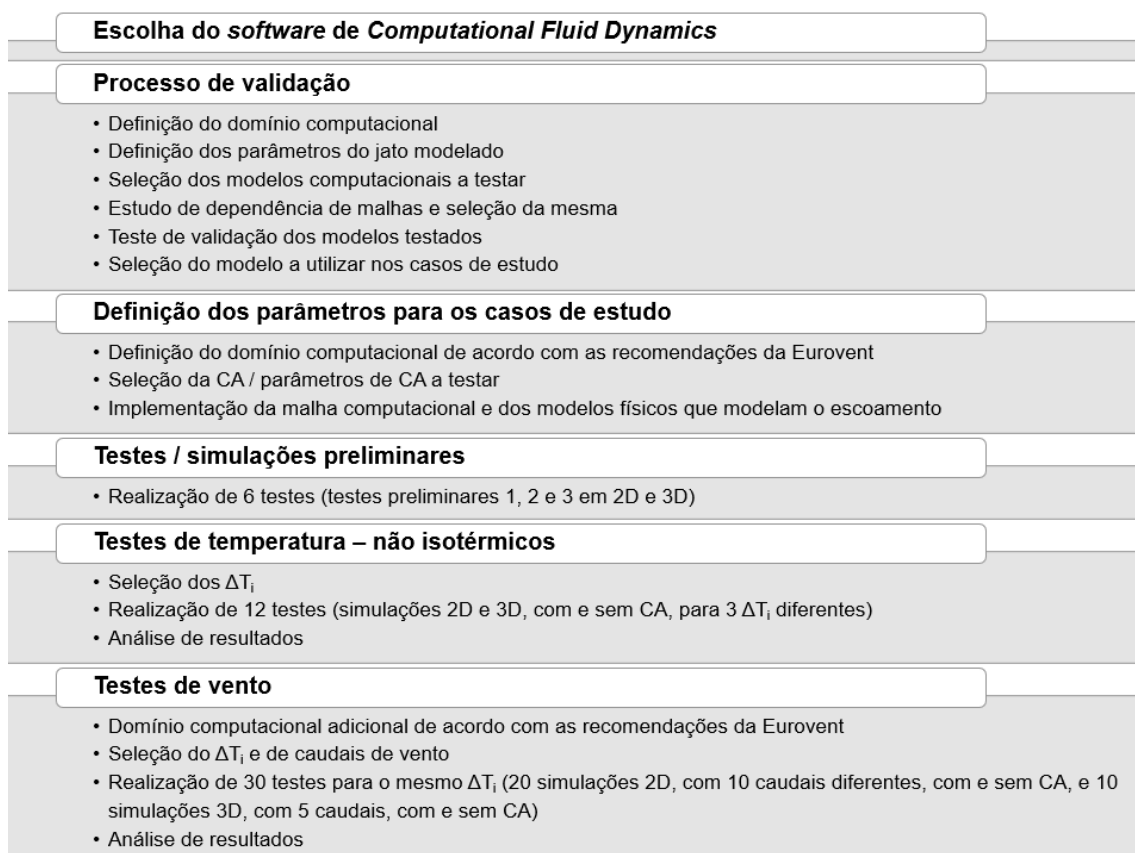


Fig. 24 - Sequência de passos metodológicos para a realização da Dissertação

### 3.1. Star-CCM+

De modo a alcançar os objetivos propostos nesta Dissertação, foi utilizado o software de *Computational Fluid Dynamics* desenvolvido pela *Siemens Digital Industries Software – Star-CCM+* (*Simcenter STAR-CCM+ 2019.2 Build 14.04.011*). Este foi desenvolvido para simular e analisar escoamentos de fluidos e transferências de calor e massa em geometrias complexas.

### 3.2. Validação

Nesta secção apresenta-se a validação do modelo utilizado para simular a cortina de ar e os espaços estudados.

Este processo é necessário para determinar se um modelo computacional é uma boa representação de um procedimento experimental. Por outras palavras, determina se os resultados numéricos (ou computacionais) estão em concordância com os resultados experimentais ou com os resultados teóricos.

De modo a efetuar a validação do modelo escolhido, procedeu-se à comparação entre os perfis de velocidade de um jato plano livre turbulento obtidos no *Star-CCM+* e os perfis teóricos e experimentais de jatos planos livres turbulentos.

#### Perfis de velocidade de um jato plano livre turbulento

Os jatos planos livres turbulentos, a partir da região  $x/H > 20$  - zona de auto-preservação -, apresentam a mesma forma de perfis de velocidade quando devidamente adimensionalizados, independentemente das suas condições iniciais. Estes perfis são a evolução da velocidade na linha central do jato – perfil de velocidade central -, e o perfil de velocidades longitudinais em qualquer corte transversal do jato. As equações (18) e (19), referentes aos perfis foram retirados de [50].

Para o primeiro – perfil de velocidade central -, a velocidade de saída do jato ( $U_0$  - m/s) e a dimensão (largura) do bocal do jato ( $H$  - m), são importantes para adimensionalizar os eixos. Este perfil traduz-se como a evolução da razão  $U_c/U_0$  em função de  $x/H$ , de acordo com a seguinte equação (18):

$$\frac{U_c(x)}{U_0} = \left[ K \left( \frac{x}{H} \right) + \left( \frac{x_0}{H} \right) \right]^{-\frac{1}{2}} \quad (18)$$

em que  $U_c$  (m/s) é a velocidade na linha central do jato,  $U_0$  (m/s) é a velocidade inicial do jato à saída do bocal,  $K=0.18$ ,  $x$  (m) a distância ao bocal do jato e  $x_0$  (m) a origem virtual do mesmo.

A representação gráfica do perfil atrás descrito encontra-se na Fig. 25.



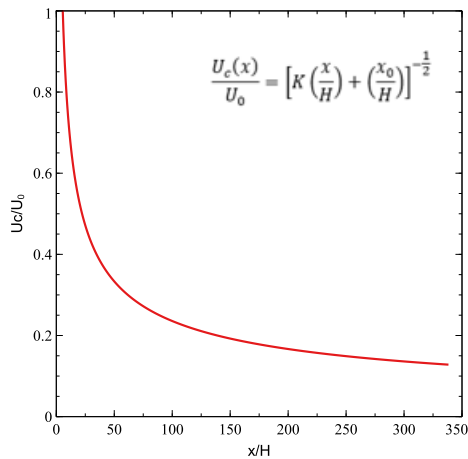


Fig. 25 - Evolução da velocidade na linha central de um jato plano livre turbulento – perfil de velocidade central

Por sua vez, para o perfil de velocidades longitudinais num corte transversal do jato, os parâmetros utilizados para adimensionalizar os eixos são a velocidade na linha central do jato ( $U_c$ ) e a meia espessura do mesmo ( $\delta$ ). O perfil representa a evolução dos valores de  $U_y/U_c$  em função de  $y/\delta$  ( $\xi$ ), de acordo com a equação (19):

$$U_y/U_c = \frac{1}{\cosh^2\left(0.88\left(\frac{y}{\delta}\right)\right)} \quad (19)$$

em que  $U_y$  (m/s) é a velocidade longitudinal do jato à distância  $y$  da linha central do jato,  $U_c$  (m/s) é a velocidade na linha central do jato,  $y$  é a distância da camada de corte do jato à linha central do mesmo e  $\delta$  (m) a meia espessura do jato. O perfil encontra-se na figura abaixo (Fig. 26).

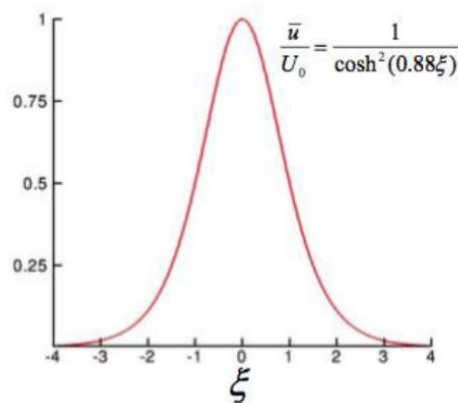


Fig. 26 - Perfil de velocidades longitudinais num corte transversal de um jato plano livre turbulento

Sendo característicos de jatos planos livres turbulentos, os perfis atrás apresentados podem ser utilizados para verificar a correta modelação de tais jatos. Caso os perfis de velocidade do jato modelado no *Star-CCM+* se mostrem concordantes com os perfis teóricos atrás descritos e com os perfis obtidos experimentalmente, pode concluir-se que o jato modelado representa adequadamente a realidade.

### 3.2.1. Domínio computacional

Para a validação dos jatos modelados no *Star-CCM+*, usaram-se dois domínios computacionais: um domínio 2D e um domínio 3D, cada qual associado a diferentes modelos computacionais.

O domínio computacional 2D tem dimensões  $L_x$  e  $L_y$ , em que a coordenada  $x$  tem a mesma direção do jato e a coordenada  $y$  a direção normal ao mesmo. No domínio 3D, como expectável, acrescentou-se uma coordenada  $z$  -  $L_z$  -, que representa a profundidade do domínio.

Quanto às condições de fronteira para o domínio 2D, os limites perpendiculares à coordenada  $y$  e o limite de saída perpendicular à coordenada  $x$  foram tratados como fronteiras de pressão constante. O limite de entrada com direção perpendicular à coordenada  $x$  contém duas condições de fronteira: a entrada do jato, cuja condição consiste numa entrada de velocidade e as zonas laterais ao mesmo, consideradas como fronteiras de pressão constante.

Quanto ao domínio 3D, mantiveram-se as características dos limites em 2D, exceção feita aos planos perpendiculares à coordenada  $z$ , que foram tratados como planos de simetria (Fig. 27).

Na Tabela 5 estão esquematizadas as diferentes condições de fronteira de cada uma das geometrias, bem como as dimensões dos domínios computacionais.

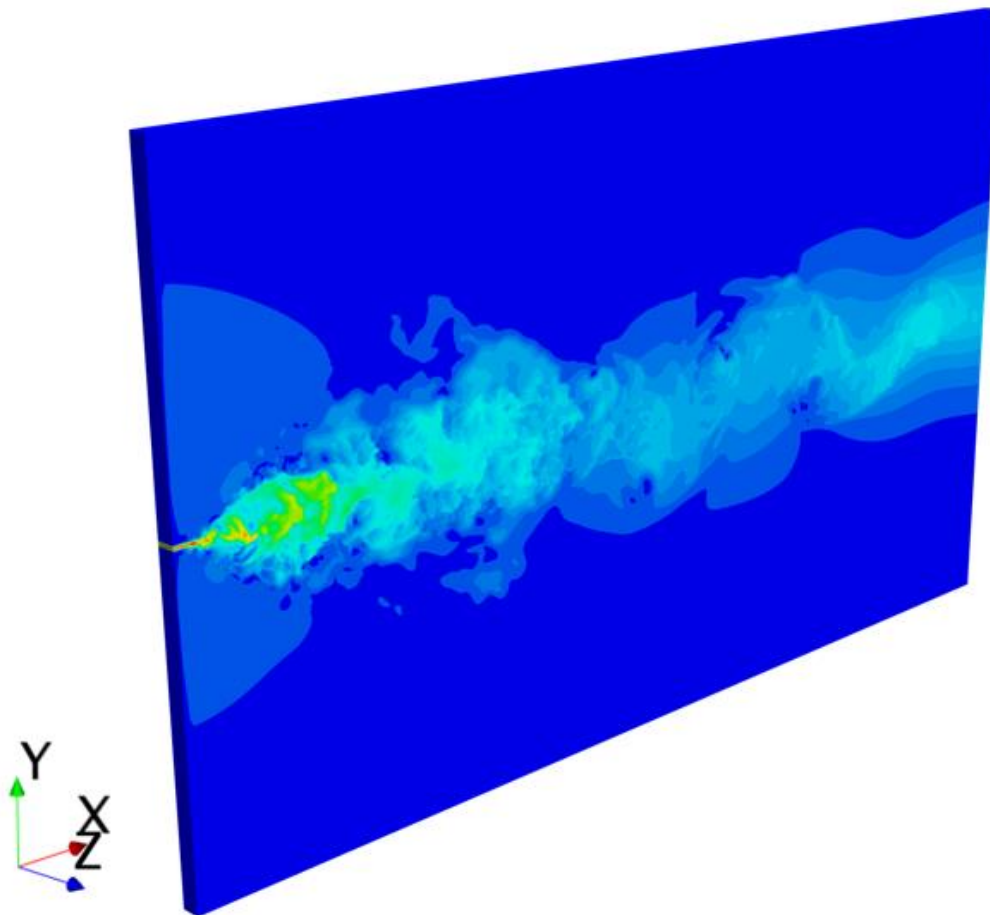


Fig. 27 - Domínio computacional 3D para a Validação

Tabela 5 - Condições de fronteira e parâmetros do domínio computacional para validação

Domínio Computacional		2D	3D
<b>Condições de Fronteira</b>	Plano perpendicular $x_1$ (bocal)	Velocidade ( <i>Velocity inlet</i> )	Velocidade ( <i>Velocity inlet</i> )
	Plano perpendicular $x_1$ (laterais do jato)	Pressão constante ( <i>Pressure outlet</i> )	Pressão constante ( <i>Pressure outlet</i> )
	Plano perpendicular $x_2$ (saída do domínio)	Pressão constante ( <i>Pressure outlet</i> )	Pressão constante ( <i>Pressure outlet</i> )
	Plano perpendicular $y_1$	Pressão constante ( <i>Pressure outlet</i> )	Pressão constante ( <i>Pressure outlet</i> )
	Plano perpendicular $y_2$	Pressão constante ( <i>Pressure outlet</i> )	Pressão constante ( <i>Pressure outlet</i> )
	Plano perpendicular $z_1$	-	Plano de simetria ( <i>Symmetry Plane</i> )
	Plano perpendicular $z_2$	-	Plano de simetria ( <i>Symmetry Plane</i> )
<b>Dimensões do Domínio</b>	$L_x=337.5H$ (13.5 m) $L_y=200H$ (8 m)	$L_x=337.5H$ (13.5 m) $L_y=200H$ (8 m) $L_z=6H$ (0.24 m)	
<b>Modelo Computacional Associado</b>	$k - \varepsilon$ <i>Standard</i> $k - \varepsilon$ <i>Realizable</i>	LES	

Adicionalmente, tanto no domínio 2D, como no domínio 3D, foram criadas 4 estações ao longo do eixo do x, nas posições  $x=3,5,7,9$  m e uma na linha central ( $y=0$ ), que coincide com a linha central do jato (Fig. 28). Estas permitiram a criação dos perfis de velocidade do jato nas direções transversal e longitudinal do mesmo, os quais foram posteriormente analisados.

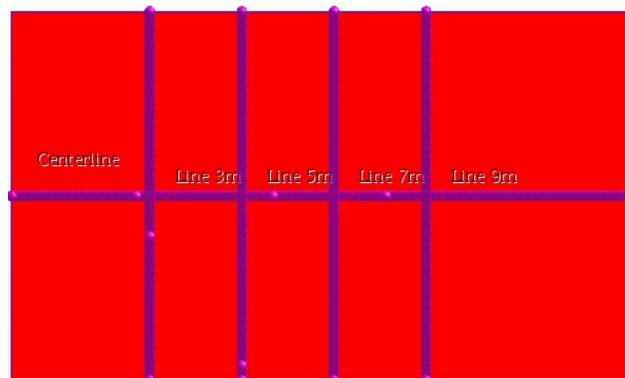


Fig. 28 - Estações (probe lines) criadas para obter os perfis de velocidade

### 3.2.2. Escolha dos parâmetros iniciais do jato para a validação

Os parâmetros iniciais do jato utilizado nos testes de validação consistiram nos seguintes:

- Dimensão (largura) do bocal do jato ( $H$ ): 0.04 m
- Velocidade inicial do jato ( $U_0$ ): 3 m/s
- Número de Reynolds ( $Re$ ): 7692 (Acima da gama de transição apresentada na secção 2.2)

De notar que nos primeiros testes de análise visual do jato foram usadas duas velocidades no plano de entrada: a velocidade de saída do jato ( $U_0$ ) e uma velocidade inferior nas laterais ao jato - *co-flow*, o qual é usado por certos autores para compensar a falta de arrastamento do meio envolvente a nível das paredes laterais (*entrainment*) [51]. Este *co-flow* assume valores inferiores à velocidade do jato, a rondar os 5-15% da velocidade inicial do mesmo (Stanley *et al.* (2002) [52], da Silva e Métails (2002) [53], da Silva *et al.* (2015) [54], Wawrzak *et al.* (2015) [51]). Nos estudos de validação realizados, contudo, o *co-flow* utilizado (15% da velocidade do jato) dificultou a convergência das simulações. Desta forma, optou-se por não utilizar *co-flow* nos estudos posteriores de dependência de malha e validação.

### 3.2.3. Modelos computacionais testados na validação

Os escoamentos turbulentos necessitam da resolução de campos de velocidade com flutuações temporais. No entanto, estas flutuações são demasiado intrincadas para serem resolvidas, de modo fidedigno, sem elevado custo computacional. Tal requer a utilização de *Direct Numerical Simulation* – DNS, onde se resolvem diretamente as equações de Navier-Stokes, equações que regem os princípios base para Mecânica de Fluidos.

Como alternativa, de modo a poder modelar-se um escoamento turbulento com menor custo computacional, podem ser utilizadas as *Reynolds-Averaged Navier-Stokes Equations* (RANS), caso do modelo computacional  $k - \varepsilon$ , ou usar um modelo que aplique as equações de Navier-Stokes nas grandes escalas com a modelação das pequenas, caso do *Large Eddy Simulation* – LES, modelos cujos princípios se apresentarão de seguida.

O RANS passa pela decomposição das equações de Navier-Stokes em componentes médias e componentes de flutuação, isto é, os campos instantâneos são decompostos num valor médio e num valor associado às flutuações (Fig. 29).

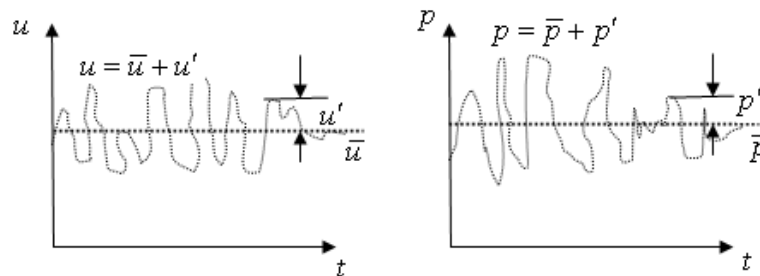


Fig. 29 - Flutuações dos campos de velocidade e pressão [55]

Após esta decomposição, as equações de *RANS* assumem uma forma idêntica às equações de *Navier-Stokes*, com a exceção de um novo termo designado por tensor das tensões de Reynolds  $-\rho \overline{U^i U^j}$ , dependente das flutuações dos campos (20):

$$-\rho \overline{U^i U^j} = -\rho \begin{bmatrix} \overline{u'u'} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{u'v'} & \overline{v'v'} & \overline{v'w'} \\ \overline{u'w'} & \overline{v'w'} & \overline{w'w'} \end{bmatrix} \quad (20)$$

De modo a resolver estas equações, o tensor das tensões de Reynolds necessita de ser modelado, através de modelos baseados, por exemplo, na viscosidade turbulenta. É o caso do  $k - \varepsilon$ , que exige resolver a viscosidade turbulenta ( $\mu_t$ ) pela aproximação de Boussinesq, em (21):

$$-\rho \overline{U^i U^j} = 2\mu_t S_d - \frac{2}{3} \rho k I \quad (21)$$

em que  $S_d$  é o tensor de deformação (*strain tensor*),  $k$  a energia cinética turbulenta e  $I$  a matriz identidade.

O  $k - \varepsilon$  é um modelo de duas equações: uma de transporte de energia cinética turbulenta  $k$  e uma de transporte da dissipação da energia cinética turbulenta  $\varepsilon$ . É um modelo computacional que oferece um bom compromisso entre robustez e custo computacional. Segundo Launder e Spalding (1974) [56], é um modelo simples que permite uma boa previsão de escoamentos com proximidade de parede e camadas de corte livres, sem o ajuste de constantes ou funções. O mesmo foi reforçado pelos trabalhos de Jaramillo *et al.* (2009) [31] e Gonçalves *et al.* (2019) [34], referidos em 2.4.

Existem algumas variantes do modelo  $k - \varepsilon$ , entre os quais o  $k - \varepsilon$  *Standard* e o  $k - \varepsilon$  *Realizable*. O primeiro é utilizado geralmente para escoamentos de camadas de corte livres em gradientes de pressão baixos. O segundo apresenta melhores previsões quanto ao *jet spreading rate* para jatos planos e circulares.

Por sua vez, o modelo LES resolve as equações de Navier-Stokes para as grandes escalas, visto que um campo turbulento é fundamentalmente determinado por estas. Usa-se depois um modelo de turbulência para as pequenas escalas. A resolução das equações de Navier-Stokes para as grandes escalas fazem do LES um modelo com maior custo computacional quando comparado com o  $k - \varepsilon$ . Segundo a literatura, comparando com o modelo  $k - \varepsilon$ , o LES requer uma malha mais refinada e pequenos intervalos de tempo [48].

Pelo custo associado a métodos numéricos como o DNS, optou-se então por testar os 3 modelos atrás mencionados: o modelo  $k - \varepsilon$  *Standard* e o modelo  $k - \varepsilon$  *Realizable*, testados em domínios computacionais 2D, e o modelo LES, que, pela impossibilidade de uso em domínios computacionais 2D, foi testado em 3D.

### 3.2.4. Malha computacional para o estudo de dependência de malha

Um estudo de dependência de malha, cujo objetivo é selecionar a malha a utilizar nos testes de validação, foi conduzido. Para tal, foram criadas, para a geometria 2D, três malhas diferentes: uma malha grosseira (*coarse grid*), uma malha intermédia (*base grid*) e uma malha refinada (*fine grid*). Na Tabela 6 estão apresentadas as dimensões e número de células em cada malha:

Tabela 6 - Dimensões e número de células nas diferentes malhas

Malha	Nº de células	Células no bocal do jato
Grosseira ( <i>Coarse</i> )	270400	2
Intermédia ( <i>Base</i> )	1080000	4
Refinada ( <i>Fine</i> )	2160000	8

### 3.2.5. Resultados da validação

#### Estudo de dependência de malha

Um estudo de dependência de malha foi efetuado com o modelo de turbulência  $k - \varepsilon$  *Standard* e com o modelo  $k - \varepsilon$  *Realizable* em 2D para as três malhas referidas. As Fig. 30 e Fig. 31 representam a evolução da velocidade na linha central do jato à medida que se afasta do bocal e o perfil de velocidades longitudinais ao longo do corte transversal em  $x=5$  m (125H) para os dois modelos.

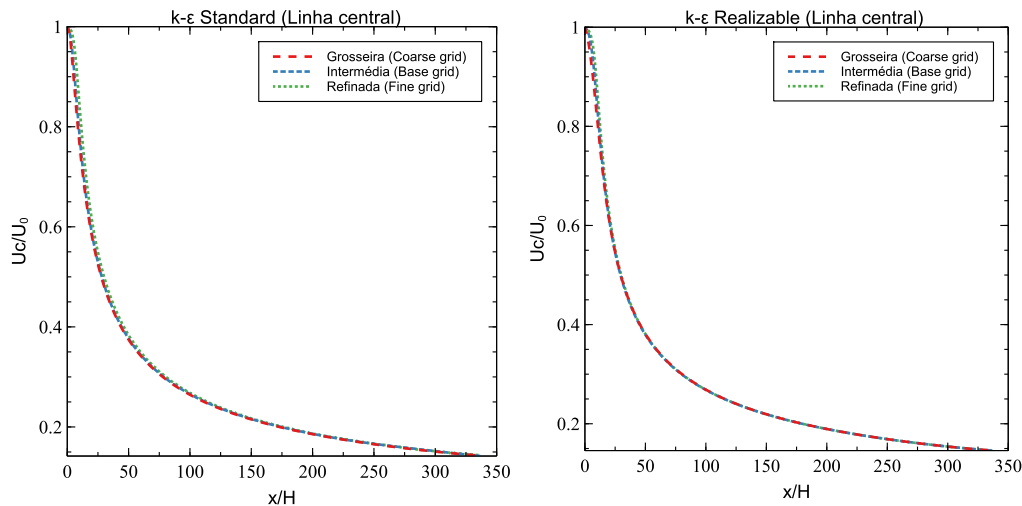


Fig. 30 - Dependência de malhas para perfil de velocidade na linha central do jato para  $k - \varepsilon$  *Standard* (à esquerda) e  $k - \varepsilon$  *Realizable* (à direita)

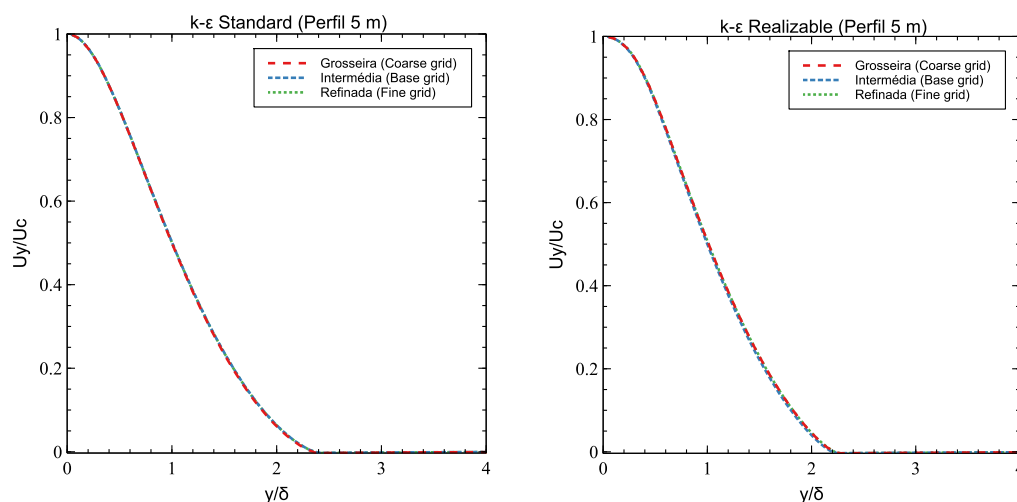


Fig. 31 - Dependência de malhas para perfil de velocidades longitudinais ao longo do corte transversal em  $x=5$  m para  $k-\varepsilon$  Standard (à esquerda) e  $k-\varepsilon$  Realizable (à direita)

Como verificado, os perfis obtidos com as três malhas apresentam boa concordância. Optou-se pela malha intermédia para os estudos de validação visto que gera resultados semelhantes à malha mais refinada, com menor esforço computacional.

### Escolha do modelo de turbulência

Para a escolha do modelo compararam-se os perfis de velocidade do jato obtidos em CFD com os (1) perfis teóricos de jatos planos livres turbulentos, (2) resultados experimentais de Ramaprian *et al.* (1985) [27] e Deo *et al.* (2008) [57] e (3) resultados computacionais DNS, de autores como da Silva e Métais (2002) [53] e Stanley *et al.* (2002) [52]. Testaram-se os modelos  $k-\varepsilon$  Standard e  $k-\varepsilon$  Realizable em 2D e LES em 3D.

Excepcionalmente, optou-se por usar uma malha não uniforme para o estudo de validação do LES, na medida em que este requer maior esforço computacional que o modelo  $k-\varepsilon$ . Esta malha apresenta um segmento mais refinado na vizinhança do jato (em toda a extensão de  $x$ , em  $-0.6 \text{ m} < y < 0.6 \text{ m}$  e em toda a extensão de  $z$ ), que apresenta células de igual dimensão à da malha selecionada no estudo de dependência de malhas (malha intermédia 2D) (Fig. 32); e um segmento menos refinado no restante domínio computacional, totalizando 2022241 células. Tal é apresentado na figura abaixo.

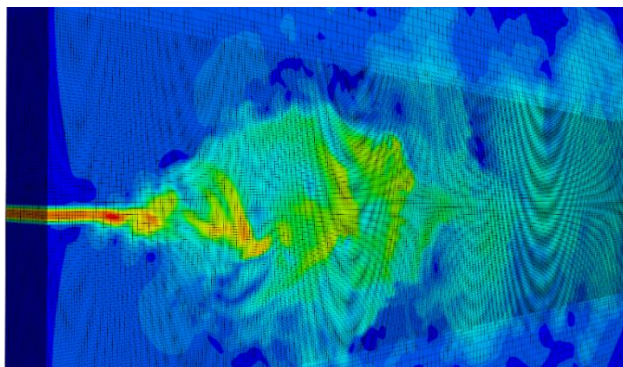


Fig. 32 - Malha computacional utilizada em LES

Na Fig. 33, estão apresentados os resultados do teste de validação para os três modelos utilizados.

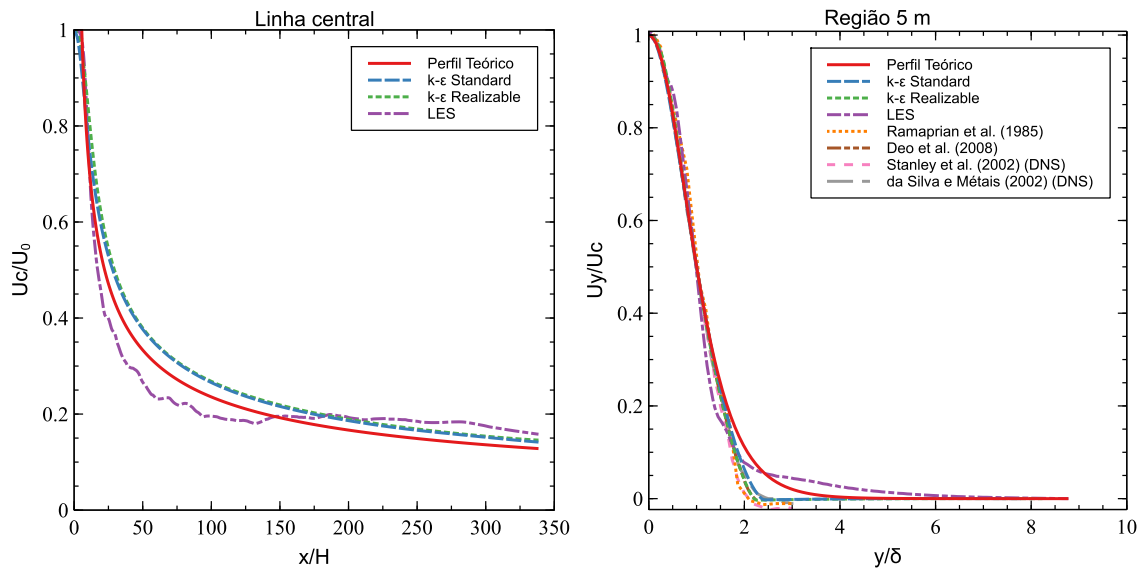


Fig. 33 - Resultados dos testes de validação para os dois tipos de perfil de velocidades

Como pode ser observado nas figuras acima, quanto à velocidade na linha central do jato e quanto ao perfil de velocidades longitudinais na secção transversal, observa-se que os resultados obtidos pelos modelos  $k - \varepsilon$  e LES, apesar de apresentarem algumas diferenças quanto ao modelo teórico e quanto a modelos experimentais e numéricos (DNS), algo já expectável, apresentam-se concordantes com estes, sendo esta concordância mais evidente para os modelos  $k - \varepsilon$  Standard e  $k - \varepsilon$  Realizable.

Do exposto acima, verifica-se que ambas as variantes do modelo  $k - \varepsilon$  constituem boas representações da realidade. Optou-se pela utilização do modelo  $k - \varepsilon$  Realizable nos casos de estudo (devido às razões enunciadas em 3.2.3). O LES apresentou diferenças mais significativas devido ao uso de uma malha pouco densa (não uniforme).

### 3.3. Metodologia dos casos de estudo

Como descrito em 2.3., a performance de uma cortina de ar pode ser avaliada segundo diversos parâmetros (*vide* Tabela 2). A realização de testes para avaliar esses parâmetros pode ser efetuada de forma individual ou conjunta. As simulações presentes neste trabalho visaram testar a influência da diferença de temperatura inicial entre espaços e a influência de diferentes caudais de vento na eficiência de uma cortina de ar, doravante designados como testes de temperatura e testes de vento, respetivamente.

De forma a seguir uma metodologia validada internacionalmente, a metodologia seguida na Dissertação baseou-se nas recomendações emitidas pela Eurovent para avaliação da performance de CAs - “Air curtain unit – Classification, test conditions and energy performance calculations” [20]. Estas recomendações apresentam-se sumariadas na Tabela 7.



Tabela 7 - Recomendações da Eurovent – Air curtain unit – Classification, test conditions and energy performance calculations (2016) para testar a eficiência de uma cortina de ar [20]

Recomendações da Eurovent (2016) para testar a performance de uma cortina de ar	
<b>Espaços</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 2 Espaços: <i>warm cell</i> (sala quente) e <i>cold cell</i> (sala fria), com comprimento=3-8 m, largura=3-6 m e altura=3-5 m, e de volume 50-200 m<sup>3</sup> (Tabela 8).</li> <li>• Porta deslizante para separação dos espaços, localizada no meio da parede comum, com altura=2 m e largura=1.5 m (categoria de “Comércio/Conforto”)</li> <li>• Paredes, teto e chão com coeficiente de transmissão de calor máximo (<i>overall heat transfer coefficient</i>) de 0.51 W/m<sup>2</sup>K</li> </ul>
<b>Cortina de ar</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Seleção proveniente do mercado (exceção no caso da experiência de um protótipo)</li> <li>• Instalação efetuada de acordo com recomendações do fabricante</li> <li>• Instalação o mais próximo da abertura entre espaços</li> <li>• Comprimento da cortina igual ou superior à largura da abertura</li> </ul>
<b>Testes não isotérmicos (de temperatura)</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Realização dos testes com e sem cortina</li> <li>• T<sub>i</sub> da <i>warm cell</i>=293 K</li> <li>• T<sub>i</sub> da <i>cold cell</i>=266, 275 e 280 K (ACCUC1, ACCUC2 e ACCUC3) - Categoria de “Comércio/Conforto”</li> <li>• Testes de 60 s</li> <li>• Início do teste com jato da cortina já formado</li> </ul>
<b>Testes de vento</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Realização dos testes com e sem cortina</li> <li>• Espaços com um mínimo de 50 m<sup>3</sup> e parede comum com mínimo de 3x3 m</li> <li>• Condução de ar a simular corrente de vento constante, localizada no centro da parede da <i>warm cell</i> mais afastada da abertura, alinhada com a mesma</li> <li>• Abertura lateral da <i>cold cell</i> com largura superior à largura da abertura entre espaços</li> <li>• Taxa de fuga da <i>warm cell</i> (<i>leakage rate</i>) inferior a 1 m<sup>3</sup>/h quando pressão na sala=50 Pa.</li> <li>• Pressão entre salas=0.5 a 8 Pa.</li> </ul>

Para responder aos objetivos deste trabalho, realizaram-se sequencialmente três tipos de simulações em CFD:

- (1) testes preliminares, de forma a comprovar o bom funcionamento das simulações quando aplicadas as especificações da CA selecionada para os testes;
- (2) testes de temperatura (não isotérmicos), onde se estudou a influência das 3 diferenças de temperatura preconizadas pela Eurovent para o cálculo da eficiência de uma CA;
- (3) testes de vento, onde se testou a influência de diferentes caudais de vento na eficiência da CA selecionada.

### 3.3.1. Especificações comuns às simulações realizadas em CFD

#### 3.3.1.1. Domínio computacional

Nos casos de estudo (simulações realizadas), as dimensões dos espaços/salas utilizados e da abertura entre os mesmos foram escolhidas segundo as recomendações da Eurovent. Usaram-se as dimensões recomendadas para as categorias de “Comércio/Conforto”, em detrimento das especificações recomendadas para as categorias “Industrial” e “Armazenamento”, devido ao uso mais frequente de CA's nesta categoria.

Sendo assim, optou-se pelo desenho de duas salas adjacentes, uma sala quente e uma sala fria, criadas em *SolidWorks* (*SolidWorks® Premium 2016 Edition*), um *software* de *Computer Aided Design* (*CAD*), e depois importadas para o *Star-CCM+*. Estas salas foram desenhadas com as seguintes dimensões: largura – 5 m, comprimento – 5 m, altura – 4 m, volume – 100 m<sup>3</sup>, respeitando as recomendações da Eurovent (Tabela 8):

Tabela 8 - Dimensões das salas disponíveis para os testes da Eurovent, adaptado de [20]

Dimensão	Mínimo	Máximo
Largura (m)	3	6
Comprimento (m)	3	8
Altura (m)	3	5
Volume (m <sup>3</sup> )	50	200

As 2 salas encontram-se separadas por uma parede de 0.3 m de espessura, na qual se desenhou uma abertura com  $h=2$  m e  $W=1.5$  m, sendo  $h$  a altura da abertura e  $W$  a largura da mesma (recomendações Eurovent).

A Fig. 34 abaixo mostra as salas modeladas em *SolidWorks*.

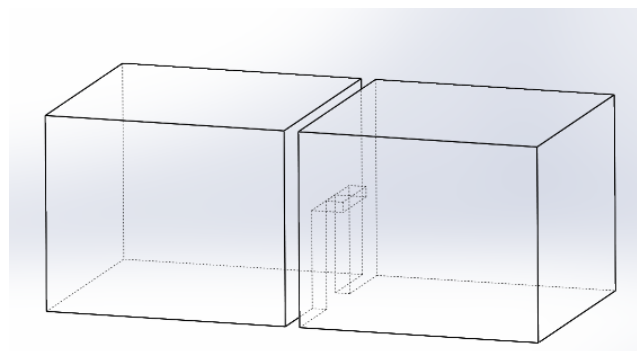


Fig. 34 - Salas modeladas no *SolidWorks*

Especificamente para as simulações em 2D, o corte realizado é um corte efetuado no plano médio da abertura entre as salas (Fig. 35).



Fig. 35 - Domínios computacionais 2D, no SolidWorks (à esquerda) e no Star-CCM+ (à direita)

Para a sala quente (à direita), todas as suas faces foram consideradas paredes adiabáticas (*default property* no *Star-CCM+*) à exceção dos planos de entrada e saída de ar da CA (ver 3.3.1.2). Para a sala fria (à esquerda), as paredes foram consideradas também adiabáticas, exceção feita à parede mais afastada da abertura entre as salas, no caso específico dos testes de vento, em que é considerada como um plano de pressão constante, simulando assim o exterior.

### 3.3.1.2. Dimensões do bocal desenhado, grelha de retorno, velocidade, orientação e caudal do jato

Para os testes realizados, simulou-se o bocal do ACD e a sua grelha de retorno desenhando dois planos. Para o bocal de saída, considerou-se um plano de velocidade, horizontal, com 1.5x0.04 m. Para a grelha de retorno desenhou-se um plano de caudal mássico, oblíquo, localizado na sala quente, com 1.5x0.16 m. Os planos referidos apresentam-se na Fig. 36.



Fig. 36 - Planos do bocal e da grelha de retorno da CA (a rosa)

Tendo em conta estes parâmetros, selecionou-se a cortina de ar PA2515A para a realização dos casos de estudo – modelo da marca FRICO, Membro Associado da Eurovent e membro do *European Air Curtains Special Project Group*. As especificações técnicas da cortina encontram-se relevadas a amarelo na Tabela 9 e o desenho técnico encontra-se abaixo (Fig. 37). Ambos foram obtidos a partir da folha de especificações da marca presente no *website* da marca [58].

Tabela 9 - Especificações da cortina de ar PA2515A da FRICO [58]

✿ Ambient, no heat - PA2500 A (IP21)

Type	Output [kW]	Airflow* <sup>1</sup> [m <sup>3</sup> /h]	Sound power* <sup>2</sup> [dB(A)]	Sound pressure* <sup>3</sup> [dB(A)]	Voltage motor [V]	Amperage motor [A]	Length [mm]	Weight [kg]
PA2510A	0	900/1300	70	43/53	230V~	0,5	1050	16
<b>PA2515A</b>	<b>0</b>	<b>1250/2100</b>	<b>71</b>	<b>44/54</b>	<b>230V~</b>	<b>0,7</b>	<b>1560</b>	<b>23,5</b>
PA2520A	0	1800/2600	72	44/55	230V~	1,0	2050	32

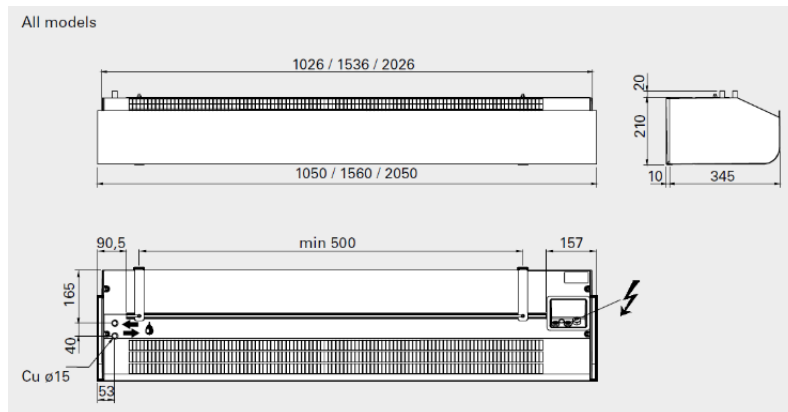


Fig. 37 - Desenho técnico da cortina de ar PA2515A da FRICO [58]

O perfil da cortina de ar que se desenhou em CFD é semelhante ao perfil da cortina de ar PA2515A (Fig. 38).



Fig. 38 - Perfis da cortina de ar PA2515A da FRICO, no Star-CCM+ (à esquerda) e na folha de especificações da FRICO (à direita)

A seleção da cortina acima referida explica-se pelo facto de o comprimento do bocal da mesma ser superior à largura da abertura preconizada pela Eurovent. Esta cortina apresenta valores de caudal volumétrico mínimo ( $q_{min}$ ) e máximo ( $q_{máx}$ ) de 1250 e 2100 m<sup>3</sup>/h. A partir da área do bocal ( $A=1.56 \times 0.04=0.0624$  m<sup>2</sup>), é possível calcular a gama de velocidades em que a cortina de ar opera: 5.56 a 9.25 m/s. Dentro destes valores, optou-se por uma velocidade inicial do jato de 8 m/s ( $Re=20512$ ), valor que foi introduzido no plano de velocidade desenhado. Tais valores correspondem a um caudal volumétrico de saída da CA desenhada de 1728 m<sup>3</sup>/h, caudal este depois imposto ao plano de caudal mássico desenhado (0.568 kg/s). De referir que se optou por um jato com uma direção perpendicular ao plano do chão (0° em relação ao eixo normal ao chão).

Com o acesso à tabela de especificações (Tabela 9), a potência da PA2515A é de 161W (230 V x 0.7 A).

### 3.3.1.3. Malha computacional

A malha do domínio computacional para todos os casos de estudo é composta por elementos hexaédricos com diferentes dimensões. Foram implementados, como valor base, elementos com 8 cm de lado. Com a aproximação à zona do jato/cortina de ar, a malha foi sequencialmente refinada (redução de 50% face à malha prévia) até apresentar elementos com 1 cm de lado, correspondendo às dimensões da malha testada na validação (Fig. 39). Esta malha contém 4877057 elementos.

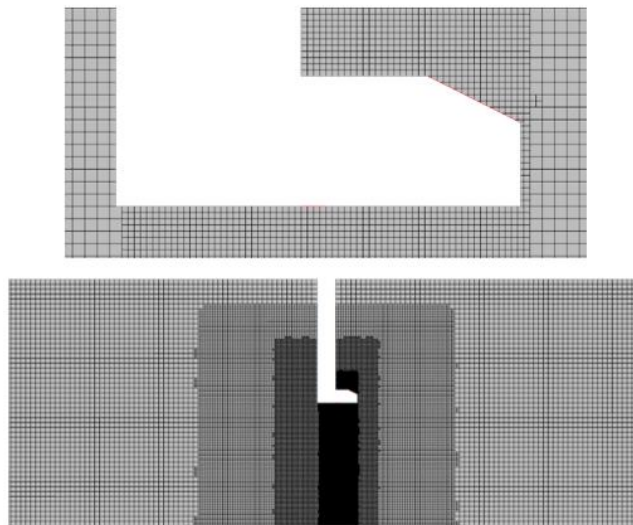


Fig. 39 - Malha computacional utilizada para os casos de estudo

### 3.3.1.4. Modelos Físicos

Para os casos de estudo, definiram-se alguns modelos físicos para modelar o comportamento do escoamento simulado.

O escoamento foi modelado como incompressível, turbulento e não-estacionário (transiente), pois interessa avaliar a evolução das temperaturas ao longo do tempo. Como expectável, o fluido utilizado foi o ar ( $c_p=1.0036$  kJ/kgK,  $\rho=1.184$  kg/m<sup>3</sup> e  $\nu=1.56 \times 10^{-5}$  m<sup>2</sup>/s). Adicionalmente, utilizou-se também a aproximação de Boussinesq, usada para modelar casos não isotérmicos, fluidos com temperatura próxima da temperatura ambiente e a convecção natural. Esta aproximação assume que as variações de densidade são negligenciáveis, com a exceção dos termos emparelhados com a gravidade. Nos casos preliminares, a aproximação de Boussinesq não foi utilizada, na medida em que estes são casos de estudo isotérmicos.

Foi também aplicada a abordagem de escoamento segregado, onde as equações de quantidade de movimento, de continuidade e da energia são resolvidas de maneira desacoplada.

### 3.3.2. Testes / Simulações Preliminares

Depois de definir o domínio computacional atrás descrito, testou-se a cortina de ar em três testes preliminares em condições isotérmicas. Estes testes foram realizados em 2D e 3D e serviram para aferir o bom funcionamento do jato modelado em CFD.

#### Teste Preliminar 1

O primeiro teste passou por simular o jato definido em 3.3.1.2 no domínio computacional definido. Consideraram-se todas as superfícies como paredes adiabáticas, à exceção do plano de velocidade do jato (bocal da ACD) e as paredes 1 e 2 da Fig. 40, que se consideraram como superfícies de pressão constante (abertas).



Fig. 40 - Esquematização das paredes (1 e 2) consideradas como superfícies de pressão constante para o teste preliminar 1

#### Teste Preliminar 2

No teste preliminar 2, introduziu-se o plano de caudal mássico descrito em 3.3.1.2. Tal simulou a grelha de retorno do ACD. Não se verificaram efeitos significativos nas características do jato modelado.

#### Teste Preliminar 3

Por fim, no teste preliminar 3, consideram-se as superfícies 1 e 2, da Fig. 40, como paredes adiabáticas, o que simulou o fecho das salas.

Uma vez realizados os testes preliminares analisaram-se os campos de velocidade, a trajetória dos jatos e o *decay* e *spreading rate* do jato resultante em cada teste a partir da criação de perfis de velocidade transversais ao jato.

### 3.3.3. Testes de temperatura (não isotérmicos)

Nos testes de temperatura, utilizaram-se as mesmas condições de fronteira do teste preliminar 3.

De forma a testar a eficiência da CA utilizada, realizaram-se 12 testes: testes em 2D e 3D, com e sem CA, para três  $\Delta T_i$  (diferenças de temperatura inicial): 13, 18 e 27 K. Estas diferenças, bem como as  $T_i$  nas duas salas foram as recomendadas pela Eurovent para a categoria de “Comércio/Conforto”, cujas classes climatéricas são designadas por ACUCC1, ACUCC2 e ACUCC3, referentes a 3 regiões da Europa (Tabela 10).

Tabela 10 - Temperaturas em cada espaço referentes às classes climáticas, adaptado [20]

Comercial/Conforto	Sala Quente	Sala Fria	Diferença de Temperatura
<b>Europa Central (ACCUC1)</b>	293 K (20°C)	275 K (2°C)	18 K (°C)
<b>Europa Norte (ACCUC2)</b>	293 K (20°C)	266 K (-7°C)	27 K (°C)
<b>Europa Sul (ACCUC3)</b>	293 K (20°C)	280 K (7°C)	13 K (°C)

Como visualizado, em todos os testes, a temperatura inicial da sala quente é de 293 K (20°C), sendo que na sala fria esta temperatura varia de acordo com a região (266, 275 e 280 K ou -7, 2 e 7°C). Na Fig. 41, apresenta-se o campo de temperaturas inicial ( $t=0$  s) para o caso referente à Europa Central (ACCUC1).

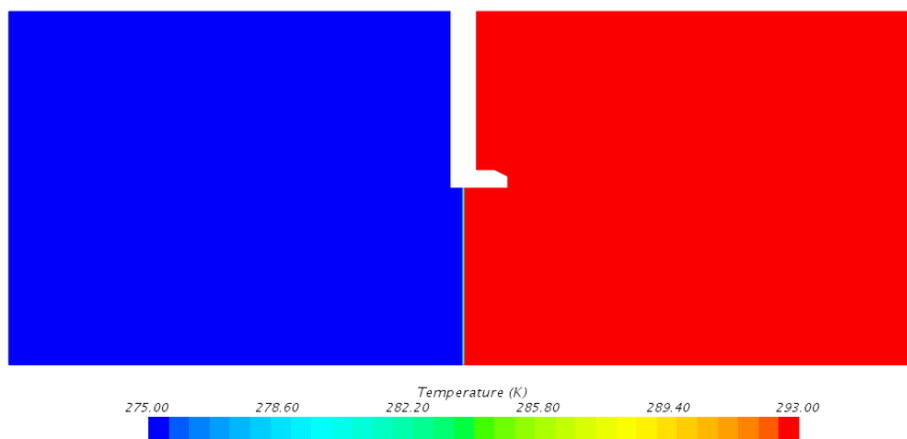


Fig. 41 - Campo de temperaturas da classe ACCUC1 em  $t=0$  s

Nos casos com o ACD ligado, a temperatura imposta ao jato foi igual à temperatura do ar aspirado pela grelha de retorno.

As simulações para cada caso simularam 60 s de tempo real. Após a obtenção dos resultados finais, a sua análise consistiu, sequencialmente, nos seguintes passos:

- Análise visual dos campos de velocidade no domínio computacional em  $t=60$  s;
- Análise da trajetória do jato em  $t=60$  s;
- Análise do *decay* e *spreading rate* do jato em  $t=60$  s;
- Análise visual dos campos de temperatura no domínio computacional em  $t=60$  s;
- Análise das evoluções das temperaturas nas salas ao longo dos 60 s;
- Cálculos da eficiência da CA para cada um dos casos e análise da relação da eficiência da CA com a diferença de temperatura inicial.

### 3.3.4. Testes de vento

Para testar a eficiência duma CA relativamente a diferentes condições de vento, à semelhança das simulações não isotérmicas, realizaram-se um conjunto de simulações em 2D e 3D. Realizaram-se um total de 20 simulações em 2D, 10 sem CA e 10 com CA; e 10 simulações em 3D, 5 sem CA e 5 com CA. Cada par de simulações, sem e com CA, apresenta um caudal de vento diferente. Utilizou-se unicamente uma diferença de temperatura entre os espaços para todos os testes de vento – espaço quente a 293 K (20°C) e espaço frio a 275 K (2°C).

Procurou-se que os testes de vento realizados em CFD se aproximassem dos testes experimentais validados pela Eurovent. Estes incluem uma conduta de ar, instalada na parede de fundo do espaço quente, alinhada com a abertura entre os espaços e cujo objetivo é aspirar ar do mesmo e criar uma diferença de pressão constante na abertura (ver Fig. 42).

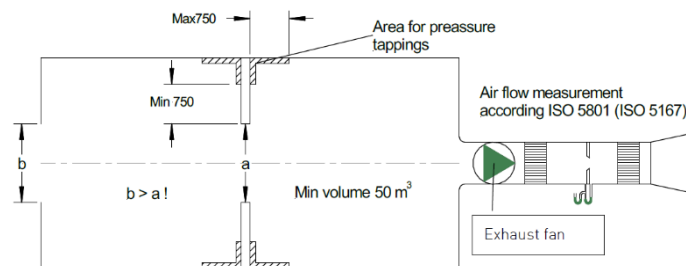


Fig. 42 - Domínio dos testes de vento recomendado pela Eurovent [20]

Para isso, criou-se uma conduta de ar para os testes de vento no Star-CCM+, com um diâmetro  $D=0.4$  m e um comprimento de  $15D=6$  m, para que a condição imposta esteja afastada do interior. A face de abertura desta conduta foi considerada como uma face de caudal mássico imposto (Fig. 43).

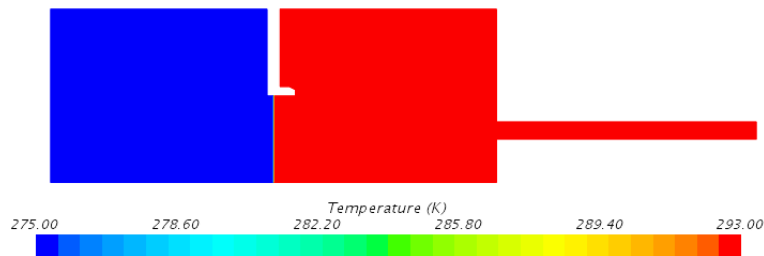


Fig. 43 - Domínio computacional dos testes de vento (nas condições iniciais) modelado no Star-CCM+, de acordo com a Eurovent

Contrariamente aos testes de temperatura, a parede de fundo da sala fria foi considerada como uma face de pressão constante, simulando as condições no exterior.

Também de acordo com a Eurovent, os testes de vento devem ser realizados com diferenças de pressão na abertura entre as salas de 0.5 a 8 Pa. Estas diferenças de pressão -  $\Delta p$  (Pa) - foram aferidas a partir de 4 planos criados na proximidade da abertura entre as salas, dois na sala quente e dois na sala fria, a 0.17 m e a 0.55 m da abertura, onde se fazia a medição da pressão dum lado e doutro da abertura (Fig. 44). O cálculo da pressão em cada plano foi obtido através de uma integral de superfície.



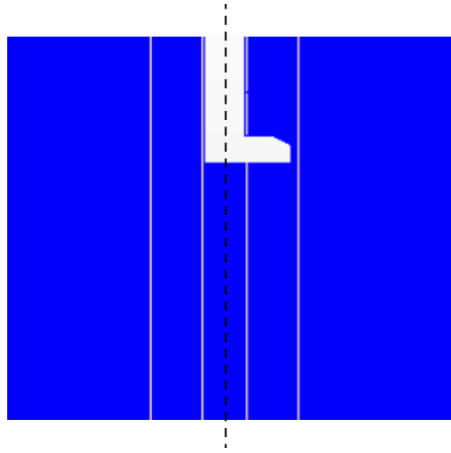


Fig. 44 - Planos de medição de pressão implementados no Star-CCM+

De modo a obter os  $\Delta p$  recomendados, usaram-se então caudais mássicos de 0.5, 0.75, 1, 1.25 e 1.5 kg/s (caudais baixos), e 5, 5.5, 6, 7 e 8 kg/s (caudais altos) nos testes em 2D (Tabela 11); e de 2.5, 3, 4, 5, 6 kg/s nos testes em 3D (Tabela 12).

Tabela 11 - Caudais utilizados nos testes de vento 2D

2D		$\dot{m}$ (kg/s)	$q$ (m <sup>3</sup> /s)
Caudais baixos	<b>q<sub>1</sub> 2D</b>	0.5	0.42
	<b>q<sub>2</sub> 2D</b>	0.75	0.63
	<b>q<sub>3</sub> 2D</b>	1	0.84
	<b>q<sub>4</sub> 2D</b>	1.25	1.06
	<b>q<sub>5</sub> 2D</b>	1.5	1.27
Caudais altos	<b>q<sub>6</sub> 2D</b>	5	4.22
	<b>q<sub>7</sub> 2D</b>	5.5	4.65
	<b>q<sub>8</sub> 2D</b>	6	5.07
	<b>q<sub>9</sub> 2D</b>	7	5.91
	<b>q<sub>10</sub> 2D</b>	8	6.76

Tabela 12 - Caudais utilizados nos testes de vento 3D

3D	$\dot{m}$ (kg/s)	$q$ (m <sup>3</sup> /s)
<b>q<sub>1</sub> 3D</b>	2.5	2.11
<b>q<sub>2</sub> 3D</b>	3	2.53
<b>q<sub>3</sub> 3D</b>	4	3.38
<b>q<sub>4</sub> 3D</b>	5	4.22
<b>q<sub>5</sub> 3D</b>	6	5.07

Uma vez realizadas as simulações, que simularam 10 s de tempo real, foi efetuada uma análise de dados semelhante à descrita nos testes não isotérmicos. Adicionou-se ainda, de acordo com as recomendações da Eurovent, especificamente para os testes de vento, uma análise da eficiência de infiltração da cortina.

### 3.4. Sumarização das simulações efetuadas

A Tabela 13 (abaixo) sumariza as especificações dos testes realizados.

Tabela 13 - Sumário dos testes realizados

Sumário dos testes realizados			
<b>Especificações comuns aos 3 grupos de simulações realizadas</b>	Domínio computacional: <ul style="list-style-type: none"> <li>• 2 Salas: 5 x 5 x 4 m (100 m<sup>3</sup>)</li> <li>• Abertura: 2 x 1.5 m</li> <li>• Paredes adiabáticas</li> </ul> Parâmetros afetos ao jato: <ul style="list-style-type: none"> <li>• Bocal: 1.5 x 0.04 m</li> <li>• Orientação: Vertical</li> <li>• <math>U_0</math> – 8 m/s</li> <li>• Grelha de retorno: <math>\dot{m}=0.568</math> kg/s</li> </ul>		
<b>Testes Preliminares</b>	<b>Teste 1:</b>	<b>Teste 2:</b>	<b>Teste 3:</b>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Faces laterais: planos de pressão constante</li> <li>• Jato presente</li> <li>• Grelha de retorno ausente</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Faces laterais: planos de pressão constante</li> <li>• Jato presente</li> <li>• Grelha de retorno presente</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Faces laterais: paredes adiabáticas</li> <li>• Jato presente</li> <li>• Grelha de retorno presente</li> </ul>
<b>Testes de Temperatura</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 12 simulações (3 <math>\Delta T_i</math>, 2D e 3D, com e sem CA)</li> <li>• 3 <math>\Delta T_i=13, 18, 27</math> K               <ul style="list-style-type: none"> <li>• Sala de maior temperatura: 293 K</li> <li>• Sala de menor temperatura: 266, 275 e 280 K</li> </ul> </li> </ul>		
<b>Testes de vento</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Condução de ar cilíndrica adicionada na face lateral da sala de maior temperatura – <math>D=0.4</math> m e comprimento=<math>15D</math> (6 m), alinhada com a abertura. Plano de caudal mássico.</li> <li>• Face lateral do espaço de menor temperatura (exterior): face de pressão constante</li> <li>• <math>\Delta T_i=18</math> K</li> <li>• 30 simulações:               <ul style="list-style-type: none"> <li>• 20 simulações em 2D (10 caudais mássicos divididos em 2 grupos: caudais baixos – 0.5, 0.75, 1, 1.25, 1.5 kg/s – e caudais altos – 5, 5.5, 6, 7, 8 kg/s -, com e sem CA presente).</li> <li>• 10 simulações em 3D (5 caudais mássicos – 2.5, 3, 4, 5, 6 kg/s -, com e sem CA presente).</li> </ul> </li> </ul>		

## 4. Resultados e Discussão

Neste capítulo apresentam-se os resultados das simulações efetuadas, repartidos por quatro secções.

Na primeira secção (4.1), são apresentados os resultados das simulações preliminares (casos de estudo 1 a 3) e sua análise. Estes resultados serviram de base de estudo e aprofundamento de conhecimentos para a realização dos casos de estudo seguintes.

Na secção seguinte (4.2), são apresentados os resultados dos testes de temperatura e respetiva análise, tanto para modelos 2D como 3D.

A terceira secção (4.3) apresenta e analisa os resultados dos testes de vento.

Na secção final (4.4), será feita uma comparação entre os testes 2D e 3D, um dos objetivos da Dissertação.

### 4.1. Simulações preliminares

Nesta secção apresentam-se os resultados dos casos de estudo preliminares (casos preliminares 1 a 3), isotérmicos. São apresentados os campos de velocidade, a trajetória dos jatos e o *decay* e *spreading rate* dos jatos modelados.

#### Campos de velocidade e trajetória dos jatos

A Fig. 45 apresenta os campos de velocidade obtidos, em 2D e 3D, nos 3 casos preliminares (CA sem recirculação e sem paredes laterais, CA com recirculação e sem paredes laterais, e CA com recirculação e com paredes laterais).

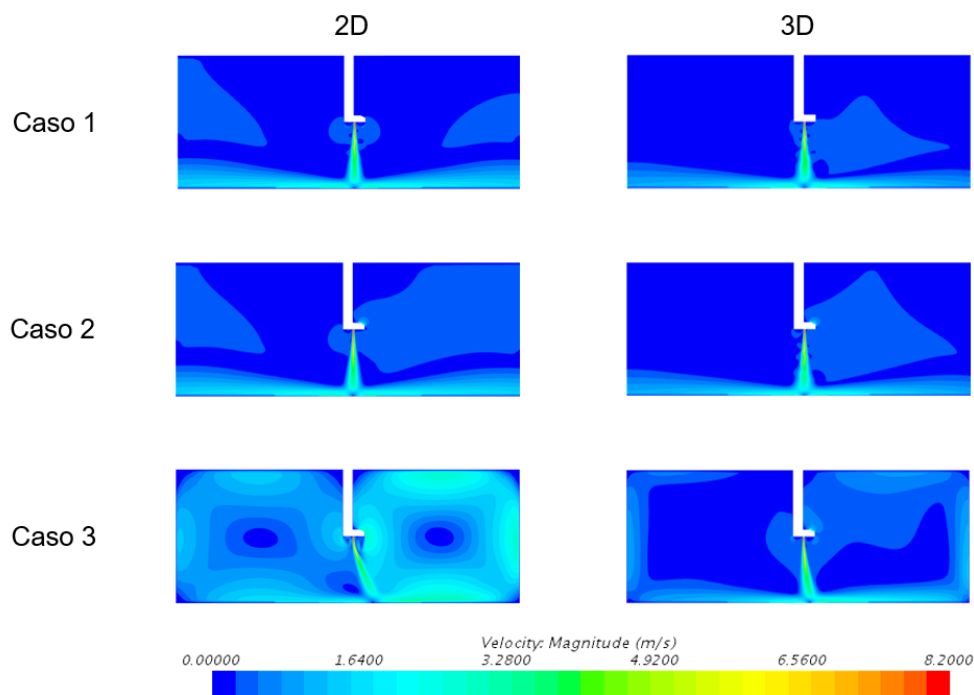


Fig. 45 - Campos de velocidades dos testes preliminares

Comparando os resultados dos dois primeiros casos de estudo, onde as faces laterais do domínio computacional são faces de pressão constante, observa-se que estes não diferem muito um do outro. A presença de recirculação no caso de estudo 2 não tem influência na forma e direção do jato, quando comparado com o caso de estudo 1. O domínio nestes casos é um sistema aberto, onde podem ser realizadas entradas e saídas de ar de ambos os lados do jato, o que resulta num equilíbrio na direção do mesmo, evidenciado pela trajetória vertical que este assume.

Para o caso de estudo 3, onde as faces laterais são consideradas como paredes, o que cria um sistema fechado, verifica-se que o jato deflete para o lado direito, onde se encontra a grelha de retorno do ACD. Tal é explicado pela diminuição de pressão na sala da direita, o que leva à deflexão observada.

Comparando os campos de velocidade na geometria 2D e 3D, observa-se que nos casos de estudo 1 e 2 não há diferenças relevantes. Contudo, no caso de estudo 3, o jato formado tem uma deflexão mais acentuada em 2D do que em 3D. Esta diferença pode ser explicada pelo facto de que, numa geometria 3D, os gradientes na direção da espessura (direção z) são contabilizados, o que faz com que a pressão imposta sobre o jato se distribuía pelas três dimensões do espaço, ao invés de apenas duas (2D). Tal corresponde a alterações mais significativas em 2D e pode também explicar o facto da recirculação do ar nas salas em 2D ser mais evidente que nas salas em 3D (presença de valores de velocidade superiores na periferia de cada uma das salas e valores nulos no centro das mesmas).

Na Fig. 46, estão presentes as trajetórias dos jatos testados. De referir que  $y=0$  m representa a localização do bocal do ACD.

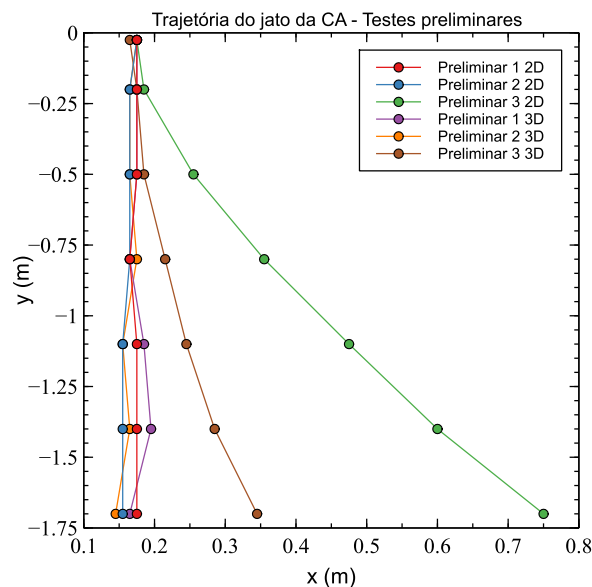


Fig. 46 - Trajetórias dos jatos das CA nos testes preliminares

Como se verifica, confirma-se que os jatos dos casos preliminares 1 e 2 assumem uma direção vertical, a que se associam pequenas oscilações. Para o caso o preliminar 3, podem ser observadas as deflexões já mencionadas para a direita (lado da grelha de retorno do ACD), resultados que estão em concordância com a figura referente aos campos de velocidade.

### Jet decay rate

Na Fig. 47 está representada a evolução da velocidade ao longo da linha central de cada um dos jatos. No eixo dos x estão apresentados os valores de  $(U_0/U_c)^2$ , e no eixo dos y apresentam-se os valores de  $y/H$ .

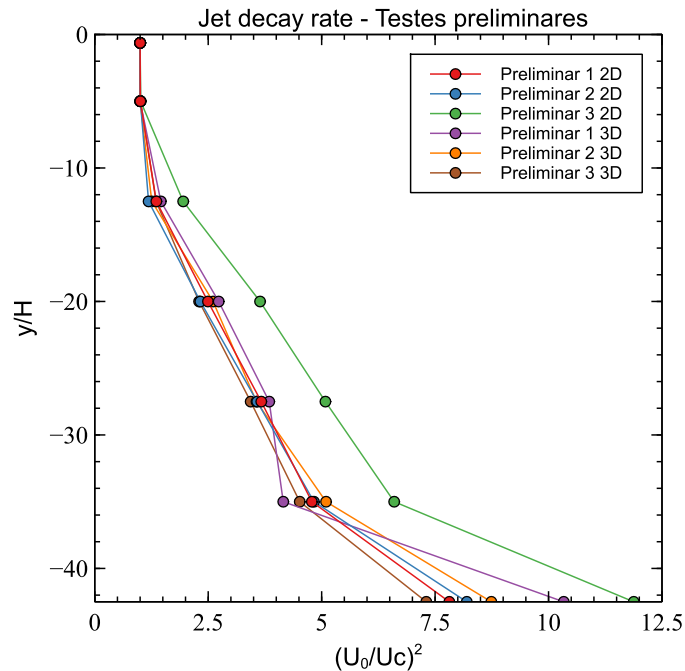


Fig. 47 - Decay rate dos jatos das CA nos testes preliminares

Pela análise do gráfico, os cones potenciais são fáceis de detetar, acabando na zona  $y/H=-5$  (concordante com a zona 1 das regiões postuladas por Zou (2001) [29]). Depois desta zona, como seria de esperar, devido ao arrastamento turbulento, a velocidade na linha central dos jatos diminui com o aumento da distância ao bocal. À medida que a distância ao bocal aumenta, as diferenças dos valores da velocidade central dos 6 jatos modelados vão aumentando. À semelhança do que ocorreu para a trajetória do jato do caso 3, em 2D, também o *decay rate* do mesmo, foi o que mais diferiu em relação aos restantes.

### Jet spreading rate

Na Fig. 48 está representada a evolução da meia espessura ao longo do jato para os 6 casos simulados. A sua representação foi realizada adimensionalizando cada um dos eixos do gráfico. Tanto o eixo dos x, onde estão apresentados os valores da meia espessura, como o eixo dos y, onde estão presentes os valores da distância à saída do jato, foram adimensionalizados dividindo os valores pela dimensão H do bocal do jato.

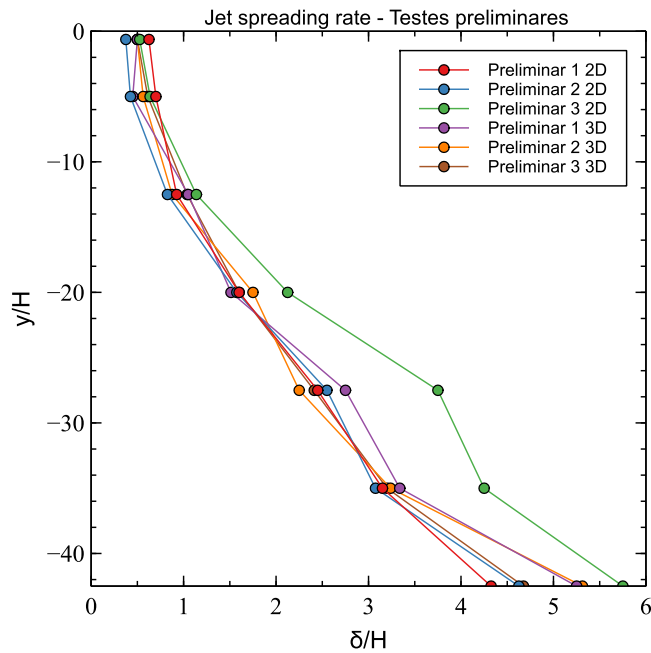


Fig. 48 - Spreading rate dos jatos das CA nos testes preliminares

Visualizando os resultados, esta evolução não difere significativamente até cerca de  $y/H = -35$ , exceção feita aos valores da simulação 2D do caso 3, que começam a divergir dos valores restantes em  $y/H = -20$ . Esta discrepância reforça a ideia anterior de que o jato do caso 3 em 2D assume uma estrutura bastante diferente dos restantes casos.

#### Análise conjunta dos testes preliminares

Os testes preliminares atrás apresentados serviram de base aos testes que se seguem. Da análise ao teste preliminar 1, verifica-se que o jato modelado apresenta as características próprias dos jatos planos turbulentos livres (*jet decay* e *spreading rate* de acordo com as tendências esperadas). A introdução da grelha de retorno e, conseqüentemente, do caudal mássico respetivo, no caso preliminar 2, mostrou não influenciar a estrutura do jato. Por fim, passando ao caso preliminar 3, verificou-se uma deflexão do jato para a sala com a grelha de retorno (o que está de acordo com o esperado). Contudo, salienta-se que os resultados deste caso em 2D e 3D foram algo discordantes. Como já referido, a simulação em 2D apresentou uma grande divergência relativamente à 3D e aos casos 1 e 2. Tal pode indicar que, para o domínio computacional presente no trabalho, as simulações em 2D não são tão fidedignas como as 3D, apesar da literatura apresentar um grande número de trabalhos assentes em 2D.

## 4.2. Testes de temperatura

Nesta secção estão presentes os resultados das simulações dos testes de temperatura e a respetiva análise. Em primeiro lugar, serão apresentados os resultados obtidos em 2D, sendo que, de

seguida, se apresentarão os resultados obtidos nas simulações 3D. Em ambas as geometrias, volta-se a referir que se realizaram 3 pares de testes de temperatura, com  $\Delta T_i = 13, 18, 27$  K, com e sem CA.

Os resultados dos campos de velocidade, trajetória do jato, *jet decay rate*, *jet spreading rate* e campos de temperatura são referentes ao final de cada teste ( $t=60$  s). No final, são também apresentadas as evoluções das temperaturas em cada sala ao longo dos testes.

#### 4.2.1. Simulações 2D

##### Campos de velocidade e trajetória dos jatos

Na Fig. 49 estão presentes os resultados dos campos de velocidade e de trajetória dos jatos referentes aos testes de temperatura em 2D.

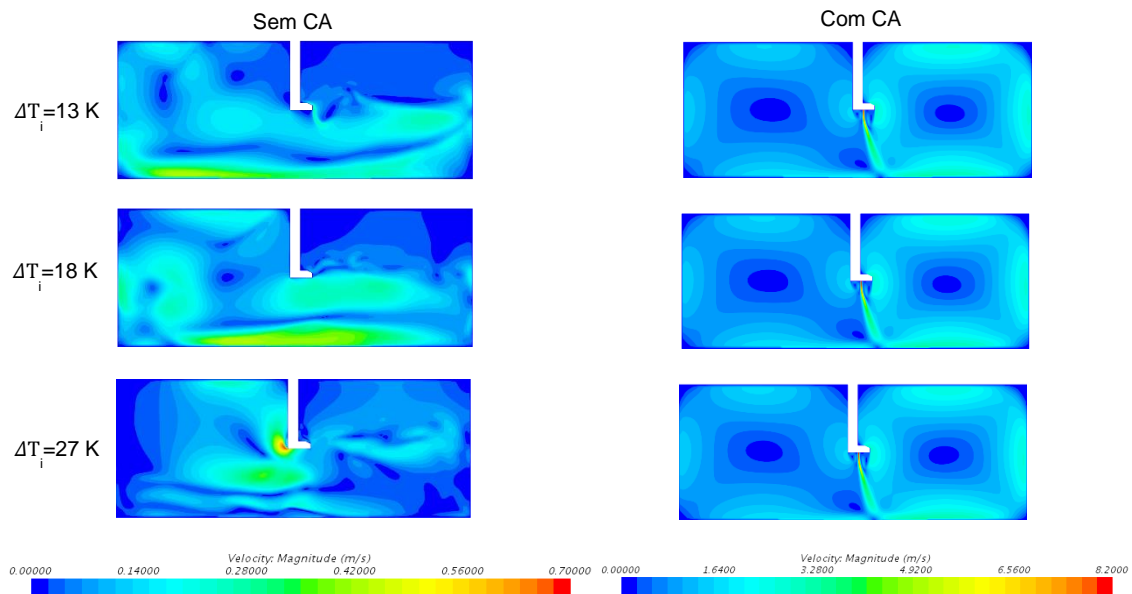


Fig. 49 - Campos de velocidades dos testes de temperatura 2D

Como se pode verificar, com a CA desligada, os campos de velocidade nos três casos caracterizam-se por velocidades muito baixas. Como se pode verificar pela escala, o valor máximo de velocidade nestes não ultrapassa os 0.70 m/s, o que indica a baixa movimentação de partículas pelo domínio computacional. Isto em comparação com os resultados obtidos quando a cortina de ar se encontra em funcionamento, onde se evidenciam velocidade máximas de 8.0 m/s (correspondentes à velocidade inicial do jato).

Com a CA ligada pode ser observado que o campo de velocidades não varia com a diferença de temperaturas das salas, o que revela que a influência do gradiente de temperaturas entre estas na estrutura do jato e na movimentação de partículas é desprezável. Evidencia-se um movimento de circulação de ar na periferia das salas, com velocidades a rondar os 3 m/s, mais evidente na sala quente do que na sala fria, o que se pode justificar pela sucção do ar da sala quente pela grelha de retorno do ACD. Tal já tinha sido verificado no teste preliminar 3.

Quanto às trajetórias dos jatos produzidos em cada teste (Fig. 50), verifica-se que todos apresentam uma trajetória semelhante. Observa-se uma deflexão no sentido da sala quente, o que se

explica por duas razões: a pressão negativa criada na sala quente pelo retorno de ar ao ACD e a existência de convecção natural entre as salas, onde o ar proveniente da sala fria (esquerda), força a região inferior do jato para a sala quente.

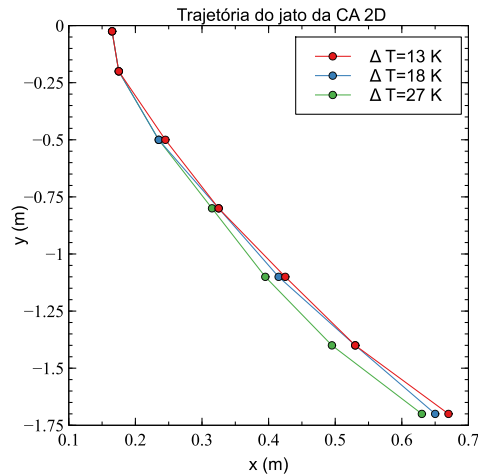


Fig. 50 - Trajetórias dos jatos das CA nos testes de temperatura 2D

### Jet decay rate

Na Fig. 51 está representada a evolução da velocidade ao longo da linha central de cada um dos jatos para os testes de temperatura em 2D. Pela análise do gráfico, à semelhança do que se verificou para os testes preliminares, os cones potenciais dos jatos acabam um pouco antes de  $y/H = -5$ . Como expectável, com o aumento da distância ao bocal, as velocidades na linha central diminuem. Por fim, verifica-se que o *jet decay rate* dos três jatos é sobreponível. Pode-se assim concluir que o  $\Delta T_i$  não influencia o *jet decay rate*.

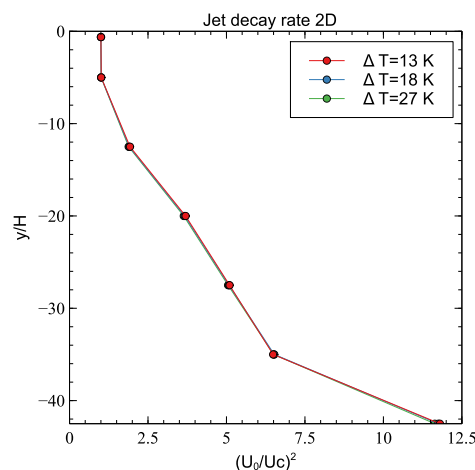


Fig. 51 - Decay rate dos jatos das CA nos testes de temperatura 2D



### Jet spreading rate

Na Fig. 52 está representada a evolução da meia espessura do jato ao longo da trajetória do mesmo para os três  $\Delta T_i$ .

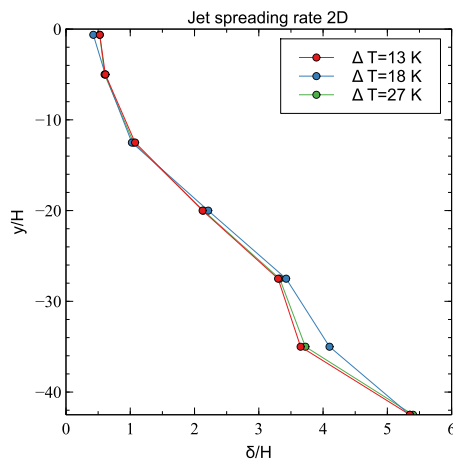


Fig. 52 - Spreading rate dos jatos das CA nos testes de temperatura 2D

Como era de esperar, com o aumento da distância ao bocal do ACD, a meia espessura do jato vai aumentando. As evoluções da meia espessura ao longo de cada um dos jatos são muito semelhantes, o que leva a concluir que a diferença de temperaturas das salas não influencia o *jet spreading rate*. Com estes resultados, mais uma vez se conclui que a diferença de temperaturas entre os dois lados do jato não tem uma influência na estrutura do mesmo.

### Campos de temperatura

Na Fig. 53 estão apresentados os resultados dos campos de temperatura no final de cada teste. De referir que as figuras abaixo se apresentam com escalas de temperatura diferentes.

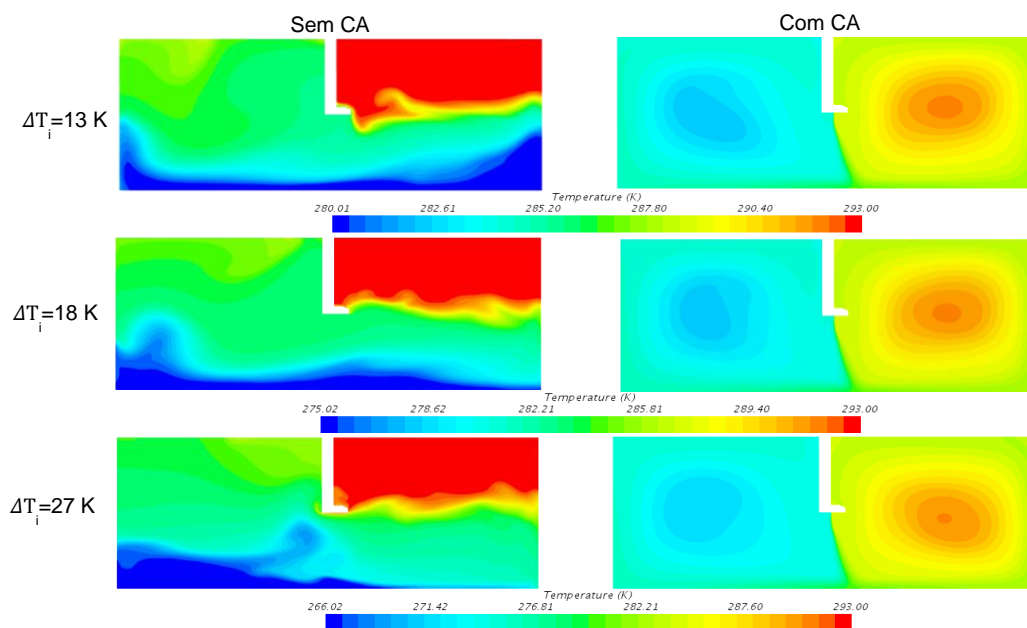


Fig. 53 - Campos de temperaturas dos testes de temperatura 2D

Para os casos com a CA desligada, são evidentes, nos três casos, três massas de ar de temperaturas distintas: uma à temperatura inicial da sala quente (293 K), presente no topo das salas quentes, a vermelho; outra à temperatura inicial da sala fria (266, 275 ou 280 K), presente junto ao chão de cada uma das salas, a azul; e ainda uma última a uma temperatura intermédia entre as duas, a verde.

Já para os casos com a CA ligada, verifica-se uma clara fronteira entre os valores de temperatura das duas salas, fronteira essa correspondente ao jato da CA. Tal indicia que a CA restringiu a passagem de calor entre os espaços. Cada sala manteve a sua temperatura próxima da temperatura inicial, sendo que os campos de temperatura dos três casos são semelhantes entre si. O centro de cada sala tende a manter a sua temperatura inicial, ao passo que a periferia perde ou ganha calor.

### Evolução das temperaturas

Na Fig. 54 e nas Tabela 14, Tabela 15 e Tabela 16, estão apresentadas as evoluções das temperaturas das salas para as 3 diferenças de temperatura iniciais, com a CA ligada e desligada, bem como a diferença entre a temperatura final das salas quando a CA estava em funcionamento e quando a CA se encontrava desligada.

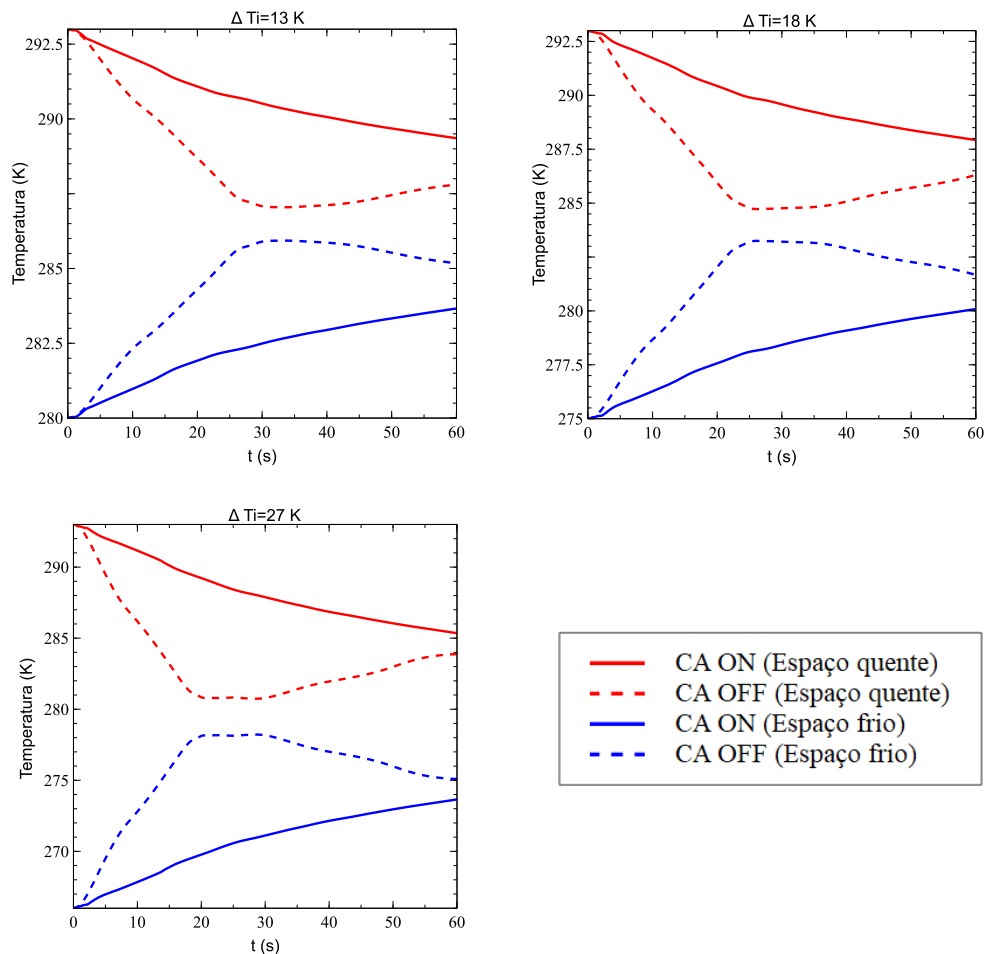


Fig. 54 - Evoluções das temperaturas em cada espaço com e sem CA para os diferentes  $\Delta T_i$  nos testes de temperatura 2D

Tabela 14 - Temperaturas finais sem CA - Testes de temperatura 2D

Sem CA	Sala Fria	Sala Quente	$\Delta T_{\text{Sala fria}}$	$\Delta T_{\text{Sala quente}}$
13K	285.2 K	287.8 K	5.2 K	-5.2 K
18K	281.8 K	286.2 K	6.8 K	-6.8 K
27K	275.2 K	283.8 K	9.2 K	-9.2 K

Tabela 15 - Temperaturas finais com CA - Testes de temperatura 2D

Com CA	Sala Fria	Sala Quente	$\Delta T_{\text{Sala fria}}$	$\Delta T_{\text{Sala quente}}$
13K	283.7 K	289.4 K	3.7 K	-3.6 K
18K	280 K	287.9 K	5 K	-5.1 K
27K	273.7 K	285.4 K	7.7 K	-7.7 K

Tabela 16 - Diferença de  $\Delta T$  com e sem CA - Testes de temperatura 2D

$\Delta T_i$ (K)	$\Delta T_{\text{Sala fria com CA}} - \Delta T_{\text{Sala fria sem CA}}$ (K)	$\Delta T_{\text{Sala quente com CA}} - \Delta T_{\text{Sala quente sem CA}}$ (K)
13 K	-1.5	1.6
18 K	-1.8	1.7
27 K	-1.5	1.5

Em primeira análise pode ser observado que o objetivo da CA foi atingido. Como observado na Tabela 14 e na Tabela 15, a variação de temperatura em cada uma das salas é menor quando a CA está em funcionamento. De acordo com a Tabela 16, a temperatura final da sala quente quando a CA se encontrava em funcionamento foi 1.5 a 1.7 K superior à temperatura final sem CA. Observou-se o inverso para a sala fria (-1.5 a -1.8 K).

Analisando a evolução das curvas de temperatura apresentadas (Fig. 54), verifica-se que, sendo o sistema fechado, à medida que a temperatura da sala quente diminui, a temperatura da sala fria aumenta na mesma medida. Com a CA ligada, a temperatura das salas evolui de forma constante. Contudo, com a CA desligada, a evolução da temperatura nas salas apresenta um padrão diferente. Evidencia-se primeiro uma descida de temperatura na sala quente (0-20/30 s) que, depois de atingir um pico, apresenta uma tendência contrária à inicialmente descrita. Este padrão verificou-se em todos os casos onde a CA se encontrava desligada e é explicado pela trajetória da massa de ar quente que inicialmente passa pelo topo da abertura das salas. Esta, depois de passar pela abertura, desenha uma trajetória no sentido anti-horário na sala fria, retornando depois, já misturada com algum ar frio, à sala quente (ver Fig. 55, que mostra o fenômeno atrás descrito aos 0, 20, 30, 45 e 60 segundos).

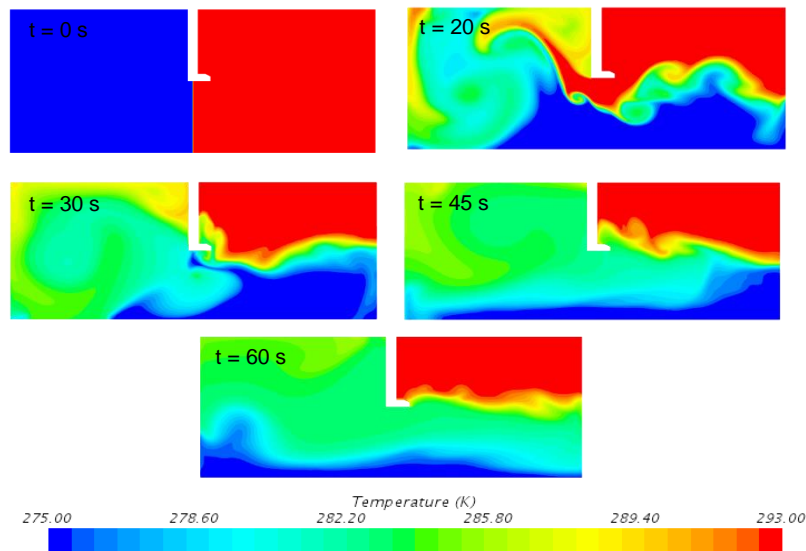


Fig. 55 - Evolução das massas de ar pelas salas sem CA nos instantes  $t=0, 20, 30, 45, 60$  s para  $\Delta T_i=18$  K nos testes de temperatura 2D

A análise da influência do  $\Delta T_i$  na eficiência da CA será feita na secção 4.2.3.

## 4.2.2. Simulações 3D

### Campos de velocidade e trajetória dos jatos

Na Fig. 56, podem ser observados os resultados dos campos de velocidade, com e sem CA, para o caso em 3D com  $\Delta T_i=18$  K aos 60s. De referir que para  $\Delta T_i=13$  K e  $\Delta T_i=27$  K, os resultados apresentam a mesma aparência.

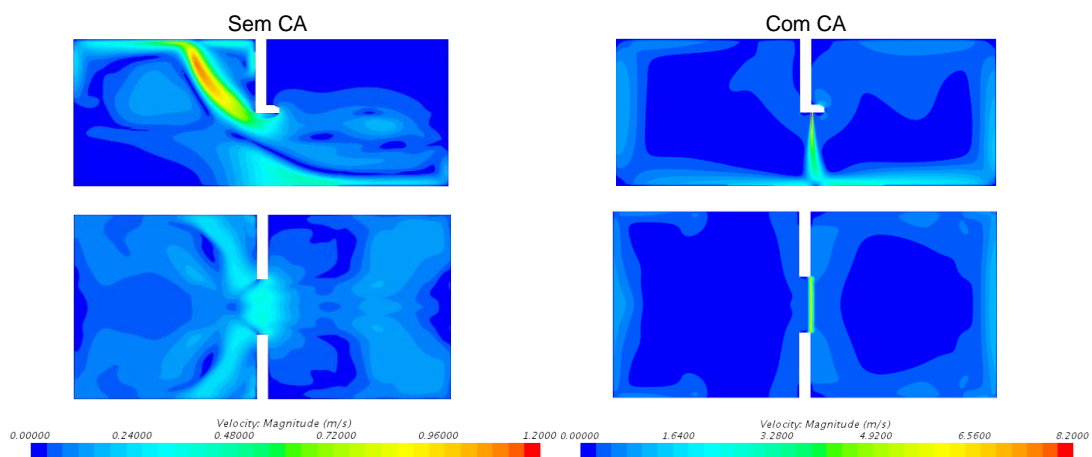


Fig. 56 - Campos de velocidades para  $\Delta T_i=18$  K dos testes de temperatura 3D (vistas laterais em cima e vistas de topo em baixo – planos a 1.5 m de altura)

Com a CA desligada, como expectável, observam-se valores baixos de velocidade em todo o campo. Destaca-se, contudo, uma zona de velocidade que ronda 1.2 m/s na parte superior da sala fria, junto à abertura, resultado da convecção natural, bem como uma zona de velocidade nula, que corresponde à zona de pressão nula (*neutral level*) de Emswiler [16].

Com a cortina de ar em funcionamento, a velocidade máxima do campo é de 8 m/s (velocidade de saída do jato). Observa-se que o jato aparenta uma trajetória vertical e, visto de cima, assume uma forma retilínea ao longo de toda a abertura.

Quanto às trajetórias dos jatos (Fig. 57), observa-se que os jatos sofrem uma deflexão inicial para o lado da sala fria, na proximidade do bocal do ACD, sendo que depois, com o aproximar ao chão, sofrem uma deflexão para o lado contrário. Tal ocorre devido à convecção natural, no qual as massas de ar quente e ar frio tentam penetrar o jato em sentidos opostos (tal não acontece com tanta preponderância nos resultados 2D). Na medida em que este fenómeno é mais preponderante para  $\Delta T$  mais elevados, constata-se que quanto maior a diferença de temperaturas entre as salas, maior a deflexão do jato nas proximidades do bocal, o que resulta numa zona de impacto do jato da simulação  $\Delta T=27$  K menos afastada do bocal da ACD (0.235 m da abertura vs 0.305 m em  $\Delta T=13$  K).

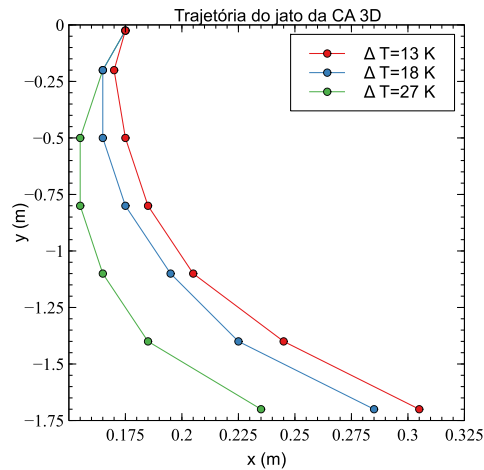


Fig. 57 - Trajetórias dos jatos das CA nos testes de temperatura 3D

### Jet decay rate e jet spreading rate

Nas Fig. 58 e Fig. 59, estão presentes as evoluções da velocidade na linha central e da meia espessura dos três jatos. À semelhança dos testes preliminares e dos testes não isotérmicos em 2D, o cone potencial mantém-se até  $y/H=-5$ . A velocidade na linha central do jato e da meia espessura dos mesmos respeitam as condições dos jatos planos turbulentos livres.

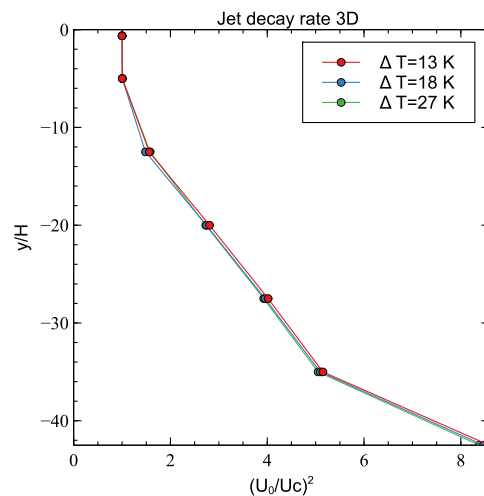


Fig. 58 - Decay rate dos jatos das CA nos testes de temperatura 3D

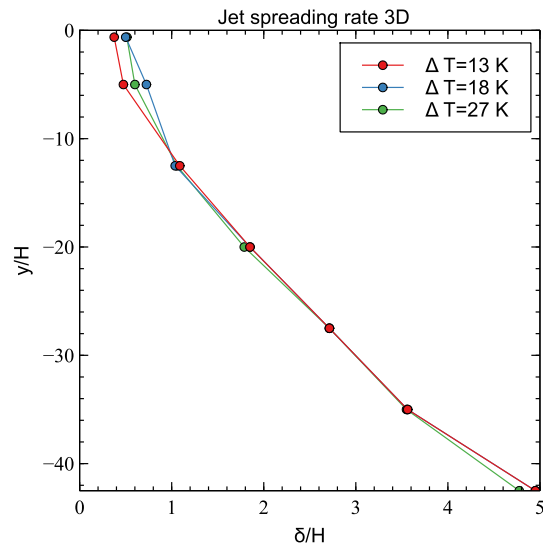


Fig. 59 - Spreading rate dos jatos das CA nos testes de temperatura 3D

### Campos de temperatura

Na Fig. 60, estão apresentados os resultados dos campos de temperatura, no instante final, para as simulações com  $\Delta T=18$  K.

Observando as figuras com a CA ligada, é facilmente detetada a barreira formada pelo jato, que mantém a diferença de temperaturas entre as salas.

À semelhança do que acontece em 2D, nos casos com a CA desligada, podem ser constatadas três zonas distintas (ver 4.2.1. - Campos de temperatura). A zona mais quente na sala fria corresponde à zona de maior velocidade.

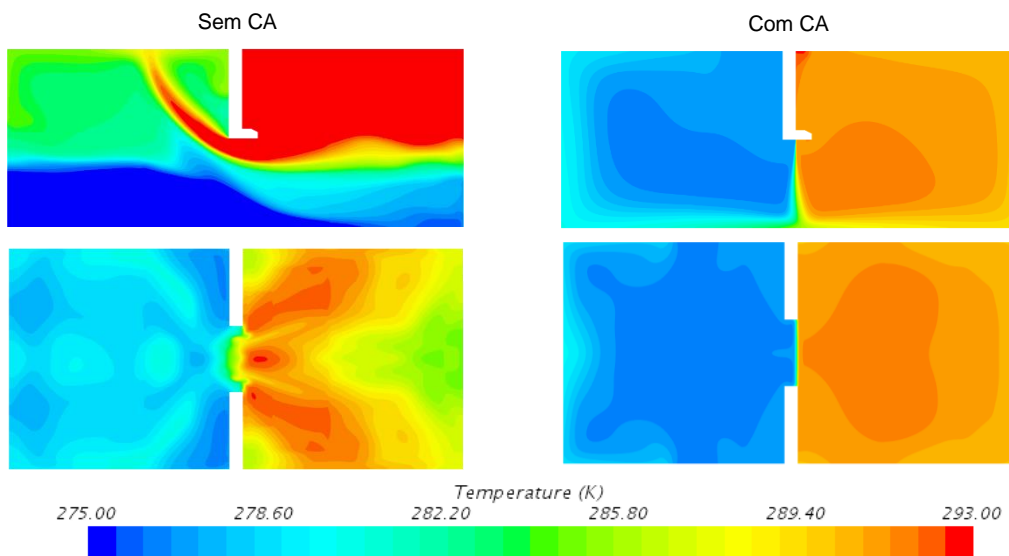


Fig. 60 - Campos de temperaturas para  $\Delta T_i=18$  K dos testes de temperatura 3D (vistas laterais em cima e vistas de topo em baixo – planos a 1.5 m de altura)

## Evolução das temperaturas

Na Fig. 61 e Tabela 17, Tabela 18 e Tabela 19, estão presentes as evoluções das temperaturas em cada sala, com CA ligada e desligada.

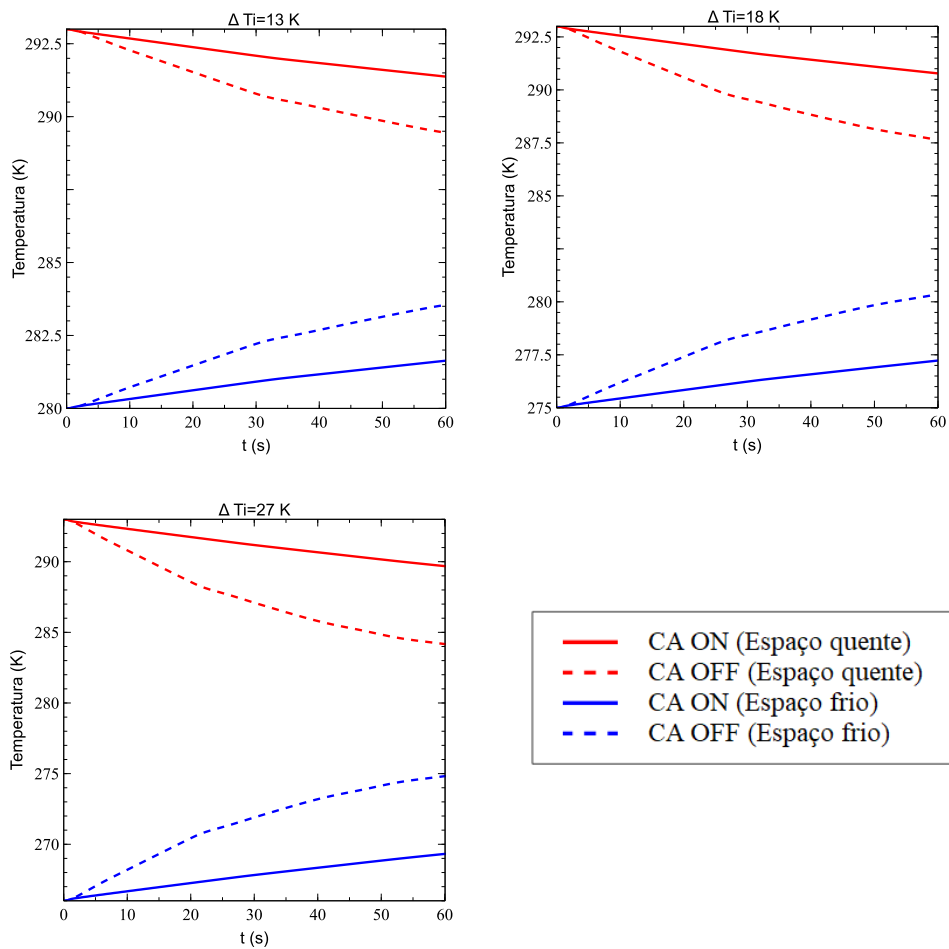


Fig. 61 - Evoluções das temperaturas em cada espaço com e sem CA para os diferentes  $\Delta T_i$  nos testes de temperatura 3D

Tabela 17 - Temperaturas finais sem CA - Testes de temperatura 3D

Sem CA	Sala Fria	Sala Quente	$\Delta T_{\text{Sala fria}}$	$\Delta T_{\text{Sala quente}}$
13 K	283.6 K	289.4 K	3.6 K	-3.6 K
18 K	280.4 K	287.6 K	5.4 K	-5.4 K
27 K	274.8 K	284.2 K	8.8 K	-8.8 K

Tabela 18 - Temperaturas finais com CA - Testes de temperatura 3D

Com CA	Sala Fria	Sala Quente	$\Delta T_{\text{Sala fria}}$	$\Delta T_{\text{Sala quente}}$
13 K	281.6 K	291.4 K	1.6 K	-1.6 K
18 K	277.2 K	290.8 K	2.2 K	-2.2 K
27 K	269.3 K	289.7 K	3.3 K	-3.3 K

Tabela 19 - Diferença de  $\Delta T$  com e sem CA - Testes de temperatura 3D

$\Delta T_i$ (K)	$\Delta T_{\text{Sala fria com CA}} - \Delta T_{\text{Sala fria sem CA}}$ (K)	$\Delta T_{\text{Sala quente com CA}} - \Delta T_{\text{Sala quente sem CA}}$ (K)
13 K	-2	2
18 K	-3.2	3.2
27 K	-5.5	5.5

Mais uma vez, a CA revelou-se eficaz. Verificou-se uma menor variação de temperatura para os casos em que a CA está em funcionamento (2 a 5.5 K, dependendo do  $\Delta T_i$ ).

Com a CA desligada, ao contrário dos resultados 2D (Fig. 54), as temperaturas em cada uma das salas apresentam a mesma tendência durante os 60 s (Fig. 61). Não se observa o fenómeno de recirculação da massa de ar quente descrito para as simulações em 2D. Tal pode ser explicado pela dispersão das massas de ar lateralmente (no eixo do z), aliada ao facto de que, em 3D, as duas salas se encontram separadas lateralmente por paredes. Tal podia acontecer em 3D caso os testes durassem mais tempo – fenómenos em 2D ocorrem mais rapidamente do que em 3D.

Para além disto, tal como nas simulações 2D, observa-se uma tendência com a mudança de diferença de temperaturas entre os espaços. Quanto maior a diferença de temperatura inicial entre estes, maior a transferência de calor de um espaço para outro, tanto com a CA ligada como desligada.

#### 4.2.3. Influência do $\Delta T_i$ na eficiência da CA

Analisando os valores apresentados nas Tabela 14, Tabela 15, Tabela 17 e Tabela 18, pode-se verificar que, com ou sem CA, quanto maior a diferença de temperatura inicial entre as salas, maior a variação de temperatura durante os 60 s. Tal ocorre devido ao maior gradiente térmico.

Da análise das mesmas tabelas, conclui-se que, tanto em 2D como em 3D, a cortina de ar foi parcialmente eficaz. Como se pode verificar, em 2D, o funcionamento da CA diminuiu a troca de calor entre os espaços entre 1.5 a 1.8 K e, em 3D, entre 2 e 5.5 K (Tabela 16 e Tabela 19).

Na Tabela 20, estão apresentados os valores da eficiência da CA nos diferentes testes não isotérmicos, calculados de acordo com as equações (8) e (10); e na Fig. 62 apresenta-se a relação entre  $\Delta T_i$  e a eficiência calculada para a CA, quer em 2D, quer em 3D. De referir que a potência do aparelho mostrou ser desprezável nestes testes de temperatura.



Tabela 20 - Eficiência de selagem em cada teste de temperatura

Eficiência (%)	2D	3D
13 K	22	52
18 K	18.2	57
27 K	10.8	61.5

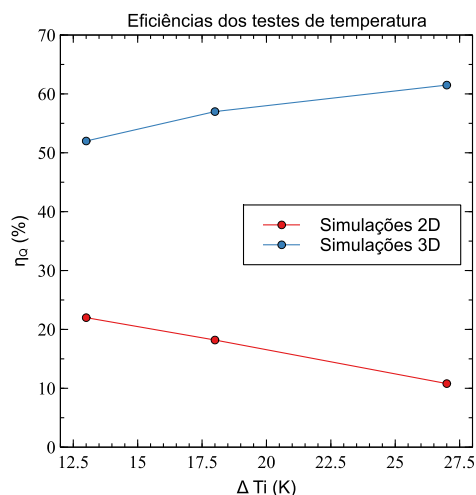


Fig. 62 - Evolução da eficiência de selagem com a diferença de temperaturas inicial ( $\Delta T_i$ )

Como verificado, as eficiências calculadas variaram entre 10.8 e 61.5 %. Os valores de eficiência obtidos nas simulações 3D (52 a 61.5%) revelaram-se muito superiores aos valores obtidos em 2D (10.8 a 22%). Tal pode ser explicado pelo facto de, em 2D, não existir a limitação à passagem de massa e energia entre os espaços conferida pelas paredes presentes em 3D. As simulações em 2D mostram assim uma maior transferência de massa e calor entre os espaços, tornando a cortina ineficiente. Na verdade, as variações de temperatura na sala quente para as simulações em 2D mostraram valores de 3.6 a 7.7 K, e em 3D de 1.6 a 3.3 K.

Também de referir que se observaram tendências inversas entre os resultados 2D e 3D. Para os resultados 2D verificou-se que, quanto maior a diferença de temperatura inicial, menor a eficiência da CA. No entanto, para as simulações 3D, com o aumento desta diferença, maior a eficiência. Os resultados em 3D parecem os mais concordantes com outros estudos. Extrapolando as conclusões de Gonçalves *et al.* (2019) [34], é expectável que a eficiência da CA testada assumira uma tendência ascendente, como a observada em 3D, o que indicia que as simulações em 2D não são tão fiáveis, apesar de aparecerem frequentemente na literatura. Mais, tomando a geometria 3D como a melhor representação de um cenário real, e visto que as tendências e valores das eficiências apresentam diferenças significativas, pode-se concluir que a geometria 2D poderá estar sujeita a vieses importantes nos testes em causa.

Conclui-se assim, no final dos testes de temperatura efetuados que:

- A eficiência de uma CA é maior quanto maior o  $\Delta T_i$ ;
- As simulações de CFD em 2D podem não representar corretamente a realidade.

### 4.3. Testes de vento

Nesta secção estão presentes os resultados relativos aos testes de vento realizados. Lembrar que se realizaram 20 testes em 2D, com e sem CA, para 10 caudais distintos, e 10 testes em 3D, com e sem CA, para 5 caudais distintos. Os campos de velocidade e temperatura são referentes a  $t=10$  s.

#### 4.3.1. Simulações 2D

Para as simulações 2D, como descrito em 3.3.4, foram utilizadas duas gamas de caudais mássicos para simular vento: uma com valores baixos (0.5, 0.75, 1, 1.25 e 1.5 kg/s ou 0.42, 0.63, 0.84, 1.06 e 1.27 m<sup>3</sup>/s) e outra com valores elevados (5, 5.5, 6, 7 e 8 kg/s ou 4.22, 4.65, 5.07, 5.91 e 6.76 m<sup>3</sup>/s). Tais caudais estão sumarizados na Tabela 11.

#### Evolução da diferença de pressão com caudal volumétrico

Como preconizado pela Eurovent, a eficiência de selagem e de infiltração de uma CA exposta ao vento deve ser calculada com valores de pressão de abertura entre 0.5 e 8 Pa (Tabela 7). Tal implica que os caudais impostos na conduta correspondam às pressões de abertura atrás mencionadas. Na Fig. 63 podem ser observadas as diferenças de pressão na abertura e os respectivos caudais volumétricos, com e sem CA, para os pares de planos a 0.17 m e a 0.55 m da abertura.

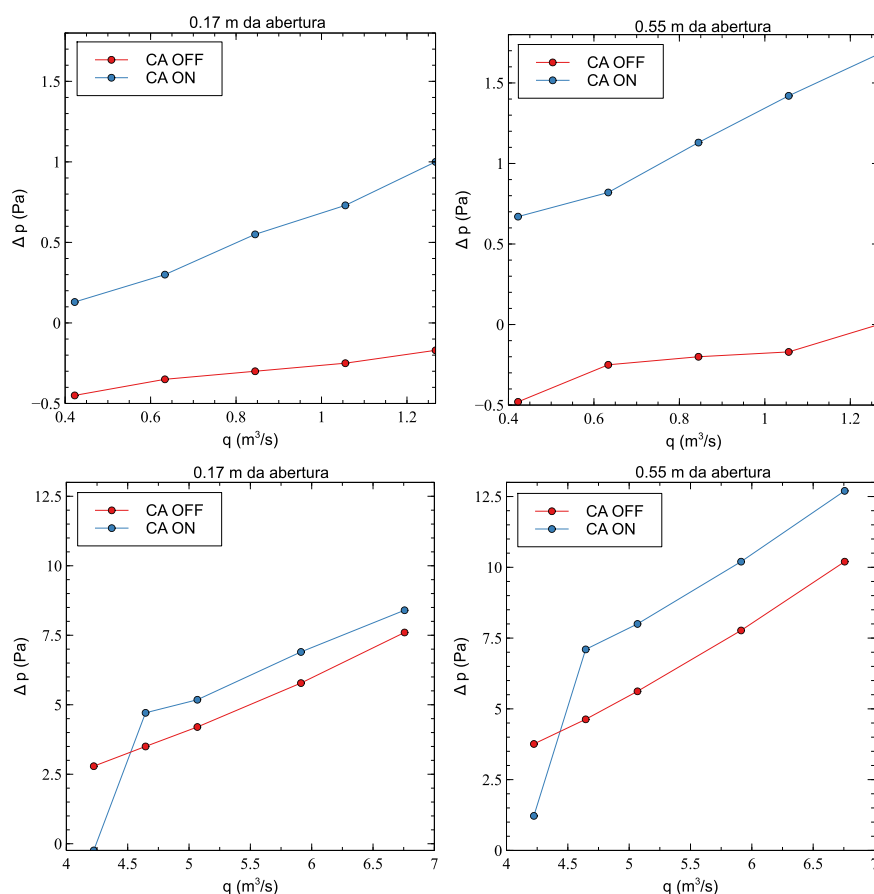


Fig. 63 - Evolução dos  $\Delta p$  com os caudais volumétricos que passam na abertura para os testes de vento em 2D (caudais baixos em cima, caudais altos em baixo)

Analisando a figura, observa-se que, para caudais maiores a diferença de pressão na abertura é também maior. Mais, para as diferentes gamas de caudais, os valores de diferença de pressão obtidos com a CA ligada são superiores aos valores obtidos com a mesma desligada. Tal ocorre porque a cortina de ar atua como uma barreira ao caudal imposto. Segundo a Lei de Ohm aplicada a Mecânica de Fluidos (equação (2)), para maiores resistências à passagem de ar na abertura (cortina de ar em funcionamento), o caudal só se mantém com maiores diferenças de pressão na mesma. Visto de outra forma, para a mesma diferença de pressão na abertura, o caudal é menor com a CA em funcionamento, visto que esta oferece resistência à passagem da massa de ar. Tal é importante para o cálculo da eficiência da CA nos testes de vento (equações (8) e (11)), onde o calor trocado entre as salas depende do caudal que passa na abertura a dada pressão.

A referir que para o caudal de 5 kg/s (4.22 m<sup>3</sup>/s), com CA, se verificou uma deflexão imediata do jato para cima, eliminando a cortina de ar na abertura (Fig. 64), razão pela qual, não havendo resistência, a diferença de pressão na abertura assume valores próximos de 0 Pa (Fig. 63). Este valor não é concordante com os valores obtidos para os outros caudais impostos.

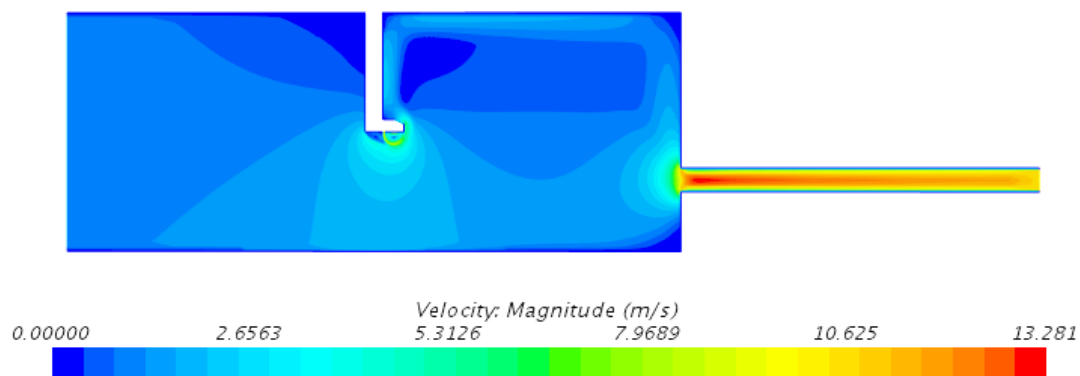


Fig. 64 - Campo de velocidades para o caudal de 5 kg/s (4.22 m<sup>3</sup>/s)

A referir também que, para a gama de caudais baixos, os valores da diferença de pressão sem a CA em funcionamento, assumem valores negativos, provavelmente porque a convecção natural, com a saída de ar quente para o exterior (esquerda) é suficiente para contrapor os baixos caudais impostos.

### Campos de velocidade

Os resultados dos campos de velocidade no instante final dos testes de vento apresentam-se de seguida (Fig. 65 e Fig. 66). Optou-se por mostrar os campos dos caudais 1 kg/s e 6 kg/s (0.84 e 5.07 m<sup>3</sup>/s), na medida em que estes constituem os valores médios da gama de caudais baixos e da gama de caudais altos, respetivamente, e representam adequadamente os resultados dos campos de velocidade dos restantes caudais. A estes acrescentou-se a figura do campo de velocidade para o caudal 1.5 kg/s (1.27 m<sup>3</sup>/s), com CA, de modo a poder efetuar comparações entre caudais.

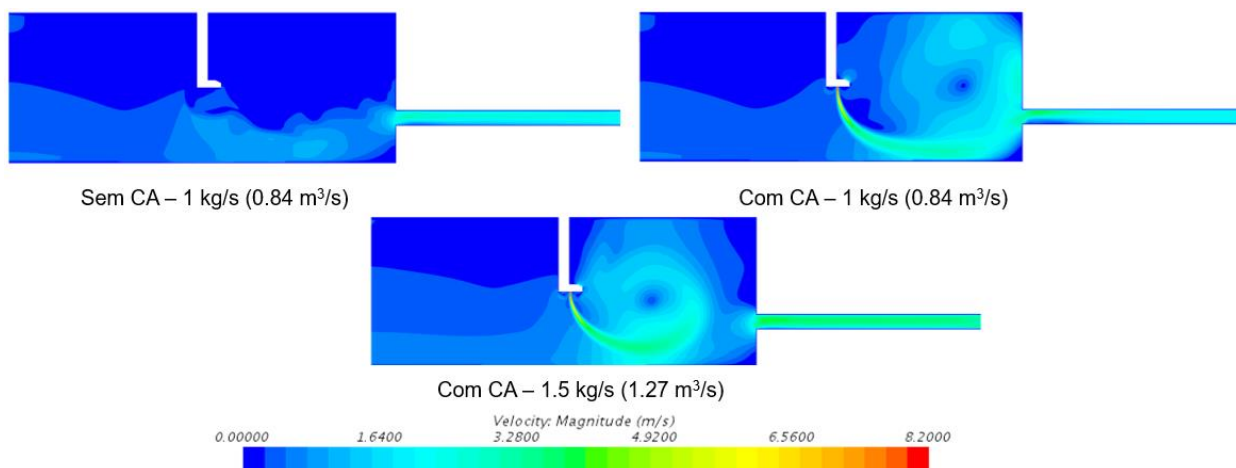


Fig. 65 - Campos de velocidade para o caudal de 1 kg/s (0.84 m<sup>3</sup>/s) com e sem CA e para o caudal 1.5 kg/s (1.27 m<sup>3</sup>/s) com CA

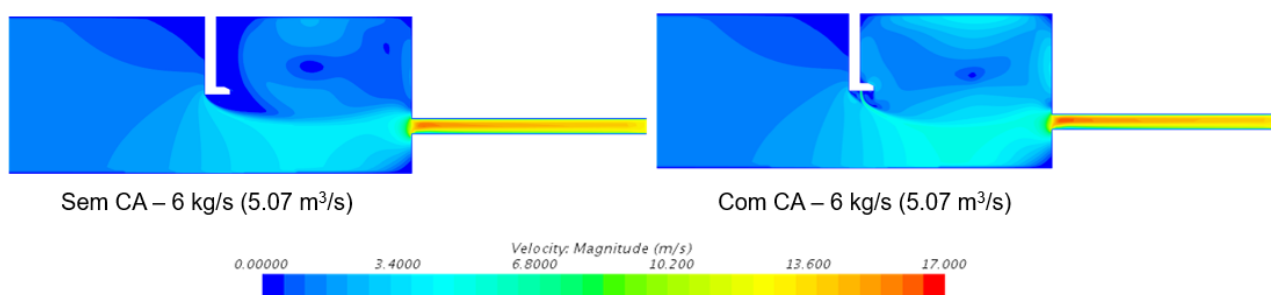


Fig. 66 - Campos de velocidade para o caudal de 6 kg/s (5.07 m<sup>3</sup>/s) com e sem CA

Começando a análise pela gama de caudais elevados, na Fig. 66, verificou-se que os campos de velocidade não diferem muito com a presença da CA. Os caudais utilizados nesta gama são muito elevados, quebrando assim o jato da CA, tal como concluído por Yang *et al.* (2019) em trabalhos anteriores [43].

Para a gama de caudais mais baixos, representados na figura acima (Fig. 65) por 1 kg/s (0.84 m<sup>3</sup>/s), o jato da CA já consegue chegar até ao chão. Nos caudais mais baixos, quanto maior o caudal imposto na entrada, maior a deflexão do jato, como se pode ver na figura acima (Fig. 65), referente a 1.5 kg/s (1.27 m<sup>3</sup>/s).

### Campos de temperatura

Os resultados dos campos de temperatura nos instantes finais dos testes de vento são apresentados de seguida (Fig. 67 e Fig. 68).

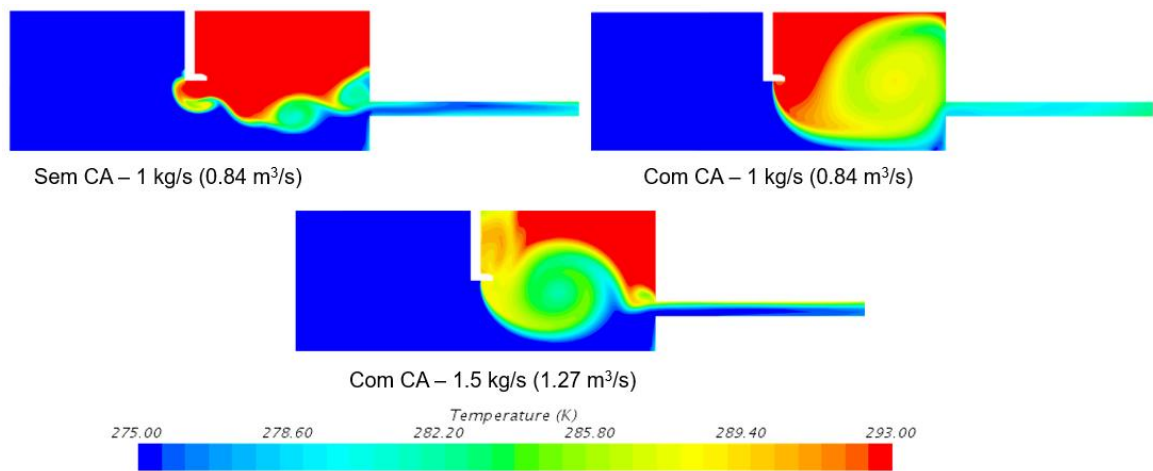


Fig. 67 - Campos de temperatura para o caudal de 1 kg/s (0.84 m<sup>3</sup>/s) com e sem CA e para o caudal 1.5 kg/s (1.27 m<sup>3</sup>/s) com CA

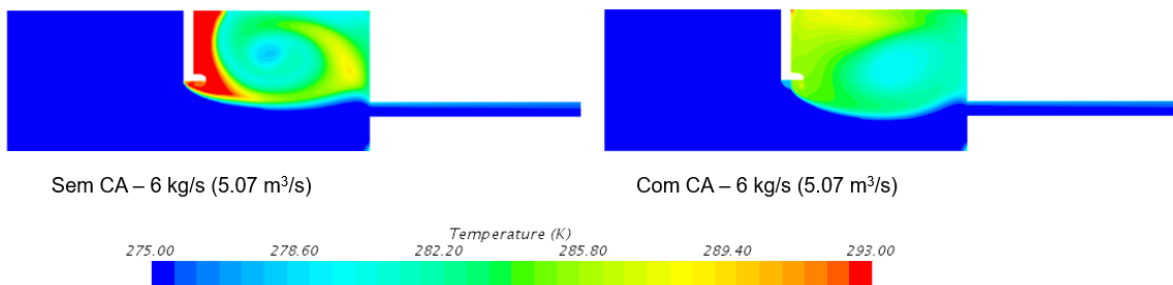


Fig. 68 - Campos de temperatura para o caudal de 6 kg/s (5.07 m<sup>3</sup>/s) com e sem CA

Para os caudais mais elevados, não se verificam grandes diferenças com a CA em funcionamento, reforçando a ideia, verificada nos campos de velocidade, de que a CA tem baixa eficiência para tais caudais (Fig. 68).

Já para os caudais mais baixos, apresentados acima (Fig. 67), pode-se observar que o jato da CA é responsável pela divisão entre as duas massas de ar: a exterior e a interior.

Comparando o caso do caudal de 1.5 kg/s (1.27 m<sup>3</sup>/s) com o caudal de 1 kg/s (0.84 m<sup>3</sup>/s), nota-se que a região de ar frio no chão da sala quente é maior para o caso de 1.5 kg/s (1.27 m<sup>3</sup>/s), maioritariamente devido à maior deflexão do jato.

### Evolução das temperaturas

Na Fig. 69 estão presentes as evoluções das temperaturas em ambos os espaços para a gama de caudais elevados com CA ligada e CA desligada.

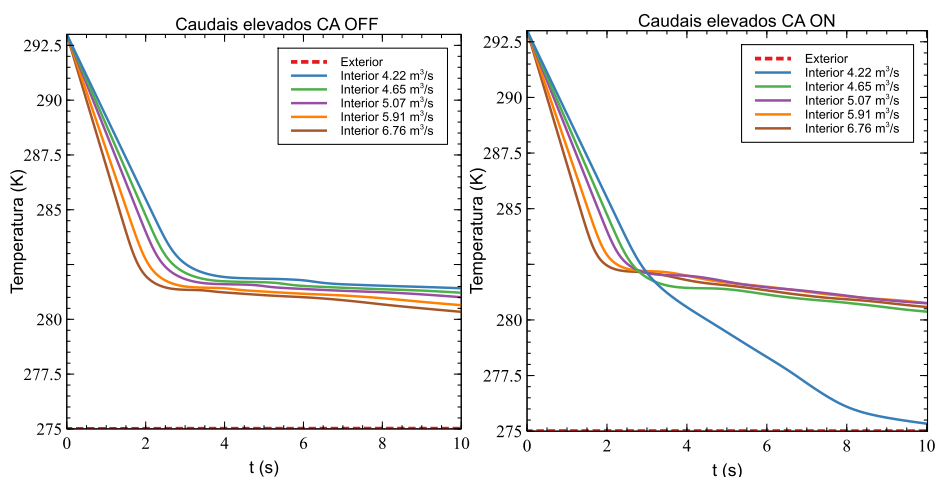


Fig. 69 - Evoluções das temperaturas em cada espaço com e sem CA nos testes de vento 2D (caudais elevados)

Como verificado, não existe uma diferença significativa na variação da temperatura da sala quente para este tipo de caudais, independentemente do estado de funcionamento da CA. Na realidade, o caudal imposto na conduta é o mesmo e representa o caudal que passa na abertura. Assim, a massa de ar frio proveniente do espaço à esquerda é semelhante com CA e sem CA. No entanto, sem CA, o ar exterior dirige-se diretamente para a conduta sem se misturar com o ar da sala quente e, conseqüentemente, levando a uma menor perda (ligeira) de temperatura na sala quente. Como expectável, quanto maior o caudal imposto, maior a variação de temperatura na sala quente. De notar o caso de 5 kg/s (4.22 m<sup>3</sup>/s) com CA, referido acima, onde a temperatura final da sala quente se aproxima da temperatura exterior devido ao facto de ocorrer uma deflexão imediata do jato. No exterior, dado que a face lateral é de pressão constante, observa-se uma temperatura constante ao longo de todos os testes.

Já para a gama de caudais mais baixos (Fig. 70), pode-se verificar que as temperaturas finais da sala são superiores quando comparadas com os caudais mais altos.

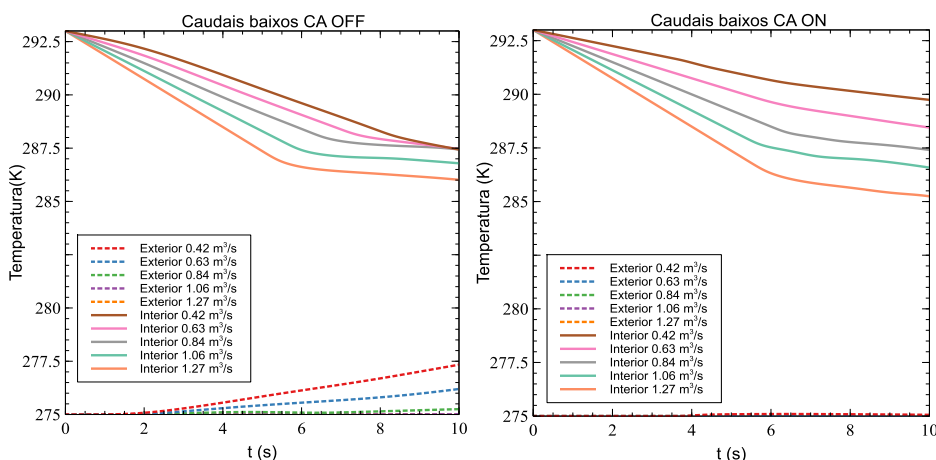


Fig. 70 - Evoluções das temperaturas em cada espaço com e sem CA nos testes de vento 2D (caudais baixos)

Tal é reforçado pela tabela abaixo (Tabela 21), onde se encontram as temperaturas finais na sala quente para os caudais utilizados nas simulações 2D.

Tabela 21 - Temperaturas finais na sala quente nos testes de vento 2D

2D	$\dot{m}$ (kg/s)	$q$ (m <sup>3</sup> /s)	Tf s/ CA (K)	Tf c/ CA (K)
<b>Caudais baixos</b>	0.5	0.42	287.4	289.7
	0.75	0.63	287.5	288.5
	1	0.84	287.4	287.4
	1.25	1.06	286.8	286.6
	1.5	1.27	286.0	285.2
<b>Caudais altos</b>	5	4.22	281.4	275.3
	5.5	4.65	281.2	280.4
	6	5.07	281.0	280.8
	7	5.91	280.7	280.8
	8	6.76	280.3	280.6

De referir que, para os caudais 0.5 e 0.75 kg/s (os mais baixos), é observado um aumento de temperatura no espaço exterior, resultado da convecção natural, que só está presente de forma significativa quando o caudal que passa na abertura tem valores desta magnitude (Fig. 71).

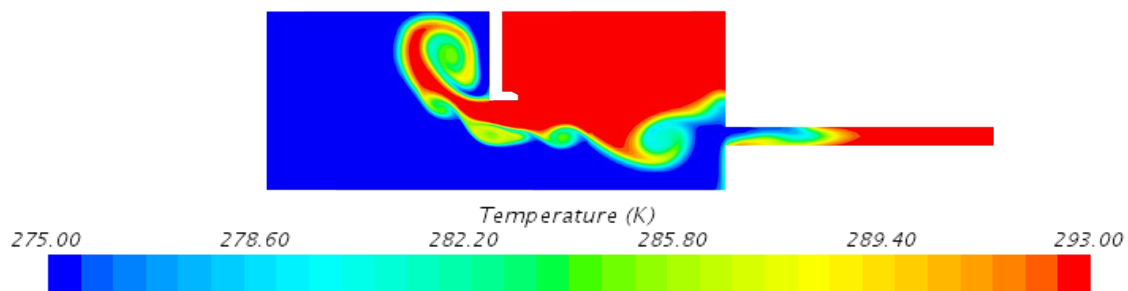


Fig. 71 - Campo de temperatura para caudal de 0.5 kg/s (0.42 m<sup>3</sup>/s) em t=10 s.

#### 4.3.2. Simulações 3D

Nesta secção estão apresentados os resultados das simulações 3D relativos aos testes de vento. À semelhança das simulações em 2D, procurou-se obedecer à gama de valores de diferença de pressão recomendada pela Eurovent, de 0.5 a 8 Pa. Nessa medida, foi utilizada uma gama de caudais de 2.5, 3, 4, 5 e 6 kg/s (2.11, 2.53, 3.38, 4.22 e 5.07 m<sup>3</sup>/s).

#### Evolução da diferença de pressão com caudal volumétrico

Na Fig. 72 encontram-se as evoluções das diferenças de pressão na abertura com os caudais impostos na conduta. Tal como nas simulações 2D, apresentam-se as diferenças de pressão entre os dois pares de planos localizados na vizinhança da abertura (0.17 m e 0.55 m). Como expectável, à medida que o caudal imposto aumenta, a diferença de pressão na abertura aumenta. Quando a CA se encontra em funcionamento, os valores de diferença de pressão na abertura são maiores do que os que se registam quando a CA não se encontra em funcionamento. Visto de outra forma, para a mesma

diferença de pressão na abertura, o caudal e, conseqüentemente, a troca de calor entre os espaços, será maior sem a CA.

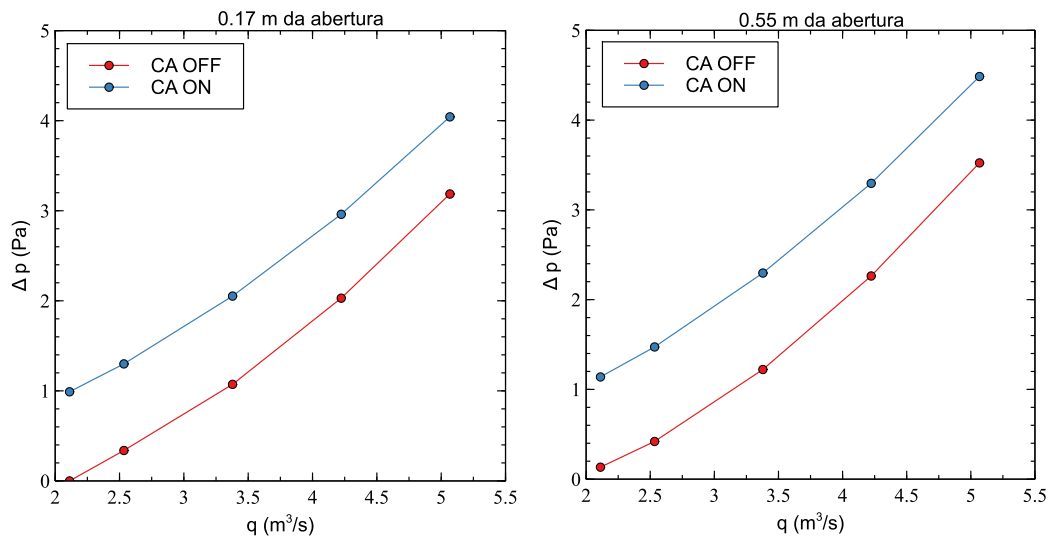


Fig. 72 - Evolução do  $\Delta p$  com os caudais volumétricos que passam na abertura para os testes de vento 3D

### Campos de velocidade

Nas Fig. 73 e Fig. 74 apresentam-se os resultados dos campos de velocidade, com e sem CA, para os caudais 2.5, 4 e 6 kg/s (2.11, 3.38 e 5.07 m³/s).

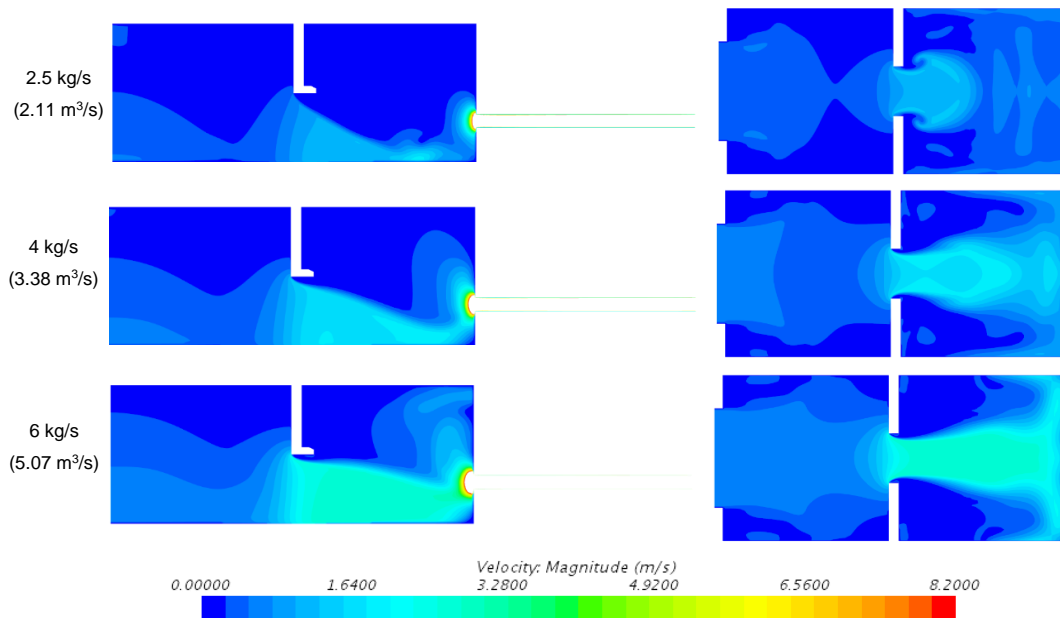


Fig. 73 - Campos de velocidade para caudais de 2.5, 4 e 6 kg/s (2.11, 3.38, 5.07 m³/s) sem CA (vistas laterais à esquerda e vistas de topo à direita – planos a 0.5 m de altura)



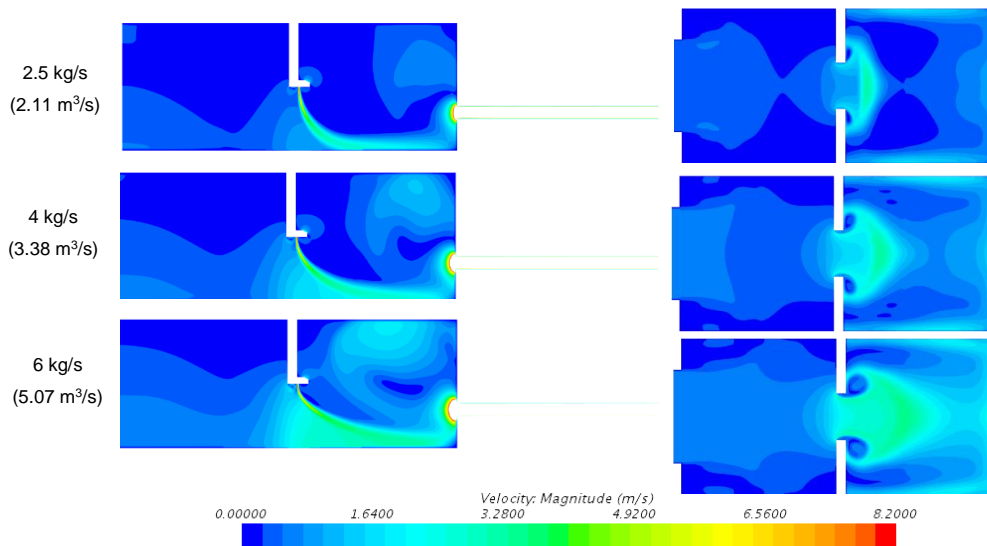


Fig. 74 - Campos de velocidade para caudais de 2.5, 4 e 6 kg/s (2.11, 3.38, 5.07 m<sup>3</sup>/s) com CA (vistas laterais à esquerda e vistas de topo à direita – planos a 0.5 m de altura)

Nos casos em que a CA se encontra desligada (Fig. 73), observa-se uma zona, de baixa velocidade, que representa a aspiração do ar do espaço quente pela conduta. Como expectável, esta zona encontra-se na região central do espaço quente, na medida em que a conduta de ventilação está alinhada com a abertura.

Para os casos com a CA ligada (Fig. 74), nas vistas laterais, observa-se a deflexão dos jatos, como consequência da sucção gerada pela conduta. Com o aumento de caudal imposto, a deflexão aumenta. De referir que, nas vistas superiores, se observa o efeito das paredes que dividem os espaços no escoamento do jato (efeito Coanda).

### Campos de temperatura

Nas Fig. 75 e Fig. 76 podem ser observados os resultados dos campos de temperatura, com e sem CA, para os caudais 2.5, 4 e 6 kg/s (2.11, 3.38 e 5.07 m<sup>3</sup>/s).

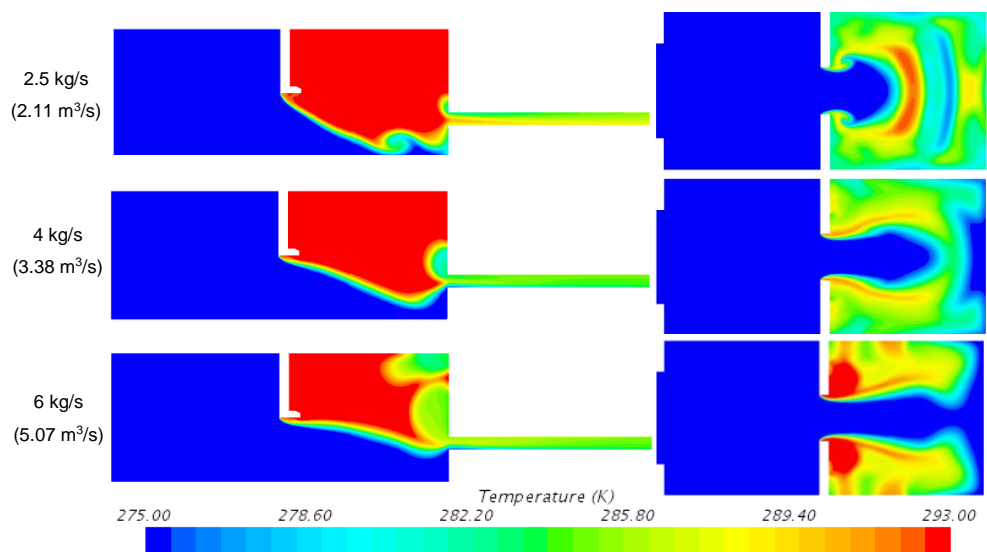


Fig. 75 - Campos de temperatura para caudais de 2.5, 4 e 6 kg/s (2.11, 3.38, 5.07 m<sup>3</sup>/s) sem CA (vistas laterais à esquerda e vistas de topo à direita – planos a 0.5 m de altura)

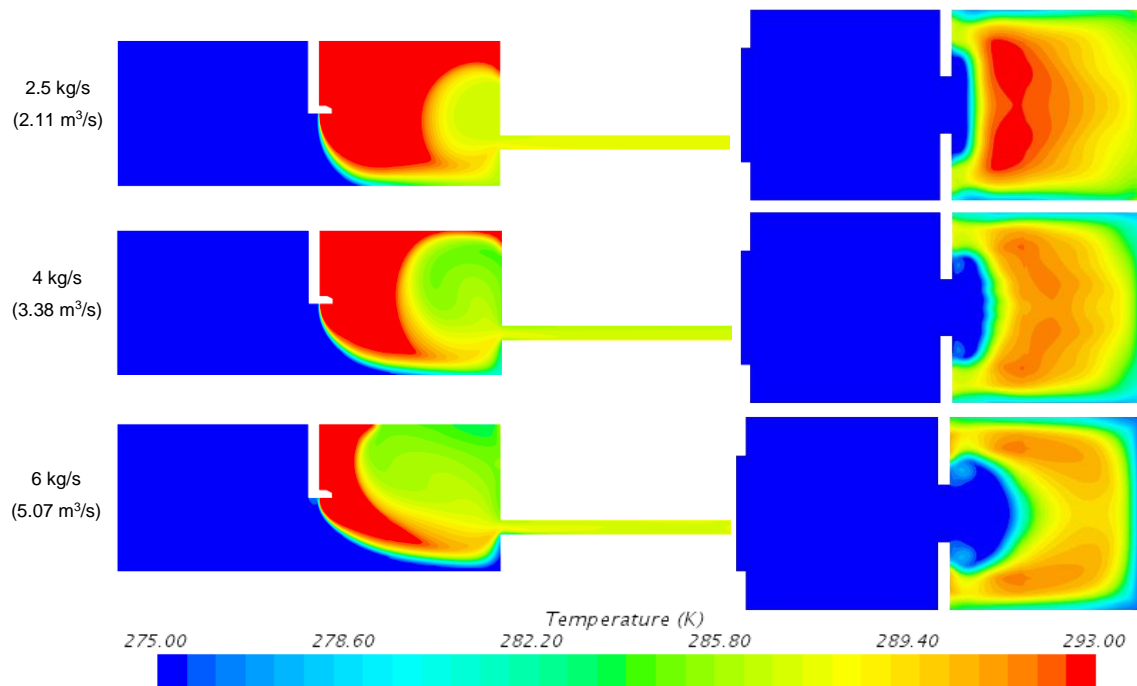


Fig. 76 - Campos de temperatura para caudais de 2.5, 4 e 6 kg/s (2.11, 3.38, 5.07 m<sup>3</sup>/s) com CA (vistas laterais à esquerda e vistas de topo à direita – planos a 0.5 m de altura)

Nos casos sem CA (Fig. 75), verifica-se que a massa de ar frio, exterior, penetra a abertura em direção à conduta. Quanto maior o caudal imposto, maior a massa de ar frio que se infiltra na sala. Como expectável, a massa de ar quente é retida na parte superior da sala.

Com a CA em funcionamento (Fig. 76), observa-se que o jato cria uma barreira entre a massa de ar frio e a massa de ar quente. À semelhança do que foi observado nos campos de velocidade, quanto maior o caudal imposto na conduta, maior a deflexão do jato (vistas lateral e de topo) e maior a massa de ar frio que entra na sala quente. De referir uma zona de temperaturas intermédias na proximidade da conduta, cuja dimensão é maior para caudais maiores (região a verde da vista lateral dos campos de temperatura da Fig. 76).

### Evolução de temperaturas

Na Fig. 77 mostram-se as evoluções das temperaturas dos espaços, com e sem CA, para os caudais já descritos.

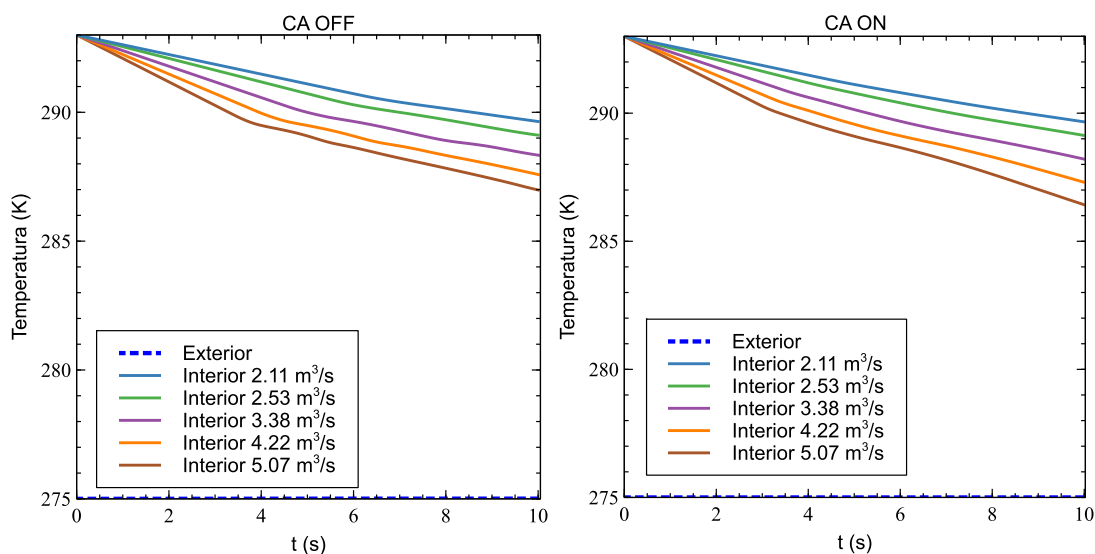


Fig. 77 - Evoluções das temperaturas em cada espaço com e sem CA nos testes de vento 3D

Na Tabela 22, estão apresentadas as temperaturas finais de cada teste.

Tabela 22 - Temperaturas finais na sala quente nos testes de vento 3D

$\dot{m}$ (kg/s)	$q$ (m <sup>3</sup> /s)	Tf s/ CA (K)	Tf c/ CA (K)
2.5	2.11	289.6	289.7
3	2.53	289.1	289.1
4	3.38	288.3	288.2
5	4.22	287.6	287.3
6	5.07	287.0	286.4

Como pode ser observado, quanto maior o caudal na abertura, maior a variação de temperatura na sala.

Visto que o mesmo caudal foi imposto para os casos com e sem CA, a massa de ar frio que passou pela abertura é aproximadamente a mesma e, portanto, a variação de temperatura no interior foi semelhante nos dois casos. As pequenas diferenças de temperaturas finais com e sem CA podem estar relacionadas com as massas de ar aspiradas pela conduta de ar. Para o exterior, sem grande surpresa, observa-se uma temperatura constante.

#### 4.3.3. Influência do $\Delta p$ na eficiência da cortina de ar

Nas Tabela 23 e Tabela 24, estão apresentados os valores da eficiência de selagem e da eficiência de infiltração da CA para 3 diferenças de pressão: 1 Pa, 2.5 Pa (valor recomendado pela Eurovent para calcular a eficiência de uma CA) e 4 Pa (usado como valor de referência nos EUA -

Sherman e Grimsrud (1980) [59]). Estas eficiências foram calculadas entre os dois pares de planos (0.17 m e 0.55 m da abertura) e de acordo com as equações (8),(9) e (11), sendo que variam entre 0 e 46.5%. De referir que os 0% obtidos em 2D para 4 Pa se devem a aproximações explicadas mais à frente.

Tabela 23 - Eficiências de selagem e infiltração para os planos a 0.17 m da abertura para 2D e 3D

Eficiência (%) / Eficiência de infiltração (%) Planos a 0.17 m abertura	2D	3D
1 Pa	16.1 / 25	42 / 35.6
2.5 Pa	4.9 / 13.6	18 / 16.8
4 Pa	0 / 8.8	6.5 / 10

Tabela 24 - Eficiências de selagem e infiltração para os planos 0.55 m da abertura para 2D e 3D

Eficiência (%) / Eficiência de infiltração (%) Planos a 0.55 m abertura	2D	3D
1 Pa	35 / 42.4	46.5 / 39.3
2.5 Pa	25.2 / 29.9	21.4 / 19
4 Pa	21.5 / 24.3	9 / 11.4

As tabelas encontram-se sumarizadas na Fig. 78.

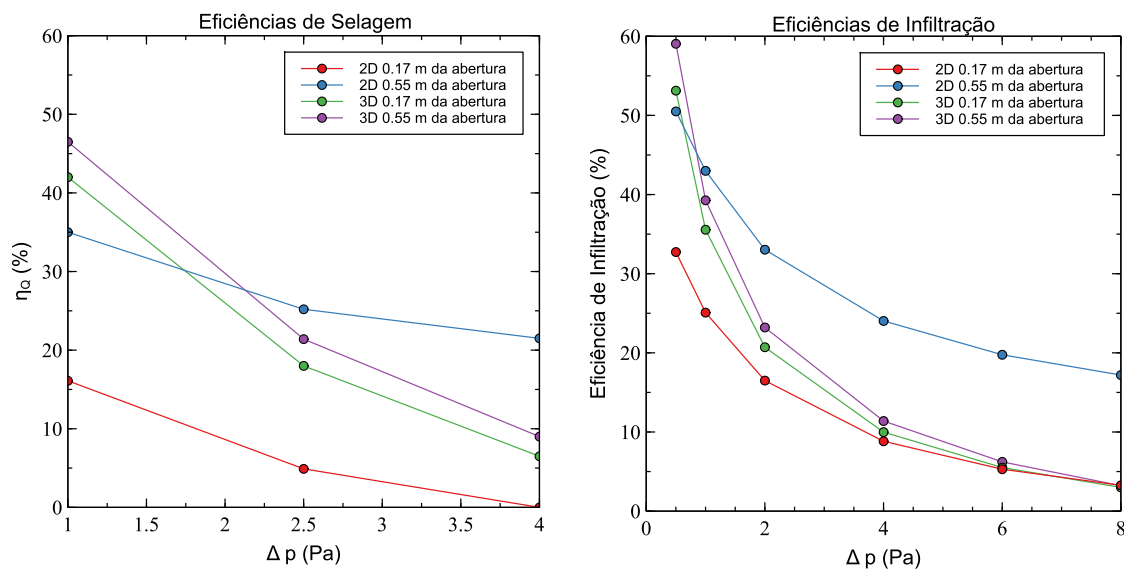


Fig. 78 - Evoluções das eficiências de selagem e infiltração com  $\Delta p$  na abertura

Tanto os resultados 2D como 3D apresentam a mesma tendência. Quanto maior a diferença de pressão medida na abertura, menor a eficiência da CA. Comparando os resultados da diferença de pressão medida nos planos a 0.17 m e a 0.55 m da abertura, observa-se que os valores de eficiência

são superiores quando a diferença de pressão é medida nos planos a 0.55 m. O mesmo se pode observar para eficiência de infiltração.

Comparando os resultados em 2D e 3D, à semelhança do que aconteceu nos testes de temperatura, observam-se valores muito díspares. Como já explicado, considera-se que os resultados em 3D são os mais fiáveis, na medida em que representam melhor a realidade, incluem as paredes colocadas lateralmente à abertura, importantes na separação dos espaços. Importa referir que, em 2D, entre os caudais de 2 kg/s a 5 kg/s, se verificou uma deflexão exagerada do jato (ver Fig. 63 e Fig. 64) e não foi possível obter, de forma direta, os resultados concretos para os caudais correspondentes a 1, 2.5 e 4 Pa. A obtenção destes valores resultou da aplicação de uma regressão linear, algo que acarreta erros (por exemplo os 0% obtidos para 4 Pa). Em 3D não houve essa necessidade.

Conclui-se assim que:

- A eficiência de uma CA é tão maior quanto menor a diferença de pressão na abertura; logo, quanto menor o caudal de vento a que a CA está sujeita;
- As simulações de CFD em 2D podem não representar corretamente a realidade, como já observado para os testes de temperatura.

#### **4.4. Comparação entre 2D e 3D**

Um dos objetivos deste trabalho é observar e analisar as diferenças entre as simulações 2D e 3D, de modo a concluir se uma simulação 2D, computacionalmente menos exigente, é uma boa representação de um teste a uma cortina de ar.

Tal como esperado, após a realização das diferentes simulações e análise de resultados, foram encontradas diferenças substanciais.

Em primeiro lugar, foram identificadas diferenças nas trajetórias dos jatos para os testes de temperatura, observando-se uma maior deflexão dos jatos em 2D comparando com os jatos em 3D. Estes resultados são justificados pelo facto das paredes que dividem as salas (paredes laterais ao jato da CA) não serem contabilizadas na geometria 2D. Como resultado, o escoamento causado pelo gradiente térmico na geometria 2D apenas se move no plano XY, sendo que, na geometria 3D, ocorre uma difusão de ar que inclui também o plano normal a x, o que pode contrariar parte do escoamento no plano XY, resultando então numa menor deflexão do jato. Obtiveram-se, assim, jatos mais verticais nas simulações em 3D.

Em segundo, pelo retorno de ar da sala fria para a quente, observado nos testes de temperatura 2D sem CA, pode ser concluído que os fenómenos em 2D ocorrem mais rapidamente do que em 3D. Tal leva a crer que caso os testes de temperatura tivessem durado mais tempo, o retorno de ar observado em 2D também teria ocorrido para a geometria 3D.

Em terceiro lugar, podem ser observadas maiores variações de temperaturas durante os testes de temperatura e vento para as simulações 2D. Tal acontece, pois, a transferência de uma certa massa de ar é muito mais preponderante numa região 2D (sala é representada por uma superfície) do que numa região 3D. Outra causa possível para estas diferenças é o facto de, nas simulações 2D, o único agente separador de espaços ser a CA, ocorrendo mais facilmente a transferência de calor.

Por fim, e como consequência do ponto anterior, os valores da eficiência de selagem para os testes de temperatura e de vento foram diferentes. Nos testes de temperatura, as eficiências calculadas em 2D revelaram-se bastante inferiores às eficiências calculadas em 3D. Já para os testes de vento, as eficiências em 2D diferiram das eficiências em 3D, umas vezes no sentido de maiores eficiências, outras vezes mostrando valores mais baixos.

Considera-se, assim, que, para os testes em causa, a aplicação de geometrias em 2D pode enviesar os resultados, pelo que se considera que o recurso à geometria 3D é essencial para uma melhor aproximação aos resultados experimentais.

## 5. Conclusão

### 5.1. Conclusões

Atualmente, com o aumento da competitividade do mercado, as empresas procuram formas de aumentar os seus lucros, diminuindo os seus gastos energéticos e procurando melhores condições nos seus espaços. Uma das tecnologias que o permite são as cortinas de ar. Estas apresentam um conjunto de características que permitem a poupança de energia, a melhoria da qualidade do ar, mantendo temperaturas adequadas nos espaços através da criação de uma barreira física entre estes. Estas vantagens assentam numa correta instalação da cortina, cuja eficiência de separação climática é influenciada por inúmeros fatores: uns relacionados com o jato (velocidade inicial do jato, ângulo de saída, dimensão do bocal), outros relacionados com as condições envolventes (diferença de temperatura entre os espaços, presença de vento). Assim, o estudo da influência destes fatores na eficiência de uma cortina de ar é essencial para melhorar o rendimento das mesmas.

Neste trabalho em concreto, tiveram-se como principais objetivos a avaliação da eficiência de selagem de uma cortina de ar a operar em condições não isotérmicas entre dois espaços interiores e um espaço interior em contacto com o exterior. Estudou-se especificamente a influência que a diferença de temperatura entre os espaços tinha na eficiência de uma CA e a influência de diferentes caudais de vento na performance da mesma.

Para atingir estes objetivos, ao invés de implementar uma atividade experimental, procedeu-se à realização de simulações em *Computational Fluid Dynamics* (CFD), no software *Star-CCM+*. Realizaram-se simulações em 2D e em 3D, o que permitiu também avaliar a fiabilidade dos modelos 2D, que requerem menos esforço computacional, na modelação de uma cortina de ar.

As simulações em CFD foram realizadas simulando uma cortina existente no mercado (PA2515A, FRICO) sob as condições preconizadas pela Eurovent, da qual a EFRIARC (Associação Portuguesa dos Engenheiros de Frio Industrial e Ar Condicionado) é membro.

Realizaram-se dois tipos de testes: testes de temperatura, onde se observou a influência da diferença de temperatura na eficiência de selagem da CA entre dois espaços interiores (diferenças de 13,18 e 27 K); e, testes de vento onde se observou a influência que diferentes caudais de vento apresentavam na eficiência da cortina.

Dos testes de temperatura, conclui-se que, quanto maior a diferença de temperatura inicial entre os espaços, maior a eficiência da CA. No caso dos testes em 3D, obtiveram-se valores de 52, 57 e 61.5% de eficiência de selagem para as diferenças de temperatura de 13,18 e 27 K. Os valores das eficiências obtidas em 2D apresentaram, contudo, uma tendência inversa. Infere-se assim que, as simulações 2D, apesar de terem modelado corretamente o jato de uma CA, não são uma boa representação de testes experimentais.

Quanto aos testes de vento, conclui-se que, o aumento do caudal de vento, associado a um aumento da diferença de pressão na abertura entre espaços, se associa a uma diminuição da eficiência. Nas simulações em 2D observaram-se eficiências de selagem de 0 a 35% e, nas 3D, de 6.5 a 46.5%. Estes resultados apresentaram a mesma tendência, quer em 2D, quer em 3D. No entanto, à

semelhança dos testes de temperatura, as simulações em 2D parecem não ter sido tão fiáveis como as simulações em 3D.

Em suma, quanto maior a diferença de temperaturas entre dois espaços e quanto menor o caudal de vento a que a CA está sujeita, maior a sua eficiência de selagem. As simulações de CFD em 2D não parecem simular corretamente as simulações associadas a cortinas de ar.

## **5.2. Trabalho futuro**

Em relação ao trabalho futuro, existem várias abordagens que se podem tomar com a finalidade de ampliar ainda mais os conhecimentos acerca da eficiência de selagem das cortinas de ar.

Antes de mais, visto que neste trabalho não se realizaram experimentalmente os testes recomendados pela Eurovent, seria importante a sua realização de modo a avaliar a fiabilidade das simulações aqui realizadas em CFD.

Adicionalmente, sendo uma cortina de ar um mecanismo que pode ser sujeito a várias alterações nos seus parâmetros, seria relevante o uso de outros valores de velocidade, orientações do jato ou diferentes dimensões do bocal, de modo a analisar o seu efeito na eficiência da CA. Para além disto, seria importante testar mais variações de temperatura e de caudais de vento, de modo a poder obter mais valores de eficiências, complementando os resultados obtidos neste trabalho. Por último, podem ser testados espaços e aberturas com outras dimensões.

Visto que a malha utilizada no modelo LES não foi densa o suficiente, o que levou a certas vieses nos resultados, recomenda-se a realização de testes com LES com uma malha mais refinada e intervalos de tempo menores.

Finalmente, visto que a literatura acerca das diferenças entre o uso de modelos 2D e 3D em CFD, no estudo de uma CA, não é abrangente, e apesar de ambos os modelos terem sido testados neste trabalho, seria bastante útil a realização de mais estudos relacionados com o tema, de modo a alargar o conhecimento acerca do mesmo, com a esperança de viabilizar o uso de uma geometria fiável em 2D. Tal facilitaria bastante o estudo de uma CA em trabalhos futuros.



## Referências bibliográficas

1. Schwab K. The Global Competitiveness Report 2019 [Internet]. 2019. Available from: [http://www3.weforum.org/docs/WEF\\_TheGlobalCompetitivenessReport2019.pdf](http://www3.weforum.org/docs/WEF_TheGlobalCompetitivenessReport2019.pdf)
2. Carbon Dioxide Information Analysis Center - Available from: <https://ourworldindata.org/co2-and-other-greenhouse-gas-emissions#how-have-global-co2-emissions-changed-over-time>.
3. Howell RH, Shibata M. Optimum heat transfer through turbulent recirculated plane air curtains. ASHRAE Transactions. 1980;86 (1): 188–200.
4. Zion Market Research - “Europe Air Curtain Market (Re-Circulating Air Curtains and Non Re-Circulating) For Commercial, Industrial And Others: Europe Industry Perspective, Comprehensive Analysis, and Forecast, 2016 – 2022”. 2017.
5. Decision Databases - Air Curtain Market Research Report. 2019. Offered by DecisionDatabases.com.
6. Rs FI, On DITI. Eurovent - Air Curtains Guidebook. 2016.
7. Cross Flow. Website da Cross Flow, [http://www.crossflowindia.com/Air\\_curtains.html](http://www.crossflowindia.com/Air_curtains.html), acessado a 18 de Setembro de 2020.
8. Takahashi K, Inoh M. Some measurements on air curtain efficiency for cold rooms. In: Proc. 11th International Congress of Refrigeration.1963; Vol. II:1035–1039.
9. Hayes FC, Stoecker WF. Heat transfer characteristics of the air curtain. ASHRAE Transactions. 1969;75 (2): 153–167.
10. Hayes FC, Stoecker WF. Design data for air curtains. ASHRAE Transactions. 1969; 75 (2):168–180.
11. Airtecnicos. Website da Airtecnicos, <https://www.airtecnicos.com/technology/how-air-curtains-work>, acessado a 18 de Setembro de 2020.
12. IndiaMart. Website da IndiaMart, <https://www.indiamart.com/proddetail/air-curtain-6604447248.html>, acessado a 18 de Setembro de 2020.
13. Air In Motion. Website da Air In Motion, <https://airinmotion.world/en/high-speed-door-strip-curtain-or-air-curtain-for-cold-storage/>.
14. Ligtenburg, PJJH, Wijffels, D. Innovative air curtains for frozen food stores. In: Proceedings of the 19th International Congress of Refrigeration. 1995; 420–437. In.
15. Foster AM, Swain MJ, Barrett R, D’Agaro P, Ketteringham LP, James SJ. Three-dimensional effects of an air curtain used to restrict cold room infiltration. Appl Math Model. 2007;31(6):1109–23.
16. Emswiler JE. Journal of the American Society of Heating and Ventilation Engineers.1926;32 (1):1-16.
17. Magalhães Almeida MO. The effect of the wall downstream on air curtain sealing efficiency. MSc Thesis in Building Physics, Eindhoven University of Technology. 2017.
18. Brown WG, Solvason KR. Natural convection through rectangular openings in partitions Pt. 1 : Vertical partitions. Int J Heat and Mass Transfer. 1963; 5:859–68.
19. Pham QT, Olivier DW. Infiltration of air into cold stores. In: Proceedings of the international

- congress on Refrigeration. Paris. 1983; 4: 67-72. In.
20. Eurovent. Air curtain unit - Classification , test conditions and energy performance calculations. 2016. Vol. 32. 1–35 p.
  21. Growth of Turbulence in a Flow Channel, <https://sites.google.com/site/raminjabbari/turbulence>,  
acedido a 18 de Setembro de 2020.
  22. Maurel S, Sollicc C. A turbulent plane jet impinging nearby and far from a flat plate. *Exp Fluids*. 2001;31(6):687–96.
  23. Forthmann E. Turbulent jet expansion. National advisory committee for aeronautics. Technical memorandum. 1936.
  24. Abramovich GN, Schindel LH. The theory of turbulent jets. Cambridge : MIT Press. 1963.
  25. Rajaratnam N. Turbulent jets. *Developments in water science*. 1976.
  26. Chen CJ, Rodi W. Vertical buoyant jets. Pergamon press, Oxford. 1980.
  27. Ramaprian BR, Chandrasekhara MS. LDA measurements in plane turbulent jets. *J. Fluids Eng*. 1985;107: 264-271.
  28. Launder BE, Rodi W. The turbulent wall jet. *Ann. Rev. Fluid Mech*. 1983; 15:429-59.
  29. Zou Y. Air jets in ventilation applications. 2001.
  30. Gonçalves JC, Costa JJ, Figueiredo AR, Lopes AMG. Study of the aerodynamic sealing of a cold store - Experimental and numerical approaches. *Energy Build*. 2012;55:779–89.
  31. Jaramillo JE, Pérez-Segarra CD, Oliva A, Oliet C. Analysis of the dynamic behavior of refrigerated spaces using air curtains. *Numer Heat Transf Part A Appl*. 2009;55(6):553–73.
  32. Costa JJ, Oliveira LA, Silva MCG. Energy savings by aerodynamic sealing with a downward-blowing plane air curtain-A numerical approach. *Energy Build*. 2006;38(10):1182–93.
  33. Paepe M. Study of air curtains used to restrict infiltration into refrigerated rooms. *Int Conf on Heat Transf Fluid Mech and Thermo*. 2010; 1763-69.
  34. Gonçalves JC, Costa JJ, Lopes AMG. Parametric study on the performance of an air curtain based on CFD simulations - New proposal for automatic operation. *J Wind Eng Ind Aerodyn*. 2019;193:103951.
  35. Khayrullina A, van Hooff T, Alanis Ruiz C, Blocken B, van Heijst GJ. Minimum momentum flux ratio required to prevent air curtain breakthrough in case of cross-curtain pressure gradients: CFD versus analytical equation. *Build Simul*. 2020;13(4):943–60.
  36. Gonçalves JC, Costa JJ, Figueiredo AR, Lopes AMG. CFD modelling of aerodynamic sealing by vertical and horizontal air curtains. *Energy Build*. 2012;52:153–60.
  37. Baydar E, Ozmen Y. An experimental investigation on flow structures of confined and unconfined impinging air jets. *Heat Mass Transf und Stoffuebertragung*. 2006;42(4):338–46.
  38. O'Donovan TS, Murray DB. Jet impingement heat transfer - Part I: Mean and root-mean-square heat transfer and velocity distributions. *Int J Heat Mass Transf*. 2007;50(17–18):3291–301.
  39. Shih YC, Yang AS, Lu CW. Using air curtain to control pollutant spreading for emergency management in a cleanroom. *Build Environ*. 2011;46(5):1104–14.
  40. Moureh J, Yataghene M. Numerical and experimental study of airflow patterns and global exchanges through an air curtain subjected to external lateral flow. *Exp Therm Fluid Sci*.

- 2016;74:308–23.
41. Sirén K. Technical dimensioning of a vertically upwards-blowing air curtain - Part II. *Energy Build.* 2003;35(7):697–705.
  42. Frank D, Linden PF. The effectiveness of an air curtain in the doorway of a ventilated building. *J Fluid Mech.* 2014;756:130–64.
  43. Yang S, Alrawashdeh H, Zhang C, Qi D, Wang L, Stathopoulos T. Wind effects on air curtain performance at building entrances. *Build Environ.* 2019;151:75–87.
  44. Juraeva M, Lee J ho, Song DJ. A computational analysis of the train-wind to identify the best position for the air-curtain installation. *J Wind Eng Ind Aerodyn.* 2011;99(5):554–9.
  45. Moureh J, Yataghene M. Large-eddy simulation of an air curtain confining a cavity and subjected to an external lateral flow. *Comput Fluids.* 2017;152:134–56.
  46. Ashforth-Frost S, Jambunathan K, Whitney CF. Velocity and turbulence characteristics of a semiconfined orthogonally impinging slot jet. *Exp Therm Fluid Sci.* 1997;14(1):60–7.
  47. Zhe J, Modi V. Near wall measurements for a turbulent impinging slot jet. *J Fluids Eng Trans ASME.* 2001;123(1):112–20.
  48. Krajewski G. Air curtains used for separating smoke free zones in case of fire in tunnel. *BHR Gr - 15th Int Symp Aerodyn Vent Fire Tunnels 2013.* 2013;131–43.
  49. Elicer-Cortés JC, Demarco R, Valencia A, Pavageau M. Heat confinement in tunnels between two double-stream twin-jet air curtains. *Int Commun Heat Mass Transf.* 2009;36(5):438–44.
  50. da Silva CB. *Mecânica dos Fluidos II - Introdução à fenomenologia e modelação da turbulência.* IST Press (AEIST). 2014.
  51. Wawrzak K, Boguslawski A, Tyliczszak A. LES Predictions of Self-Sustained Oscillations in Homogeneous Density Round Free Jet. *Flow, Turbul Combust.* 2015;95(2–3):437–59.
  52. Stanley SA, Sarkar S, Mellado JP. A study of the flow-field evolution and mixing in a planar turbulent jet using direct numerical simulation. *J Fluid Mech.* 2002;450:377–407.
  53. da Silva CB, Métais O. On the influence of coherent structures upon interscale interactions in turbulent plane jets. *J Fluid Mech.* 2002;473(473):103–45.
  54. da Silva CB, Lopes DC, Raman V. The effect of subgrid-scale models on the entrainment of a passive scalar in a turbulent planar jet. *J Turbul.* 2015;16(4):342–66.
  55. Turbulence Modelling, <https://skill-lync.freshdesk.com/support/solutions/articles/43000582170-turbulence-modelling>, acedido a 18 de Setembro de 2020.
  56. Launder BE, Spalding DB. The numerical computation of turbulent flows. *Comput Methods Appl Mech Eng.* 1974;3(2):269–89.
  57. Deo RC, Mi J, Nathan GJ. The influence of Reynolds number on a plane jet. *Phys Fluids.* 2008;20(7).
  58. FRICO PA2500. Website da FRICO, <https://shop.frico.net/en/pa2500/c45356>, acedido a 5 de Novembro 2020.
  59. Sherman MH, Grimsrud D. Infiltration-pressurization correlation : Simplified physical modeling. 1980.