



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR  
Engenharia

**Modelação numérica tridimensional e em regime  
transiente do processo de abertura de portas e  
sua influência no desempenho térmico de câmaras  
de refrigeração**

**Rui Carneiro**

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em  
**Engenharia Eletromecânica**  
(2º ciclo de estudos)

Orientador: Prof. Doutor Pedro Dinis Gaspar  
Coorientador: Prof. Doutor Pedro Dinho da Silva

**Covilhã, outubro de 2014**



# Dedicatória

Aos meus pais.

"Because the people who are crazy enough to think they can change the world are the ones who do." - Steve Jobs



# Agradecimentos

O desenvolvimento da presente dissertação não teria sido possível sem o apoio de algumas pessoas que durante todo o procedimento, através da sua amizade e disponibilidade me ajudaram a contornar os obstáculos encontrados no decorrer desta longa e árdua caminhada. A todos manifesto, desde já, o meu profundo e sincero agradecimento pelo apoio que me prestaram, e se por lapso, não citei.

Em primeiro lugar, expresso, a minha gratidão ao meu orientador, Professor Doutor Pedro Dinis Gaspar, por todo o conhecimento transmitido. Gostaria também de agradecer pelo apoio, disponibilidade e conselhos nos momentos em que a concretização do trabalho parecia impossível, sem dúvida que teve um papel determinante.

Ao meu co-orientador, Professor Doutor Pedro Dinho da Silva, gostaria de agradecer pela motivação, e por ter colocado à disposição um conjunto de equipamentos que foram preponderantes para a realização de todas as simulações necessárias no decorrer do trabalho.

Ao Professor Doutor Francisco Brójo, pela disponibilidade e conhecimentos transmitidos.

Aos meus amigos de infância, amizade que até hoje se mantém, pelo apoio e motivação incansável que me deram em todos os momentos da minha vida. E aos amigos que fiz ao longo de todo o percurso académico, em Coimbra e aqui na Covilhã, pelo apoio concedido.

Aos meus pais e irmã, deixo o mais especial e profundo agradecimento, por toda a educação e valores que me transmitiram, pela força e incentivo, pelo acompanhamento e aconselhamento, pela atenção que me deram nos melhores e nos piores momentos, foram incansáveis, a eles ficarei eternamente grato.

Por fim, uma palavra de apreço à minha namorada e melhor amiga Inês, pelo incansável apoio que me prestou, pela paciência, motivação e aconselhamento. Sem ela não seria possível. Obrigado.



# Resumo

A necessidade de racionalização do consumo de energia no setor da indústria agroalimentar tem remetido para o desenvolvimento de metodologias que promovam a melhoria do desempenho energético destas instalações, pois do ponto de vista do consumo de energia e da garantia da segurança alimentar são assuntos de extrema importância e que devem ser estudados tendo em vista a sua melhoria.

A dinâmica de fluidos computacional (DFC) tornou-se uma técnica que progressivamente tem vindo a ser adotada pela Engenharia devido às suas potencialidades em modelar escoamentos de fluidos com transferência de calor e massa em processos industriais, conseguindo-se usualmente realizar uma análise detalhada do processo físico sem os custos associados a uma análise experimental.

O presente estudo tem como principal objetivo a avaliação da influência dos ciclos de abertura e fecho de duas tipologias de portas (de dobradiças ou de correr) no escoamento de ar, nomeadamente nas infiltrações de ar, e no campo de temperaturas do espaço refrigerado. No sentido de avaliar a influência destes ciclos de abertura e fecho de portas, foi realizada uma análise de sensibilidade variando a temperatura no exterior do espaço refrigerado para ambas as tipologias de porta, e um estudo comparativo de modo a avaliar qual das tipologias de porta apresenta um melhor desempenho do ponto de vista da minimização da infiltração de ar.

O estudo comporta uma análise computacional tridimensional e em regime transiente por DFC, que possibilita a avaliação do escoamento de ar em cada passo de tempo e, deste modo, aferir qual a influência da variação que a temperatura no exterior da câmara de refrigeração tem, na interação térmica entre os dois ambientes.

As previsões numéricas obtidas, indicam que a temperatura do ar no exterior do espaço refrigerado influencia a infiltração de ar e, conseqüentemente, a sua temperatura média no interior da câmara. Significa que, quanto maior for a diferença de temperatura entre os dois ambientes maior será a infiltração de ar, e como tal, maior será a temperatura média deste no interior da câmara. Relativamente, à comparação dos dois tipos de porta verifica-se que do ponto de vista da minimização da infiltração de ar, a porta de correr apresenta um melhor desempenho que a porta de dobradiças.

O conhecimento da evolução da infiltração de ar durante o ciclo de abertura/ fecho de porta, permite tirar algumas ilações acerca da sua influência nas condições do ar no interior do espaço refrigerado. Sendo assim possível indicar algumas sugestões de melhoria que visam a racionalização do consumo de energia.

## Palavras-chave

Modelação numérica, dinâmica de fluidos computacional, infiltração, desempenho térmico, câmara de refrigeração, tipologia de portas, análise de sensibilidade.



# Abstract

The need of rationalize the energy consumption in food industry sector has fasten the development of methodologies whose objective is to promote the improvement of the energy performance of the facilities, due to its extreme relevance in what concerns energy consumption and ensuring food safety. Thus, these conditions should be studied in order to improve them.

Computational fluid dynamics (CFD) has become a technique that has been progressively adopted by engineering due to its capabilities to model fluid flow with heat and mass transfer in industrial processes, usually becoming able to perform a detailed analysis of physical process without the costs associated with an experimental analysis.

The aim of this study is to evaluate the influence in air flow of opening and closing cycles of two types of doors (hinged and sliding), particularly in air leaks, and in the temperature field inside the cold room. In order to evaluate the influence of these cycles, a sensivity analysis by varying the temperature outside the cold room for both types of door was performed. Additionally, was performed a comparative study to evaluate which type of doors has a better performance in terms of minimizing air infiltration.

The study comprises a three-dimensional computational and transient analysis by CFD, which at every time step allows the evaluation of air flow, and thereby ascertain the influence of temperature variation outside the cold room has in thermal interaction between the two sides of cold room.

The numerical predictions indicate that the temperature of the air outside the cold room affects the air infiltration and, consequently, the average temperature of air inside the cold room. This condition means that greater the difference of air temperature between the two sides of the cold room greater is, greater will be the infiltration rate, and thus, greater will be the average temperature of the air inside the cold room. Relatively to the comparison of the two type of doors, it is verified that sliding door has a better performance than hinged door due to the lower infiltration rate.

The knowledge about the evolution of the air infiltration during the door opening/closing time, allows to draw some conclusions about its influence on the air conditions inside the cold room. So it is possible to indicate some improvement suggestions that promote the energy consumption rationalization.

## Keywords

Numerical modeling, Computational fluid dynamics, infiltration, thermal performance, cold room, tipology of doors, sensivity analysis.



# Conteúdo

<b>1</b>	<b>Introdução</b>	<b>1</b>
1.1	Enquadramento . . . . .	3
1.2	Problema em estudo e a sua relevância . . . . .	4
1.3	Objetivos e contribuição da dissertação . . . . .	6
1.4	Visão geral e organização da dissertação . . . . .	7
<b>2</b>	<b>Estado da arte</b>	<b>9</b>
2.1	Introdução . . . . .	9
2.2	Indústria Agroalimentar . . . . .	9
2.3	Refrigeração de produtos alimentares . . . . .	10
2.3.1	Condições de armazenamento dos diferentes produtos alimentares . . . . .	11
2.4	Tipologia de Portas, Infiltração e Dispositivos de Proteção . . . . .	14
2.4.1	Tipologia de Portas . . . . .	14
2.4.2	Infiltração através da porta . . . . .	16
2.4.3	Dispositivos para Proteção das Portas . . . . .	20
2.5	Dinâmica de Fluidos Computacional . . . . .	22
2.6	Estudos Numéricos . . . . .	23
2.7	Estudos Experimentais . . . . .	26
<b>3</b>	<b>Modelo Físico-Matemático</b>	<b>31</b>
3.1	Introdução . . . . .	31
3.2	Equações de Governo . . . . .	31
3.2.1	Equação da Continuidade . . . . .	31
3.2.2	Equação da Quantidade de Movimento . . . . .	32
3.2.3	Equação da Energia . . . . .	33
3.2.4	Equação de Estado . . . . .	33
3.3	Modelo de Transporte de Espécies . . . . .	34
3.3.1	Introdução . . . . .	34
3.3.2	Equações de transporte de espécies . . . . .	34
<b>4</b>	<b>Modelo Numérico</b>	<b>39</b>
4.1	Introdução . . . . .	39
4.2	Generalidades do Modelo Numérico . . . . .	39
4.2.1	Geometria/ Domínio Computacional . . . . .	39
4.2.2	Malha Computacional . . . . .	42
4.2.3	Formulação do Método Numérico de Resolução . . . . .	46
4.3	Métodos de Discretização . . . . .	48
4.3.1	Método de Discretização das Diferenças a Montante de Segunda Ordem (Second-Order Upwind Scheme) . . . . .	50
4.3.2	Discretização Temporal . . . . .	52
4.3.3	Método de Interpolação do Gradiente . . . . .	53
4.4	Resolução das Equações Algébricas . . . . .	53
4.4.1	Discretização das equações da Quantidade de Movimento . . . . .	54
4.4.2	Método de Interpolação da Pressão . . . . .	55

4.4.3	Discretização da Equação da Continuidade . . . . .	55
4.4.4	Algoritmo de Acoplamento Pressão-Velocidade . . . . .	56
4.4.5	Síntese relativa à aplicação dos diferentes métodos de discretização . . . . .	58
4.5	Condições de Fronteira . . . . .	59
4.5.1	Ambiente Exterior . . . . .	60
4.5.2	Câmara de Refrigeração . . . . .	61
4.5.3	Abertura da Porta . . . . .	61
4.5.4	Geometrias e respetivas Condições de Fronteira . . . . .	64
4.5.5	Conceito de Zona Fluida . . . . .	65
4.5.6	Conceito de Zona Sólida . . . . .	66
4.6	Técnicas de Monitorização e Controlo da Convergência . . . . .	66
4.6.1	Promoção da Convergência da Solução . . . . .	66
<b>5</b>	<b>Estudos Paramétricos</b>	<b>69</b>
5.1	Introdução . . . . .	69
5.2	Tempos de Abertura e Fecho da Porta . . . . .	69
5.3	Influência da variação da Temperatura do Ar no Exterior da Câmara de Refrigeração	70
5.3.1	Modelo da Porta de Correr: Simulação para $T_{ext} = 14^{\circ}C$ . . . . .	71
5.3.2	Modelo da Porta de Correr: Simulação para $T_{ext} = 15^{\circ}C$ . . . . .	75
5.3.3	Modelo da Porta de Correr: Simulação para $T_{ext} = 16^{\circ}C$ . . . . .	78
5.3.4	Modelo da Porta de Dobradiças: Simulação para $T_{ext} = 14^{\circ}C$ . . . . .	81
5.3.5	Modelo da Porta de Dobradiças: Simulação para $T_{ext} = 15^{\circ}C$ . . . . .	84
5.3.6	Modelo da Porta de Dobradiças: Simulação para $T_{ext} = 16^{\circ}C$ . . . . .	87
5.3.7	Nota Conclusiva . . . . .	90
<b>6</b>	<b>Análise e Discussão de Resultados</b>	<b>93</b>
6.1	Introdução . . . . .	93
6.2	Previsões Numéricas . . . . .	93
6.2.1	Análise de Sensibilidade para o Modelo da Porta de Correr . . . . .	93
6.2.2	Análise de Sensibilidade para o Modelo da Porta de Dobradiças . . . . .	97
6.2.3	Nota Conclusiva . . . . .	100
6.3	Comparação entre Portas de Correr e Portas de Dobradiças . . . . .	101
6.3.1	Nota Conclusiva . . . . .	104
6.4	Comparação das previsões numéricas com resultados experimentais . . . . .	105
<b>7</b>	<b>Conclusões</b>	<b>109</b>
7.1	Introdução . . . . .	109
7.2	Contribuições do Trabalho . . . . .	109
7.3	Sugestões de Trabalhos Futuros . . . . .	111
	<b>Bibliografia</b>	<b>113</b>

# Lista de Figuras

1.1	Consumo de energia por sector em Portugal entre 2000 e 2011, DGEG [1] . . . . .	1
1.2	Consumo de energia no setor agroalimentar entre 1990 e 2009, EFINERG [3] . . . . .	2
1.3	Validade de produtos alimentares armazenados a diferentes temperaturas, Industrial Refrigeration Handbook [8]. . . . .	5
2.1	Tipologia das Portas, A- Portas de dobradiças; B-Portas de correr; C- Portas de enrolamento rápido, FRIGODOOR [14] e DAN-doors [15]. . . . .	15
2.2	Vista em corte de uma porta, representação do seu isolamento, FRIGODOOR [14].	16
2.3	Convecção Natural através da abertura de uma câmara de refrigeração [9]. . . . .	17
2.4	Medidas identificadas durante as auditorias, Evans <i>et al.</i> [17]. . . . .	19
2.5	Potenciais poupanças energéticas para cada um dos problemas, Evans <i>et al.</i> [17].	20
2.6	Processo de abertura da porta [25]. . . . .	24
2.7	(a) Geometria do domínio e (b) Domínio com a respetiva malha utilizado no cálculo da solução [26]. . . . .	25
2.8	Resultados numéricos da infiltração de massa com diferentes velocidades de escoamento [27]. . . . .	26
2.9	Evolução da infiltração de ar pela abertura da porta, e da temperatura média interior por via experimental e numérica [30]. . . . .	29
4.1	Geometria tridimensional da câmara de refrigeração com porta de dobradiças, 1- Câmara de Refrigeração; 2- Ambiente Exterior; 3- Contorno da abertura da porta.	41
4.2	Geometria tridimensional da câmara de refrigeração com porta de correr, 1- Câmara de Refrigeração; 2- Ambiente Exterior; 3- Contorno da abertura da porta. . . . .	42
4.3	Representação da malha com um plano de simetria para o modelo correspondente à porta de dobradiças, 1- Câmara de Refrigeração; 2- Ambiente Exterior; 3- Contorno da abertura da porta. . . . .	44
4.4	Representação da malha com um plano de simetria para o modelo correspondente à porta de correr, 1- Câmara de Refrigeração; 2- Ambiente Exterior; 3- Contorno da abertura da porta. . . . .	44
4.5	Câmara de refrigeração e contorno da trajetória descrita pela porta de dobradiças aquando da sua abertura e fecho, 1- Sólidos que constituem o contorno da trajetória descrita pela porta; 2- Câmara de Refrigeração; 3- Zona suprimida. . . . .	46
4.6	Fluxograma do processo iterativo utilizado na formulação do método numérico segregado baseado na pressão para a resolução do sistema de equações linearizadas [35]. . . . .	48
4.7	Exemplo do movimento descrito pela porta de dobradiças; . . . . .	62
4.8	Exemplo do movimento descrito pela porta de correr; . . . . .	64
4.9	Nomenclatura e condições de fronteira no modelo da câmara com porta de dobradiças. . . . .	64
4.10	Nomenclatura e condições de fronteira no modelo da câmara com porta de correr.	65
5.1	Tempos do ciclo de abertura e fecho de porta, para o modelo da porta de dobradiças.	70
5.2	Tempos do ciclo de abertura e fecho de porta, para o modelo da porta de correr.	70

5.3	(a) Campo de temperaturas no plano yz de coordenada $x = 2750$ mm; e, (b) Iso-superfície de Concentração de gás traçador igual 0,25, em 3D, durante a abertura da porta. . . . .	73
5.4	(a) Campo de temperaturas no plano yz de coordenada $x = 2750$ mm; e, (b) Iso-superfície de Concentração de gás traçador igual 0,25, em 3D, durante o fecho da porta. . . . .	74
5.5	(a) Campo de temperaturas no plano yz de coordenada $x = 2750$ mm; e, (b) Iso-superfície de Concentração de gás traçador igual 0,25, em 3D, durante a abertura da porta. . . . .	76
5.6	(a) Campo de temperaturas no plano yz de coordenada $x = 2750$ mm; e, (b) Iso-superfície de Concentração de gás traçador igual 0,25, em 3D, durante o fecho da porta. . . . .	77
5.7	(a) Campo de temperaturas no plano yz de coordenada $x = 2750$ mm; e, (b) Iso-superfície de Concentração de gás traçador igual 0,25, em 3D, durante a abertura da porta. . . . .	79
5.8	(a) Campo de temperaturas no plano yz de coordenada $x = 2750$ mm; e, (b) Iso-superfície de Concentração de gás traçador igual 0,25, em 3D, durante o fecho da porta. . . . .	80
5.9	(a) Campo de temperaturas no plano yz de coordenada $x = 2750$ mm; e, (b) Iso-superfície de Concentração de gás traçador igual 0,25, em 3D, durante a abertura da porta. . . . .	82
5.10	(a) Campo de temperaturas na iso-superfície $x = 2750$ mm; e, (b) Iso-superfície de Concentração de gás traçador igual 0,25, em 3D, durante o fecho da porta. . . .	83
5.11	(a) Campo de temperaturas no plano yz de coordenada $x = 2750$ mm; e, (b) Iso-superfície de Concentração de gás traçador igual 0,25, em 3D, durante a abertura da porta. . . . .	85
5.12	(a) Campo de temperaturas no plano yz de coordenada $x = 2750$ mm; e, (b) Iso-superfície de Concentração de gás traçador igual 0,25, em 3D, durante o fecho da porta. . . . .	86
5.13	(a) Campo de temperaturas no plano yz de coordenada $x = 2750$ mm; e, (b) Iso-superfície de Concentração de gás traçador igual 0,25, em 3D, durante a abertura da porta. . . . .	88
5.14	(a) Campo de temperaturas no plano yz de coordenada $x = 2750$ mm; e, (b) Iso-superfície de Concentração de gás traçador igual 0,25, em 3D, durante o fecho da porta. . . . .	89
6.1	Resultados numéricos da evolução da infiltração de ar no ambiente refrigerado em cada passo de tempo para diferentes temperaturas do ar no exterior da câmara - Caso de estudo: Porta de Correr. . . . .	94
6.2	Valor médio da infiltração no final do ciclo para diferentes valores de temperatura do ar no exterior da câmara - Caso de estudo: Porta de Correr. . . . .	95
6.3	Valor médio da temperatura do ar no espaço refrigerado no final do ciclo para diferentes valores de temperatura do ar no exterior da câmara - Caso de estudo: Porta de Correr. . . . .	96
6.4	Resultados numéricos da evolução da infiltração de ar no ambiente refrigerado em cada passo de tempo para diferentes temperaturas do ar no exterior da câmara - Caso de estudo: Porta de dobradiças. . . . .	98

6.5	Valor médio da infiltração no final do ciclo para diferentes valores de temperatura do ar no exterior da câmara - Caso de estudo: Porta de dobradiças. . . . .	99
6.6	Valor médio da temperatura do ar no espaço refrigerado no final do ciclo para diferentes valores de temperatura do ar no exterior da câmara - Caso de estudo: Porta de dobradiças. . . . .	100
6.7	Resultados numéricos da evolução da infiltração de ar no ambiente refrigerado em cada passo de tempo para $T_{ext} = 15^{\circ}C$ - Comparação dos casos de estudo. . .	102
6.8	Valor médio da infiltração no final do ciclo para $T_{ext} = 15^{\circ}C$ - Comparação dos casos de estudo. . . . .	102
6.9	Resultados numéricos da evolução da temperatura média do ar no interior do espaço refrigerado em cada passo de tempo para $T_{ext} = 15^{\circ}C$ - Comparação dos casos de estudo. . . . .	103
6.10	Valor médio da temperatura do ar no espaço refrigerado no final do ciclo para $T_{ext} = 15^{\circ}C$ - Comparação dos casos de estudo. . . . .	104
6.11	Evolução da infiltração de ar ( $m^3$ ) pela abertura da porta (Numérico e Experimental) em função do tempo do ciclo de abertura/fecho da porta. . . . .	106



# Lista de Tabelas

1.1	Consumo mundial de produtos alimentares per capita, FAO. . . . .	3
2.1	Evolução do número de empresas no setor da indústria agro-alimentar em Portugal, EFINERG [3]. . . . .	9
2.2	Requisitos para o armazenamento de produtos hortofrutícolas, ASHRAE [13]. . . . .	11
2.3	Requisitos para o armazenamento de produtos cárneos, ASHRAE [13]. . . . .	12
2.4	Requisitos para o armazenamento de produtos lácteos, ASHRAE [13]. . . . .	13
2.5	Requisitos para o armazenamento de produtos de pesca, ASHRAE [13]. . . . .	13
2.6	Modelos analíticos da Infiltração por convecção natural através da abertura de uma porta [9]. . . . .	18
2.7	Eficiência dos diferentes dispositivos de proteção, D. W. Sun [9]. . . . .	21
2.8	Taxa de infiltração para cada tipologia de porta, resultados como base no modelo computacional (DFC) [22]. . . . .	27
4.1	Dimensões de cada uma das geometrias. . . . .	41
4.2	Estatísticas da malha computacional para o modelo da porta de dobradiças. . . . .	45
4.3	Estatísticas da malha computacional para o modelo da porta de correr. . . . .	45
4.4	Esquemas de discretização e método de resolução utilizados no modelo numérico. . . . .	59
4.5	Fatores de sub-relaxação de cada uma das grandezas. . . . .	66
6.1	Taxa média de Infiltração de ar em cada instante do ciclo de abertura/ fecho de porta - Caso de estudo: Porta de Correr. . . . .	95
6.2	Aumento da temperatura média do ar no interior da câmara em cada instante do ciclo de abertura/ fecho de porta - Caso de estudo: Porta de Correr. . . . .	97
6.3	Taxa média de Infiltração de ar em cada instante do ciclo de abertura/ fecho de porta - Caso de estudo: Porta de dobradiças. . . . .	99
6.4	Aumento da temperatura média do ar no interior da câmara em cada instante do ciclo de abertura/ fecho de porta - Caso de estudo: Porta de dobradiças. . . . .	100
6.5	Relação entre a temperatura no interior do espaço refrigerado e o período de tempo do ciclo de abertura/ fecho de porta - Caso de estudo: Comparação dos casos de estudo. . . . .	103
6.6	Parâmetros utilizados em cada um dos casos de estudo. . . . .	106



# Nomenclatura

## Geral:

A	Área, [ $m^2$ ];
a	Coefficiente da equação linearizada da formulação em volumes finitos;
b	Termo fonte;
C	Concentração de gás traçador, [ppm];
$C_p$	Calor específico a pressão constante, [kJ/kg.K];
$D_{i,m}$	Coefficiente de difusão para a espécie i na mistura, [ $m^2/s$ ];
$D_{ij}$	Coefficiente binário de difusão mássica da espécie i na espécie j, [ $m^2/s$ ];
$D_m$	Módulo de deflecção;
$D_{T,i}$	Coefficiente (de Soret) de difusão térmica, [kg/m.s];
e	Largura do jato da cortina de ar, [m];
F	Força, [N]; Termo de transporte convectivo;
g	Aceleração da gravidade, [ $9,81m/s^2$ ];
H	Altura da cortina de ar, [m]; Altura característica, [m]
i	Infiltração, [ $m^3$ ];
I	Matriz identidade; Taxa de infiltração, [ $m^3/s$ ];
$J_i$	Fluxo mássico difusivo da espécie i, [kg/s.m <sup>2</sup> ];
k	Condutividade térmica, [W/m.K]; Energia cinética turbulenta, [ $m^2/s^2$ ];
L	Comprimento característico, [m];
$Le_i$	Número de Lewis para a espécie i;
m	Massa [kg];
n	Quantidade genérica;
$M_{w,i}$	Massa molecular da espécie i, [kg/kmol];
p	Pressão, [Pa];
$\vec{r}$	Vetor posição, [m];
R	Constante dos gases ideais, [J/kmol.K];
S	Termo fonte;
$Sc_t$	Número de Schmidt turbulento;
$S_t$	Termo fonte, [ $W/m^3$ ];
t	Tempo, [s];
T	Temperatura, [K ou °C];
$u_i$	Velocidade instantânea - componente na direcção i, [m/s];
$\vec{v}$	Vetor velocidade;
v	Velocidade (média), [m/s]; volume específico, [ $m^3/kg$ ];
V	Volume, [ $m^3$ ];
$W_a$	Peso molecular do gás, [kg/kmol];
$x, y, z$	Sistema de coordenadas espaciais, [m];
$x_i$	Coordenadas espaciais - componente na direcção i, [m];
$X_i$	Fração molar da espécie i, [ $n.moles_i/n.moles_m$ ];
$Y_i$	Fracção mássica da espécie i, [ $kg_i/kg_m$ ];

### Simbologia grega:

$\alpha$	Difusividade térmica molecular, [ $m^2/s$ ]; Coeficiente de relaxação;
$\beta$	Coeficiente volumétrico de expansão térmica, [ $K^{-1}$ ];
$\delta$	Função Delta de Dirac;
$\delta_{ij}$	Tensor de Kronecker;
$\Delta$	Incremento; Intervalo; Diferença;
$\varepsilon$	Taxa de dissipação de energia cinética, [ $m^2/s^3$ ];
$\phi$	Variável dependente (genérica);
$\phi_{ij}$	Parâmetro de interação entre dois componentes numa mistura;
$\Gamma_\phi$	Coeficiente de Difusão para a variável genérica $\phi$ ;
$\lambda$	Coeficiente do critério de paragem do processo iterativo;
$\mu$	Viscosidade dinâmica, [ $kg/m.s$ ];
$\rho$	Massa específica, [ $kg/m^3$ ];
$\sigma$	Tensão, [ $N/m^2$ ];
$\tau$	Tensão de corte, [ $N/m^2$ ];

### Índices Inferiores:

1	Instante inicial;
2	Instante final;
avg	Média;
c	Central;
$e, w, n, s$	Identificação das faces dos volumes de controlo (Este, Oeste, Norte, Sul);
ext	Ar no exterior do espaço refrigerado;
f	Face;
i	Índice mudo; Inicial;
i, j, k	Componente das direções cartesianas segundo x, y e z;
in	Ar no interior do espaço refrigerado;
ref	Referência;
rel	Relativa;
SOU	Second Order Upwind differencing scheme (Método de discretização das diferenças a montante de 2ª ordem);
t	Turbulento;
tracer	Gás Traçador;
vc	Volume de controlo;
viz	Vizinhança;
$\phi$	Variável dependente genérica;

### Índices Superiores:

$n$	Instante temporal t;
$\rightarrow$	Vetor;
i	Iteração;
*	Variável suposta; Correção;

**Acrónimos:**

2D	Bidimensional
3D	Tridimensional
ASHRAE	American Society for Heating Refrigeration and Air-Conditioning Engineers
CAE	Classificação das Atividades Económicas
CFD	Computational Fluid Dynamics
$CO_2$	Dióxido de Carbono
DFC	Dinâmica de Fluidos Computacional
DGEG	Direção Geral de Energia e Geologia
EN	European Nations
FAO	Food and Agriculture Organization
INE	Instituto Nacional de Estatística
ISO	International Organization for Standardization
LDA	Laser Doppler Anemometry
LDV	Laser Doppler Velocimetry
PIB	Produto Interno Bruto
PIV	Particle Image Velocimetry
ppm	Partes por milhão
ppt	Partes por trilião
PVC	Polyvinyl chloride
RAM	Random Access Memory
$SF_6$	Hexafluoreto de Enxofre
SIMPLE	Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations
SST	Shear Stress Transport
tep	Tonelada Equivalente de Petróleo
UBI	Universidade da Beira Interior
VAB	Valor Acrescentado Bruto
vc	Volume(s) de controlo



# Capítulo 1

## Introdução

Pensando no dia-a-dia de cada um facilmente se pode constatar que os edifícios são o centro das atividades económicas e sociais. Portanto, é nestes que as pessoas passam grande parte do seu tempo para o desenvolvimento das mais diversas atividades. Tal facto, reflete-se no aumento do consumo de energia final ao longo dos últimos anos, nos mais diversos setores de atividade conforme exposto na figura 1.1. Como tal é cada vez mais importante refletir acerca da utilização racional dos recursos energéticos[1] .

Fazendo uma análise ao caso de Portugal, verifica-se que o País é altamente dependente das fontes de energias fósseis, cujas reservas são escassas ou inexistentes, pelo que necessitam de ser importadas. No entanto, segundo a Eurostat [2], a dependência energética de Portugal entre 2000 e 2010 tem vindo a diminuir, de 84,9% para 75,4%, significa que houve uma redução de cerca de 10% da dependência energética. Tal facto, indica que ao longo dos últimos anos têm vindo a ser realizados esforços no sentido de diminuir a dependência energética através do desenvolvimento de mecanismos que permitam o aproveitamento de fontes de energia alternativas, promover a utilização racional de energia e aumentar a eficiência energética das instalações consumidoras de energia, caminhando-se assim para um futuro que tem em vista a sustentabilidade energética [2].

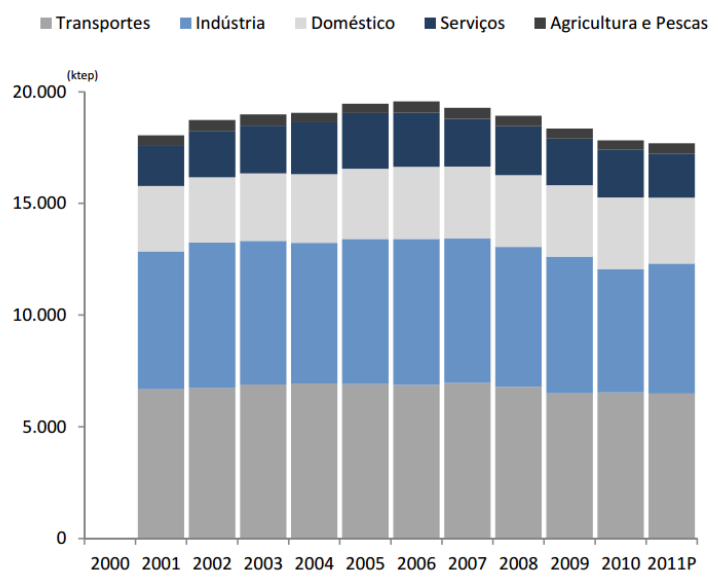


Figura 1.1: Consumo de energia por sector em Portugal entre 2000 e 2011, DGEG [1]

Um dos sectores de atividade, que ao longo dos últimos anos tem contribuído com uma grande parcela no que ao consumo final de energia diz respeito, é o setor industrial.

Dentro do setor industrial importa analisar especificamente a indústria agroalimentar que é considerada como a sendo a maior indústria portuguesa devido ao seu volume de negócios, que

em 2010, segundo a EFINERG, foi aproximadamente 14.000 milhões de euros, e como tal os consumos de energia neste sector de atividade são bastante elevados, tal como se traduz na seguinte figura [3].

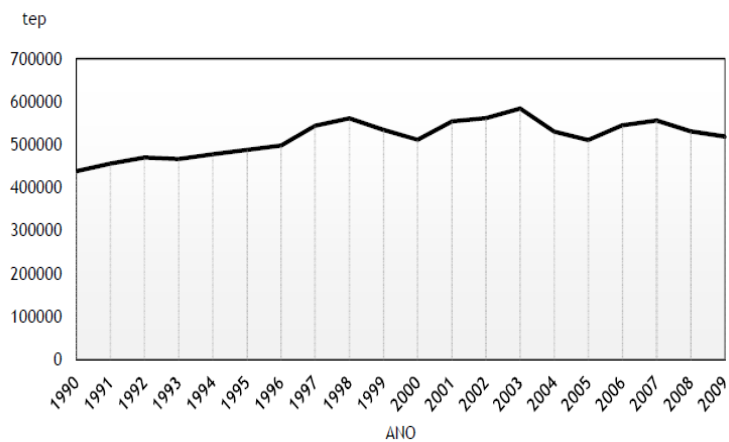


Figura 1.2: Consumo de energia no setor agroalimentar entre 1990 e 2009,EFINERG [3] .

Todos os dias são lançados no mercado milhares de novos produtos provenientes da indústria agroalimentar. Para que tal seja possível, há um conjunto de exigências energéticas que devem ser satisfeitas, nomeadamente o abastecimento de energia elétrica e térmica que são as principais formas de energia consumidas nos processos de preparação e conservação dos produtos alimentares. Estas exigências energéticas influem na dependência energética de Portugal no que diz respeito às fontes energia fósseis, uma vez que estas são em grande parte utilizadas na produção de energia elétrica, como é o caso centrais termoelétricas, e também o gás, derivado do petróleo, é muito utilizado como fonte de energia térmica, vindo daqui a sujeição relativamente a estas fontes de energia [3].

A preparação e conservação dos produtos alimentares é indispensável na indústria agroalimentar e é neste sentido que importa fazer referência à eficiência energética, isto é, sabe-se que o consumo de energia neste tipo de indústria não pode cessar uma vez que iria pôr em causa a qualidade dos produtos e consequentemente a saúde pública. Deste modo, importa melhorar a eficiência energética das instalações consumidoras, tendo em vista a diminuição do consumo de energia necessária para a realização das tarefas requeridas, e como tal para se conseguirem realizar as mesmas tarefas com consumos de energia menores [4].

O presente trabalho consiste, numa modelação numérica tridimensional e em regime transiente do processo de abertura de portas com o intuito de estudar a sua influência no desempenho térmico de câmaras de refrigeração, uma vez que existem fluxos de massa de ar entre o interior mantido a uma temperatura do ar mais baixa e o exterior a temperatura mais elevada.

A modelação é efetuada através da dinâmica de fluidos computacional (*Computational Fluid Dynamics* - CFD). Esta é uma metodologia muito poderosa e muito utilizada na resolução de problemas relacionados com o escoamento de fluidos com transferência de calor.

A indústria agroalimentar é um exemplo da possível aplicação desta técnica de modelação, nomeadamente, na refrigeração e armazenamento de produtos pois envolve o escoamento de fluidos e transferência de calor no interior das câmaras. A aplicação desta metodologia per-

mite então qualificar e quantificar o desempenho de processos, como a refrigeração, sob vários pontos de vista, isto é, através da variação de um conjunto de parâmetros, como a temperatura, velocidade do ar, entre outros, é possível realizar uma apreciação acerca da sua influência nestes processos [4].

## 1.1 Enquadramento

A problemática da segurança alimentar não é propriamente atual, isto é, vão ocorrendo situações mais ou menos adversas que servem de alerta para aquele que pode ser um futuro não muito longínquo. A título de exemplo pode ser exposta a situação que ocorreu em 1990, aquando o preço dos cereais subiu drasticamente devido à quebra que se fez sentir nas suas reservas. Tal facto levou a que alguns investigadores afirmassem que no século XXI a situação se tornasse insustentável e portanto a produção não conseguiria satisfazer as necessidades da população. Para o armazenamento dos cereais a refrigeração não é necessária, contudo, esta situação funciona como um alerta para situações que podem ocorrer no futuro com outro tipo de produtos alimentares. [7].

Na realidade, hoje a situação não é insustentável, contudo com aumento da população mundial há certos tipos de produtos alimentares cujo seu consumo tem vindo a aumentar conforme exposto na tabela 1.1. Na tabela 1.1 pode ser observado o consumo per capita a nível mundial de produtos alimentares como, cereais, carnes, laticínios e peixe, entre 2010 e 2013. No que diz respeito aos cereais, os dados apresentados nunca se referem a um ano só, uma vez que estes são produzidos por épocas e como tal o seu consumo é apresentado com base na sua colheita [5] [6].

Tabela 1.1: Consumo mundial de produtos alimentares per capita, FAO.

Ano	Cereais (kg/ano)	Carnes (kg/ano)	Lacticínios (kg/ano)	Peixe (kg/ano)
2010/11	153,1	-	-	-
2010	-	42,5	104,6	18,6
2011/12	151,9	-	-	-
2011	-	42,5	105,2	18,9
2012/13	151,9	-	-	-
2012	-	43	107,3	19,2
2013/14	152,4	-	-	-
2013	-	43,1	108,2	19,7

Claramente, verifica-se que o consumo de produtos alimentares está a aumentar, pois a alimentação é uma das necessidades básicas do ser humano e como tal deve ser satisfeita. Contudo, sabe-se que os produtos alimentares não são diretamente distribuídos junto dos consumidores finais, pois no entremeio há um conjunto de processos de análise, transformação e conservação a que os produtos são sujeitos para que posteriormente estejam à disposição do consumidor, nas melhores condições de higiene e segurança, em áreas comerciais. Ora, todo este processo, desde a produção até à colocação dos produtos em áreas comerciais, não seria qualitativamente possível sem a refrigeração/ congelação [4].

Estes processos de refrigeração/ congelação, dos produtos alimentares são preponderantes para garantir a sua qualidade desde o momento em que são produzidos até ao momento em que são adquiridos pelo consumidor final. Os produtos são armazenados em condições de temperatura e humidade ótimas de acordo com a sua tipologia (cárneos, lacticínios, etc.), isto é, são mantidos numa atmosfera controlada que contribui em muito para o controlo da atividade microbiana e deste modo impede que certos organismos patogénicos ou microrganismos prejudiciais à saúde humana proliferem junto dos produtos alimentares. Daqui facilmente se pode concluir que com o aumento do consumo de produtos alimentares as necessidades de refrigeração/ congelação são cada vez maiores, o que leva a um conseqüente aumento do consumo de energia. Como tal, para além de poderem ser tomadas medidas que visam uma redução imediata dos consumos de energia através da adoção de equipamentos mais eficientes, importa também estudar determinadas situações que estão subjacentes ao consumo de energia, como é caso do ciclo de abertura e fecho de portas nas câmaras de refrigeração/ congelação. Com este conhecimento é possível instalar mecanismos/ dispositivos/ sistemas ou até mesmo alterar procedimentos que promovam uma minimização das trocas térmicas e que conseqüentemente conduzam a uma redução do consumo energético e simultaneamente a uma manutenção mais uniforme das condições ambientais de conservação dos produtos alimentares, contribuindo assim para a segurança alimentar [9].

## **1.2 Problema em estudo e a sua relevância**

A refrigeração de produtos alimentares está associada com as necessidades de preservação da sua qualidade, que de outro modo estariam sujeitos à ação de processos de deterioração recorrentes da atmosfera envolvente. A colocação dos produtos em câmaras de refrigeração permite o seu armazenamento num ambiente com condições atmosféricas controladas, garantindo deste modo uma melhor qualidade dos produtos durante longos períodos de tempo [9].

Uma das grandezas mais importantes no que diz respeito às condições interiores das câmaras de refrigeração é a temperatura. O armazenamento a temperaturas adequadas, de acordo com o tipo de produto, aumenta substancialmente a sua vida útil desde alguns dias até meses, tal como se pode observar na figura 1.3. Tal facto pode ser comprovado pela diminuição da probabilidade de contaminação dos produtos alimentares por bactérias [8].

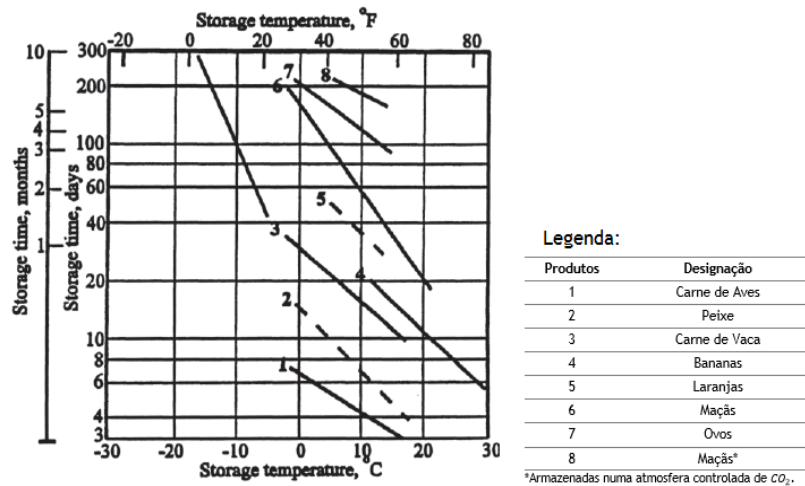


Figura 1.3: Validade de produtos alimentares armazenados a diferentes temperaturas, Industrial Refrigeration Handbook [8].

Para que o controlo das condições atmosféricas no interior das câmaras de refrigeração seja possível, é necessário um sistema de refrigeração. Tipicamente, são utilizados sistemas de refrigeração por compressão de vapor, constituído por uma unidade interior, o evaporador; uma unidade que fornece energia ao fluido, o compressor; uma válvula de expansão e por último uma unidade exterior, o condensador. Quando este sistema funciona como máquina frigorífica destinado à refrigeração de um determinado espaço, ocorre um processo de remoção de energia do ar interior, cuja temperatura é inferior à temperatura ambiente exterior, por parte do fluido frigorigéneo que circula no interior do evaporador, permitindo assim um abaixamento da temperatura do ar na câmara de refrigeração. Consequentemente, a temperatura do fluido frigorigéneo vai aumentar levando-o a vaporizar atingindo o estado termodinâmico de vapor saturado. O fluido é conduzido para o compressor, onde se realiza a sua compressão levando a um aumento da sua temperatura e pressão, passando o fluido para o estado de vapor sobre-aquecido. Posteriormente o fluido circula para uma unidade de condensação onde é realizada a troca de calor com o ar ambiente (neste caso a uma temperatura inferior). Este processo resulta na redução da temperatura do fluido a pressão constante retornando-o ao estado de líquido saturado. Por último, o fluido passa por uma válvula de expansão, local onde a sua temperatura desce abaixo da temperatura do ar que se encontra no interior da câmara e simultaneamente dá-se um abaixamento da pressão, atinge-se o estado de mistura líquido + vapor [8].

O ciclo de refrigeração é um processo que envolve grandes consumos de energia para promover a remoção de calor das câmaras de refrigeração possibilitando a conservação dos produtos alimentares aí armazenados em condições de temperatura e humidade adequadas. Como tal, importa referir que a sua entrada em funcionamento está dependente das variações nos valores de temperatura e humidade que se registam no interior da câmara. Ora, considerando o dia-a-dia de uma qualquer empresa do setor agroalimentar, uma recursiva abertura e fecho das portas das câmaras, resulta em fluxos de calor para o seu interior alterando assim as propriedades internas do ar, como a humidade e a temperatura. Para compensar este ganho térmico é necessário que o sistema de refrigeração entre em funcionamento. No sentido de atenuar os consumos de energia decorrentes desta situação, têm sido realizados estudos que visam essencialmente a melhoria da eficiência dos equipamentos, como evaporadores, motores, etc [8].

Neste sentido, uma questão que se deve colocar diz respeito ao impacto que a melhoria da eficiência energética dos próprios equipamentos tem no consumo de energia? Na realidade o impacto daqui decorrente, resulta numa diminuição dos consumos de energia. Porém, ao invés de se proceder à adoção e desenvolvimento de equipamentos com melhor eficiência, podem ser analisadas e aplicadas ações que levam à redução do acionamento do sistema de refrigeração. Trata-se de um procedimento mais benéfico e menos oneroso por parte das instalações consumidoras de energia elétrica decorrente da refrigeração. É neste sentido que se introduz a necessidade de analisar a influência dos ciclos de abertura e fecho de portas em câmaras de refrigeração no seu desempenho térmico e consequentemente no consumo energético [9] [10].

Os ciclos de abertura e fecho de portas em câmaras de refrigeração traduzem-se em constantes trocas de calor entre o ar que se encontra no interior das câmaras e o ar que se encontra no seu exterior. Existe uma diferença de pressão entre o interior e o exterior da câmara que é função da massa específica do ar, massa específica esta que é maior no interior que no exterior da câmara devido à temperatura do ar (Lei do gases ideais). Ora esta diferença de pressão leva a que o ar interior, a mais baixa temperatura, saia para o exterior da câmara e por conservação de massa, a mistura de ar quente e húmido flua do exterior para o interior da câmara. Motivo este que leva ao acionamento do sistema de refrigeração no sentido de remover toda a carga térmica que se infiltrou para o interior da câmara. Para além do consequente consumo de energia, a carga térmica que se infiltra provoca alterações nas condições interiores da câmara de refrigeração que podem pôr em causa a qualidade de determinados produtos alimentares mais sensíveis a estas variações [8] [9].

### 1.3 Objetivos e contribuição da dissertação

O presente estudo tem como principal objetivo a avaliação da influência dos ciclos de abertura e fecho de portas no fluxo de ar, infiltrações, e no campo de temperaturas do espaço refrigerado.

De modo a avaliar a influência destes ciclos de abertura e fecho de portas, importa realizar um estudo comparativo entre diferentes tipologias de porta, neste caso entre portas de dobradiças e portas de correr. Para ambos os tipos de portas vão ser realizadas simulações numéricas com condições atmosféricas e de abertura pré-definidas.

Outro aspeto a analisar é a taxa de infiltração de ar (quente e húmido) proveniente do ambiente exterior na câmara de refrigeração, através da abertura da porta. Para tal, a taxa de infiltração de ar é quantificada através do método da concentração decrescente aplicado a um gás traçador cujo transporte é modelado numericamente em conjunto com o escoamento de ar. Para determinar a influência da temperatura exterior nas trocas térmicas entre os ambientes, são desenvolvidos estudos paramétricos baseados em modelos DFC com imposição da temperatura do ar no ambiente exterior ( $T_{ext} = 14^{\circ}C$  e  $T_{ext} = 16^{\circ}C$ ) em torno do modelo de referência ( $T_{ext} = 15^{\circ}C$ ). Pretende-se assim quantificar a taxa de infiltração de ar através de uma análise de sensibilidade.

No presente trabalho, pretende-se obter um conjunto de resultados relativos à taxa de infiltração em câmaras de refrigeração, que até então não são conhecidos por meio de modelação numérica, perspetivando a alteração de determinados procedimentos que promovem a minimi-

zação de trocas térmicas, conduzindo à redução do consumo energético, e promoção da eficiência energética das instalações.

## **1.4 Visão geral e organização da dissertação**

A presente dissertação encontra-se dividida em 7 capítulos, que descrevem e fundamentam todo o trabalho desenvolvido, criando desde logo uma base de conhecimento que introduz um conjunto de conceitos teóricos relativos ao trabalho em questão, passando pela descrição pormenorizada de cada um dos procedimentos efetuados para o desenvolvimento dos modelos, até à fase final onde são apresentados e discutidos os resultados obtidos.

Neste capítulo, encontra-se a parte introdutória e conceitos gerais da dissertação, bem como o seu enquadramento, objetivos e suas contribuições.

No capítulo 2, é realizada uma revisão bibliográfica de todos os aspetos inerentes ao presente trabalho. Do mesmo modo, é feita uma análise aos principais estudos numéricos e experimentais da área. Assim, pretende-se contextualizar o estudo tendo por base outros trabalhos científicos realizados na área.

No capítulo 3, é descrito o modelo físico-matemático em função das equações de governo do escoamento e dos processos de transferência de calor e de massa. É ainda definido, o modelo de transporte de espécies utilizado.

No capítulo 4, é apresentado o modelo numérico de resolução das equações da energia. São descritos os procedimentos de discretização das equações obtidas a partir do modelo matemático, o algoritmo de resolução utilizado, bem como os processos de monitorização e controlo da convergência da solução. São ainda apresentadas e descritas as condições de fronteira aplicadas em cada um dos modelos desenvolvidos.

O capítulo 5, contém a descrição dos estudos paramétricos realizados a partir de cada um dos modelos computacionais.

No capítulo 6, é efetuada a análise e discussão dos resultados numéricos obtidos.

Por fim, no capítulo 7 realiza-se a conclusão do estudo com base nos resultados obtidos. São também apresentadas sugestões de trabalhos que merecem investigação no futuro e eventuais propostas e soluções que conduzam à melhoria do desempenho térmico de câmaras de refrigeração.



# Capítulo 2

## Estado da arte

### 2.1 Introdução

O presente capítulo tem como principal finalidade a contextualização do leitor para com os diferentes conceitos que estão subjacentes à área de estudo, de modo a que ao longo de trabalho não surjam dúvidas relativamente a estes.

No que diz respeito à revisão bibliográfica é importante dar a conhecer aqueles que são os estudos mais relevantes realizados na área. Contudo, o facto de o estudo dos ciclos de abertura e fecho de portas em câmaras de refrigeração se se tratar de uma área ainda pouco explorada no que diz respeito à aplicação da Dinâmica de Fluidos Computacional, existem ainda poucos trabalhos numéricos que abordam esta problemática. Deste modo, é também importante analisar alguns trabalhos de índole experimental como meio para melhor perceber os fenómenos físicos que envolvem o estudo.

### 2.2 Indústria Agroalimentar

O setor da indústria agroalimentar caracteriza-se por incluir um vasto conjunto de atividades que vão desde a produção até à colocação dos produtos alimentares junto dos consumidores finais, isto é, tratam-se de atividades relacionadas com a transformação de matérias-primas em produtos alimentares e a sua disponibilização junto dos consumidores, como tal podem ser enumeradas atividades tão diferenciadas como a agricultura, silvicultura, a indústria dos alimentos e bebidas e a distribuição [11].

O setor agroalimentar envolve um vasto conjunto de empresas, e como tal apresenta uma elevada dispersão. A dispersão que se faz sentir no setor agroalimentar deve-se em grande parte às novas necessidades dos consumidores, tendências que conduzem a uma produção focalizada nas suas necessidades nutricionais consoante a faixa etária, estilo de vida, e mesmo a estrutura familiar, denotando-se assim a importância deste setor de atividade [11].

Em Portugal, o setor agroalimentar caracteriza-se por possuir uma grande dispersão empresarial, desde micro até grandes empresas. A tabela 2.1 traduz precisamente a evolução do número de empresas no setor da indústria agroalimentar em Portugal entre 2005 e 2010.

Tabela 2.1: Evolução do número de empresas no setor da indústria agro-alimentar em Portugal, EFINERG [3].

	2005	2006	2007	2008	2009	2010
Nº de Empresas	10.268	10.683	11.017	10.835	10.461	10.513

As empresas do setor agroalimentar, segundo a Classificação das Atividades Económicas (CAE) podem ser classificadas como CAE 10 (Indústria Alimentar) e CAE 11 (Indústria de Bebidas). A Indústria Alimentar (CAE 10) é composta por 9 subsectores que dizem respeito à indústria da transformação de matérias-primas em bens alimentares, tais como:

- Abate de animais para posterior conservação dos produtos cárneos;
- Preparação e conservação de peixe, crustáceos e moluscos;
- Preparação e conservação de frutos e de produtos hortícolas;
- Produção de óleos e gorduras animais e vegetais;
- Indústria de laticínios;
- Transformação de cereais e leguminosas, fabricação de amidos, de féculas e de produtos afins;
- Fabricação de produtos de padaria e outros produtos à base de farinha;
- Fabricação de outros produtos alimentares;
- Fabricação de alimentos para animais.

Segundo a EFINERG [3], é possível afirmar que, no que diz respeito ao volume de negócios e ao valor acrescentado bruto (VAB), a indústria alimentar (CAE 10) tem um peso superior ao da indústria das bebidas (CAE 11). Dentro da indústria alimentar, no que diz respeito ao volume de negócios, destacam-se ainda os seguintes subsectores, indústria de produtos cárneos, indústria de laticínios, a indústria da panificação e de outros produtos alimentares, que representam cerca de 50% do volume de negócios [3]. Assim, pode-se concluir que o setor da indústria agroalimentar tem um peso significativo na economia portuguesa que, segundo o Instituto Nacional de Estatística (INE) em 2011 o setor agroalimentar representava uma taxa de emprego igual a 12% do seu total, em 2012 teve um peso de 4,1% no Produto Interno Bruto (PIB) e ainda no mesmo ano representava 8,4% das exportações nacionais e 14,4% das importações nacionais [11].

## 2.3 Refrigeração de produtos alimentares

A refrigeração de produtos alimentares representa, provavelmente, uma das maiores aplicações da refrigeração industrial. Este processo de refrigeração acompanha toda a vida do produto, desde a sua produção até ao momento em que é adquirido pelos consumidores. Há então um conjunto de processos que requerem obrigatoriamente a utilização do frio para a sua realização, que vão desde o seu processamento, higienização, embalagem, até ao seu transporte. Pretende-se portanto garantir que determinadas condições como, a temperatura circundante, a humidade relativa, a velocidade e também a composição química do ar sejam controladas de modo a garantir um adequado armazenamento dos produtos [8].

A refrigeração, é um método de conservação dos produtos alimentares que retarda as alterações físicas e químicas bem como a atividade microbiana que causa a sua deterioração. Quer isto dizer, que o armazenamento de produtos alimentares em condições atmosféricas controladas, nomeadamente de temperatura e humidade relativa, aumenta o seu tempo de vida, tal como se pode observar na figura 1.3 apresentada no antecedente capítulo [12].

### 2.3.1 Condições de armazenamento dos diferentes produtos alimentares

Conhecida a importância da refrigeração dos produtos alimentares, importa agora realizar uma abordagem geral às condições de armazenamento que se consideram mais adequadas para cada um dos tipos de produtos, isto é, de acordo com a tipologia do produto como, peixes, carnes, vegetais, frutas e laticínios.

#### 2.3.1.1 Produtos Hortofrutícolas

Como o próprio nome indica dentro dos produtos hortofrutícolas destacam-se as frutas, os vegetais e os cereais. Estes últimos não têm necessidade de refrigeração.

Sabe-se, que a temperatura ótima de armazenamento dos produtos é uma informação essencial para as empresas que realizam este tipo de atividade.

A tabela 2.2 indica a temperatura ideal de armazenamento para uma seleção de alguns produtos frutícolas e hortícolas que são produzidos em Portugal. Para além da temperatura ideal de armazenamento, na tabela são ainda apresentadas a humidade relativa ideal e o tempo de vida aproximado de cada um dos produtos caso estes sejam armazenados nestas condições de temperatura e humidade.

Tabela 2.2: Requisitos para o armazenamento de produtos hortofrutícolas, ASHRAE [13].

Produtos Frutícolas	Temperatura (°C)	Humidade relativa (%)	Tempo de vida aproximado
Maçã	4	90 a 95	1 a 2 meses
Pêra	-1,5 a - 0,5	90 a 95	2 a 7 meses
Cereja	0	90 a 95	3 a 7 dias
Laranja	9 a 10	90	2 semanas
Azeitona	5 a 10	85 a 90	4 a 6 semanas
Uva	-0,5 a 0	90 a 95	1 a 6 meses
Ameixa	-0,5 a 0	90 a 95	2 a 5 semanas
<b>Produtos Hortícolas</b>			
Batata	4 a 12	95 a 98	5 a 10 meses
Tomate	10 a 13	90 a 95	2 a 5 semanas
Alface	0	98 a 100	2 a 3 semanas
Melancia	10 a 15	90	2 a 3 semanas

Da tabela 2.2 é importante ter em atenção os seguintes aspetos, quando se faz referência à temperatura de armazenamento, esta diz respeito à temperatura do produto em si e não à temperatura do ar circundante. Importa também referir que estas temperaturas de armazenamento não têm de ser necessariamente seguidas à regra, quer isto dizer que para o caso de se tratarem de armazenamentos durante curtos períodos de tempo aceitam-se temperaturas acima dos valores tabelados. Contudo, quando se pretendem períodos de armazenamento de maior duração é importante ter em atenção estes valores de temperatura. Estas considerações são também válidas para as tabelas que posteriormente são apresentadas no âmbito das condições de armazenamento dos produtos[13].

Para além da temperatura, a humidade relativa do ar é uma outra propriedade muito importante a ter em atenção. Tal como a temperatura, também a humidade relativa pode acelerar a degradação dos produtos. Nesta situação, se a humidade relativa do ar for demasiado baixa os produtos vão ficar desidratados e ocorre também a perda de peso. Por outro lado, para um

dado valor de humidade relativa do ar o processo de desidratação é muito mais rápido quanto maior for a temperatura do ar de armazenamento. Deste modo, sugere-se então que no armazenamento dos produtos hortofrutícolas se adotem valores de humidade relativa do ar elevada para a grande maioria dos produtos [8] [12].

### 2.3.1.2 Produtos Cárneos

De todos os produtos alimentares, os cárneos são aqueles que levantam mais preocupações quanto às necessidades de refrigeração e como tal a manutenção das condições de temperatura e humidade relativa do ar são extremamente importantes, na medida em que uma possível lacuna neste controlo pode resultar num produto de fraca qualidade, ou até mesmo impróprio para consumo.

Um dos aspetos mais importantes a ter atenção na refrigeração destes produtos está relacionado com as suas dimensões que variam com o tipo de animal, e como tal o processo deve ser adequado à sua tipologia. Na generalidade dos produtos cárneos procede-se em primeiro lugar à refrigeração da carcaça e só depois é que esta é desmanchada em peças de menores dimensões. No caso da carne bovina, esta é recebida a uma temperatura que varia entre 8 e 40 °C e como é óbvio, a dificuldade em baixar a temperatura da carcaça de acordo com aquela que é a temperatura recomendada para a sua conservação é muito maior, dada a sua dimensão. No caso das carcaças suínas, caprinas e de aves, o processo de refrigeração já não apresenta uma exigência tão grande devido à sua menor dimensão. Quer isto dizer que em função da dimensão da carcaça, a urgência na refrigeração também vai variar. Para carcaças de maior dimensão é necessário proceder à sua rápida refrigeração, como é o caso das carnes bovinas e em alguns casos nas carnes suínas. No caso das carnes de aves, dependendo do seu peso, deve-se proceder à sua refrigeração em períodos que variam entre 6 e 8 horas. Assim, consegue-se garantir uma menor desidratação dos produtos e conseqüente menor perda de peso assegurando então a sua qualidade [8] [12].

A tabela 2.3 a seguir apresentada traduz a temperatura ideal de armazenamento consoante o tipo de produto cárneo.

Tabela 2.3: Requisitos para o armazenamento de produtos cárneos, ASHRAE [13].

Produtos Cárneos	Temperatura (°C)	Humidade relativa (%)	Tempo de vida aproximado
Vaca	0 a 4	85 a 90	1 a 3 semanas
Porco	0 a 1	85 a 90	3 a 5 dias
Aves	-2 a 0	95 a 100	1 a 3 semanas
Caprino	-2 a 1	85 a 90	3 a 4 semanas

### 2.3.1.3 Produtos Lácteos

Na fileira dos produtos lácteos destacam-se produtos como o leite, a manteiga e o queijo.

A refrigeração dos produtos lácteos começa logo após o momento em que o leite é retirado dos animais, isto é, antes de o leite ser transportado para as instalações industriais onde vai

ser realizado o seu processamento. A necessidade de refrigeração dos produtos lácteos numa fase tão prematura deve-se precisamente ao facto do seu transporte implicar ganhos térmicos, e para além disso no momento em que chega às unidades industriais que realizam o seu processamento, o armazenamento é realizado em silos, facto que implica que o leite não seja processado imediatamente, ficando a sua temperatura sujeita a um aumento caso não seja alvo de refrigeração [8] [12].

A tabela 2.4 indica a temperatura, humidade relativa do ar de armazenamento ideal consoante o tipo de produto lácteo, assim como o tempo de vida aproximado quando armazenado nestas condições.

Para a realização do processamento do leite nos seus derivados são realizados um conjuntos de processos que implicam o seu aquecimento e arrefecimento, mas uma vez que não se inserem no tema do presente trabalho, estes não vão ser aqui tratados.

Tabela 2.4: Requisitos para o armazenamento de produtos lácteos, ASHRAE [13].

Produtos Lácteos	Temperatura (°C)	Humidade relativa (%)	Tempo de vida aproximado
Leite	4 a 6	---	7 dias
Manteiga	0	75 a 85	2 a 4 semanas
Queijo	4	65	12 meses

#### 2.3.1.4 Produtos de Pesca

A refrigeração de produtos provenientes da pesca é também muito importante, visto que a pesca na maior parte das vezes é realizada em alto-mar e como tal são feitas deslocações até locais a várias milhas da costa para realizar esta atividade. Portanto, é necessário que desde o momento em que o peixe é pescado até ao momento em que chega à lota, conservar as suas qualidades por meio da refrigeração.

O processamento que é dado ao peixe em alto-mar depende em grande parte da sua tipologia, isto é, há alguns tipos de peixes, como o caso do bacalhau que em primeiro lugar são eviscerados e lavados e só depois é que se procede à sua refrigeração em pontos específicos das embarcações. Por outro lado, peixes de pequena dimensão são diretamente refrigerados sem serem estripados e/ ou por vezes lavados. Quanto aos crustáceos, são geralmente mantidos vivos nas embarcações, não sendo portanto necessário qualquer tipo de refrigeração [12].

A tabela 2.5 indica a temperatura, humidade relativa do ar de armazenamento ideal consoante o tipo de pescado, assim como o tempo de vida aproximado quando armazenado nestas condições.

Tabela 2.5: Requisitos para o armazenamento de produtos de pesca, ASHRAE [13].

Produtos de Pesca	Temperatura (°C)	Humidade relativa (%)	Tempo de vida aproximado
Bacalhau	-0,5 a 1	95 a 100	12 dias
Atum	0 a 2	95 a 100	14 dias
Salmão	-0,5 a 1	95 a 100	18 dias

Para finalizar este tema que diz respeito à refrigeração de produtos alimentares, importa realçar qual o objetivo da sua abordagem no decorrer deste estudo.

Tal como foi tratado na presente secção da dissertação, verificou-se que a temperatura dos produtos alimentares e a humidade relativa do ar circundante têm um enorme impacto na qualidade destes. Como já foi referido, a constante abertura e fecho de portas nas câmaras de refrigeração contribui em grande parte para o fluxo de calor entre a câmara e o ambiente exterior, provocando assim o aumento da temperatura do ar no interior da câmara e consequentemente dos produtos que aí se encontram armazenados. A mistura de ar quente e húmido que se vai infiltrar na câmara através da abertura das portas depende sobretudo do tempo que a porta demora a abrir e a fechar, bem como do tempo que se encontra aberta. Aqui importa realçar que diferentes tipologias de portas propiciam diferentes deslocações de massas de ar (arrastamento e infiltração). Neste sentido é importante dar especial atenção a este tipo de estudos uma vez que contribuem em grande parte para a previsão do impacto que os ciclos de abertura e fecho de porta têm na qualidade dos produtos alimentares [9].

## **2.4 Tipologia de Portas, Infiltração e Dispositivos de Proteção**

As câmaras de refrigeração tratam-se de espaços cuja condições atmosféricas de temperatura e humidade relativa do ar são controladas para permitir o adequado armazenamento de produtos alimentares. Nestas, existem zonas que são projetadas convenientemente para permitir o acesso adequando ao seu interior, bem como o carregamento e descarregamento de mercadorias, as portas.

### **2.4.1 Tipologia de Portas**

Existem vários tipos de portas, manuais ou automáticas, que podem ser utilizadas em câmaras de refrigeração, como portas de dobradiças, portas de correr e portas enrolamento rápido e abertura rápida. Cada um dos tipos de portas possui um conjunto de vantagens e desvantagens, e consoante a sua tipologia adequam-se mais a determinadas situações de que outras. Um caso é o das portas de enrolamento rápido e abertura rápida que são mais apropriadas para câmaras onde haja muito movimento de empilhadores para realizar cargas e descargas de produtos, pois a sua flexibilidade permite velocidades, cerca de  $1\text{ m/s}$ , muito mais rápidas nos movimentos de abertura e fecho de portas quando comparadas com as usuais portas de dobradiças e portas de correr, conseguindo-se assim menores tempos nos ciclos de abertura e fecho de portas [21].

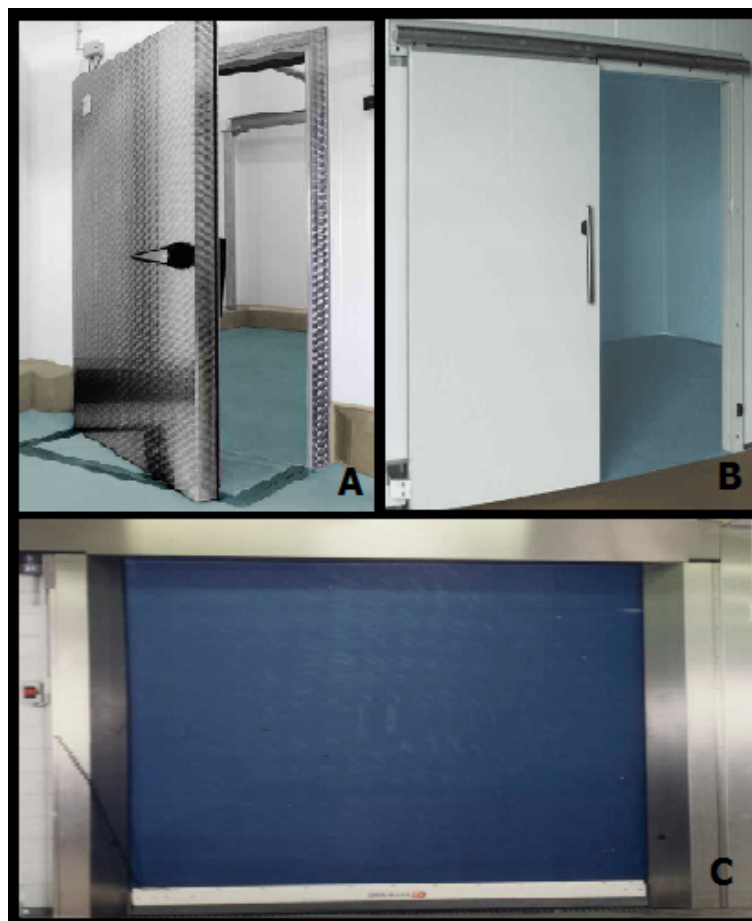


Figura 2.1: Tipologia das Portas, A- Portas de dobradiças; B-Portas de correr; C- Portas de enrolamento rápido, FRIGODOOR [14] e DAN-doors [15].

Observando a figura 2.1, verifica-se que as portas de enrolamento rápido são constituídas por PVC que lhe confere flexibilidade permitindo então o seu rápido movimento durante a sua abertura e fecho bem como uma certa resistência mecânica a impactos que podem suceder devido à operação de empilhadores em zonas próximas à porta.

No que diz respeito às portas de dobradiças e de correr, a sua constituição é bastante semelhante na medida em que apenas diferem no eixo segundo o qual realizam o seu movimento. Relativamente aos materiais que fazem parte da sua constituição, podem variar de fabricante para fabricante. Segundo o catálogo da FRIGODOOR [14], a porta de dobradiças apresentada na figura 2.1 é constituída por aço inoxidável e a porta de correr é constituída por aço galvanizado com uma pintura branca. Segundo o fabricante ambas as tipologias de porta podem ser constituídas por aço inoxidável ou aço galvanizado. Relativamente ao isolamento, sabe-se que este é responsável pela redução das trocas de calor entre a câmara e o ambiente exterior, e portanto é necessária a utilização de materiais como baixa condutividade térmica ( $k$ ) como é o caso da espuma poliuretano.

Para ambos os tipos de porta, o isolamento utilizado é o mesmo, contudo, consoante o tipo de aplicação a espessura do isolamento pode variar. Isto é, irá depender se a porta vai ser aplicada numa câmara de refrigeração ou numa câmara de congelação, pois o facto de as temperaturas

de operação serem diferentes leva a que seja necessário adaptar também a espessura do isolamento [21].

No caso das câmaras de refrigeração, segundo a FRIGODOOR [14], a porta é composta por um enchimento de espuma de poliuretano com uma espessura correspondente a 80 mm.

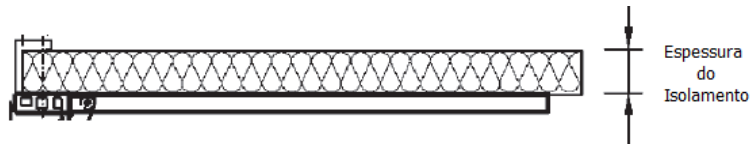


Figura 2.2: Vista em corte de uma porta, representação do seu isolamento, FRIGODOOR [14].

#### 2.4.2 Infiltração através da porta

As infiltrações através de portas podem ser classificadas segundo dois tipos, quando a porta está fechada e quando a porta se encontra aberta.

Quando a porta de uma câmara de refrigeração se encontra fechada, as infiltrações que se verificam são muito pequenas quando comparadas com as infiltrações no momento em que a porta está aberta, facto que leva a que estas sejam menosprezadas no presente estudo. Contudo, quando se considera um estudo com portas de rolamento rápido é importante ter algum cuidado, pois o menosprezo das infiltrações no momento em que a porta está fechada irá incorrer em erros, uma vez que em consequência do menor nível de isolamento a hermeticidade da porta pode ser posta em causa. Chen *et al.* [16] verificaram que a infiltração em portas de correr corresponde apenas entre 13 a 25% das infiltrações verificadas em portas de rolamento rápido.

Focando agora a análise nas infiltrações aquando a porta se encontra aberta, é importante começar por referir que estas se devem precisamente ao facto de existir uma abertura entre o interior da câmara de refrigeração e o ambiente exterior, como é sugerido na figura 2.3.

Existindo esta abertura é normal que haja um fluxo convectivo natural de ar, que se deve ao facto de existir uma diferença de temperatura e consequentemente de massa específica entre o ar interior e o ar exterior. Como a massa específica do ar existente no interior da câmara é maior que a do ar exterior, verifica-se que com o aumento da altura da porta, o valor da pressão vai aumentar de um modo mais rápido no interior da câmara que no seu exterior. Isto significa que, a pressão abaixo da linha neutra aumenta mais rapidamente no interior da câmara que no seu exterior, facto que conduz a um escoamento de ar desde o interior da câmara para o seu exterior na zona abaixo da linha neutra. Por outro lado, acima da linha de pressão neutra, a pressão no interior da câmara diminui mais rapidamente quando comparada com a diminuição de pressão no exterior desta, motivo que conduz ao fluxo de ar desde o exterior da câmara para o seu interior (ver figura 2.3).

Associados aos fluxos de ar entre o interior e o exterior da câmara, e vice-versa, existe uma combinação de calor latente e calor sensível. O calor sensível verifica-se precisamente pelo facto de existir uma diferença de temperaturas entre o ar exterior e o ar interior. O calor

latente está relacionado com a humidade presente no ar proveniente do exterior da câmara que, para além de ser considerada uma carga térmica pode ainda, em determinadas situações, como é o caso das câmaras de congelação, implicar o depósito de água e posteriormente formação de gelo (devido à temperatura negativa) junto das tubagens do evaporador [9] [8].

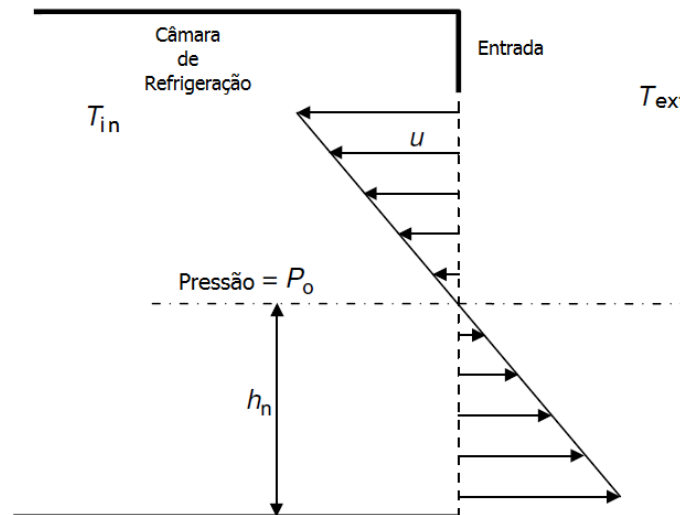


Figura 2.3: Convecção Natural através da abertura de uma câmara de refrigeração [9].

Em função dos ciclos de abertura e fecho de portas nas câmaras de refrigeração, para colocação e retirada dos seus produtos, é inteligível que haja uma carga de infiltração associada. Por sua vez esta carga de infiltração é responsável por uma grande quantidade de carga térmica que tem de ser removida do ambiente interior através do sistema de refrigeração.

No sentido de quantificar a carga de infiltração, ao longo dos tempos foram desenvolvidos por vários autores diversos modelos analíticos que, tendo em atenção as devidas considerações que estão subjacentes ao seu desenvolvimento, permitem calcular qual a infiltração de ar para uma dada situação. Na tabela 2.6 é possível observar, resumidamente, as expressões desenvolvidas por alguns autores que traduzem o cálculo da infiltração de ar cujos resultados são dados em  $m^3/s$ . Na tabela 2.6 é possível observar que todas as equações possuem um conjunto de variáveis comuns. A massa específica, é um exemplo, uma vez que a taxa de infiltração está intimamente relacionada com a diferença de massa específica entre o ar do ambiente interior e do ambiente exterior, assim, esta deve ser considerada em todas as equações. Também a área da abertura, representada por  $A$ , e a aceleração da gravidade,  $g$ , são variáveis comuns a todas as equações. Há, portanto, um conjunto de variáveis básicas, comuns a todas as equações. Aquilo que difere entre estas, são os coeficientes de infiltração obtidos por cada um dos autores mediante os estudos experimentais realizados [9] [22].

Para além dos métodos analíticos, existem ainda métodos experimentais que permitem medir a concentração de um determinado gás antes e após um determinado período de tempo de abertura da porta, sendo posteriormente possível quantificar qual a taxa de infiltração. Neste sentido, importa tratar, particularmente, o método dos gases traçadores. Este método encontra-se normalizado e como tal deve ser executado segundo a norma ASTM E741-00 [18].

Tabela 2.6: Modelos analíticos da Infiltração por convecção natural através da abertura de uma porta [9].

Brown and Solvason (1963)	$I = 0,343 A(gH)^{0,5} \left[ \frac{\rho_{in} - \rho_{ext}}{\rho_{avg}} \right]^{0,5} \left[ 1 - 0,498 \left( \frac{b}{H} \right) \right]$
Tamm (1966)	$I = 0,333 A(gH)^{0,5} \left[ \frac{\rho_{in} - \rho_{ext}}{\rho_{avg}} \right]^{0,5} \left( \frac{2}{1 + (\rho_{ext}/\rho_{in})^{0,333}} \right)^{1,5}$
Fritzsche and Lilienblum (1968)	$I = 0,333 K_{f,L} A(gH)^{0,5} \left[ \frac{\rho_{in} - \rho_{ext}}{\rho_{avg}} \right]^{0,5} \left( \frac{2}{1 + (\rho_{ext}/\rho_{in})^{0,333}} \right)^{1,5}$
Gosney and Olama (1975)	$I = 0,221 A(gH)^{0,5} \left[ \frac{\rho_{in} - \rho_{ext}}{\rho_{avg}} \right]^{0,5} \left( \frac{2}{1 + (\rho_{ext}/\rho_{in})^{0,333}} \right)^{1,5}$
Pham and Oliver (1983)	$I = 0,226 A(gH)^{0,5} \left[ \frac{\rho_{in} - \rho_{ext}}{\rho_{avg}} \right]^{0,5} \left( \frac{2}{1 + (\rho_{ext}/\rho_{in})^{0,333}} \right)^{1,5}$

Dentro da técnica dos gases traçadores há diferentes procedimentos que podem ser utilizados, no entanto, tendo como base o objetivo do presente trabalho vai ser dada especial atenção ao Método de Teste de Concentração Decrescente. Resumidamente, este método consiste na injeção de uma quantidade, pré-determinada, de um gás traçador, no interior da câmara de refrigeração. Posteriormente, este gás vai ser uniformemente misturado com o ar interior com o auxílio dos ventiladores dos evaporadores até que a concentração de gás traçador, medida através de amostragens, no interior da câmara seja igual à pré-determinada. Assim, conhecendo a concentração de gás traçador antes e após a abertura da porta é possível quantificar qual a taxa de infiltração, que por sua vez pode ser calculada com base na seguinte equação:

$$I = \frac{V}{t} \ln \frac{C_1}{C_2} \quad (2.1)$$

São 12 o número de gases traçadores que podem ser utilizados nesta técnica, (Hidrogénio, Hélio, Monóxido de Carbono, Dióxido de Carbono, Hexafluoreto de Enxofre, Óxido Nitroso, Etano, Metano, Halocarbonos C-318, 13B1, 12 e 116). Cada um apresenta um conjunto de propriedades próprias que o definem, nomeadamente a quantidade limite de exposição permitida, nível de toxicidade, reatividade química, os níveis mínimos de deteção e as técnicas utilizadas para efetuar as medições para cada um dos gases.

Dos gases traçadores anteriormente enunciados, há dois, em particular, que são muito utilizados para medir com sucesso a infiltração em câmaras de refrigeração, o Dióxido de Carbono,  $CO_2$ , e o Hexafluoreto de Enxofre,  $SF_6$ . Tendo em atenção as características destes dois gases, pode ser feita uma breve análise comparativa quanto às vantagens e desvantagens da sua utilização. No que diz respeito ao  $SF_6$ , a sua deteção é possível com níveis muito menores quando comparados com os níveis de concentração necessários para a deteção de  $CO_2$ , isto é, o  $SF_6$  pode ser detetado níveis de concentração correspondentes a 2 ppt, por outro lado, o  $CO_2$  apenas é detetado com níveis de concentração equivalentes a 5 ppm. Relativamente às técnicas de medição, o  $CO_2$  tem vantagens sobre o  $SF_6$  uma vez que a medição da sua concentração é possível com um aparelho de absorção de radiação Infravermelha que é relativamente barato quando comparado com um equipamento de deteção e captura de eletrões, utilizado para medir a concentração de  $SF_6$ . Adicionalmente, é importante referir que o  $SF_6$  é cerca de 24.000 vezes mais nocivo para o efeito de estufa que o  $CO_2$ , embora apresente menos de 1% de colaboração no aquecimento global. Na Europa, o  $SF_6$  recai sobre a diretiva dos F-Gas que bane ou controla a sua utilização em várias aplicações. Desde 1 de Janeiro de 2006, o  $SF_6$  foi banido como gás traçador em todo o tipo de aplicações [18] [19] [20].

### 2.4.2.1 Impacto energético das infiltrações através da porta

No decorrer do presente trabalho tem sido dada grande importância ao impacto que as infiltrações através da porta de uma câmara de refrigeração têm, tanto ao nível da segurança alimentar, como do consumo energético. Portanto, agora, dando especial atenção ao impacto no consumo de energia, é deveras importante analisar o estudo realizado por Evans *et al* [17].

Este estudo consistiu na realização de auditorias energéticas em vários países europeus com a finalidade de caracterizar energeticamente cada uma das empresas auditadas, especificamente armazéns de produtos refrigerados, identificando possíveis áreas de atuação para obtenção de poupanças energéticas consideráveis.

As áreas identificadas encontram-se expressas na figura 2.4, e foram agrupadas tendo em consideração o volume das câmaras de refrigeração, sendo os resultados do estudo subdivididos, em câmaras com volume inferior  $100\text{ m}^3$  e câmaras com volume superior a  $100\text{ m}^3$ . Grande parte dos problemas identificados estão associados a câmaras de refrigeração com volume superior a  $100\text{ m}^3$ .

Um dos problemas identificados, e aquele mais relevante para o presente estudo, é a infiltração/proteção das portas, que representa cerca de 8,3% do total de problemas identificados em câmaras de refrigeração com volume superior a  $100\text{ m}^3$ .

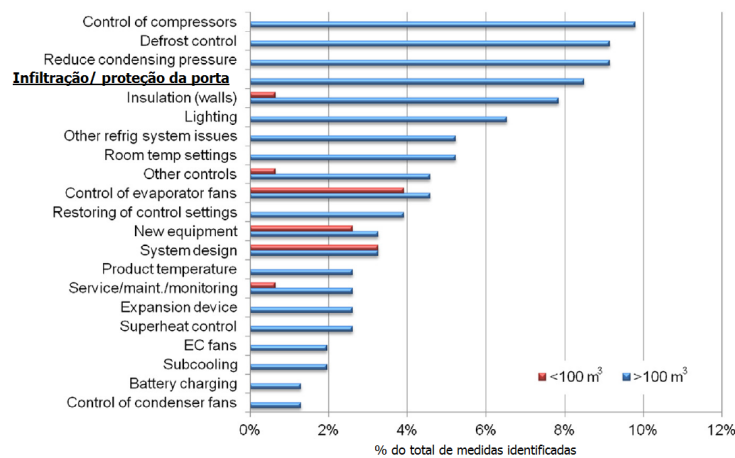


Figura 2.4: Medidas identificadas durante as auditorias, Evans *et al*. [17].

Depois de identificados os principais problemas associados ao funcionamento das câmaras de refrigeração, foram calculadas as potenciais poupanças energéticas. As poupanças encontram-se apresentadas na figura 2.5 e foram calculadas com base no potencial de poupança de energia bem como através da energia total consumida pelas câmaras de refrigeração.

Analisando a figura 2.5, a poupança média de energia relacionada com as infiltrações/ proteção das portas, situa-se em cerca de 6%, podendo ascender a 17%.

Para além das potenciais poupanças que estão associadas à infiltração/ proteção das portas, importa ainda ter em atenção que a infiltração da mistura de ar quente e húmido para o interior

da câmara de refrigeração, tal como já referido, contribui para o aumento da carga latente que pode em determinadas situações levar à formação de gelo nas alhetas dos evaporadores, bem como em torno da abertura da porta, no piso e no tecto da câmara. A formação de gelo nestas zonas, implica que seja necessária a realização da sua descongelação, facto que conduz a um aumento do consumo de energia. Portanto, se as infiltrações de ar quente e húmido para o interior das câmaras forem minimizadas pode haver benefícios em relação a outros consumos que lhes estão subjacentes [17].

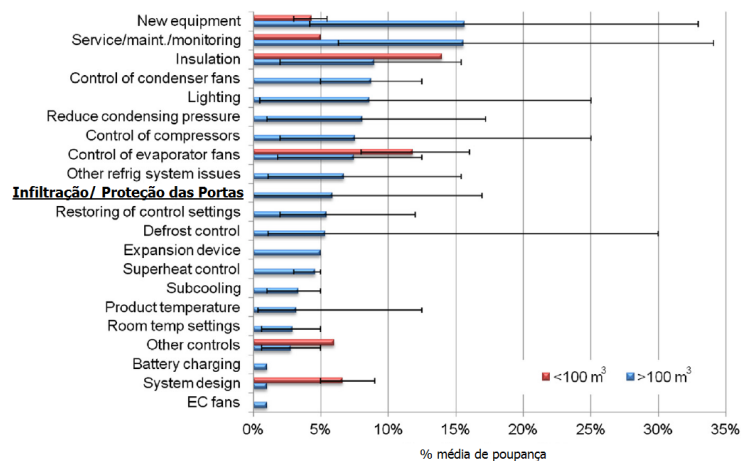


Figura 2.5: Potenciais poupanças energéticas para cada um dos problemas, Evans *et al.* [17].

### 2.4.3 Dispositivos para Protecção das Portas

No sentido de reduzir as infiltrações para o interior das câmaras de refrigeração é importante estar ciente da existência de determinados dispositivos e soluções construtivas que possibilitam a redução da infiltração.

As soluções mais utilizadas para minimizar as infiltrações são, as cortinas flexíveis de PVC, cortinas de ar, combinação de ambos os dispositivos anteriores, portas de abertura e fecho rápido (portas de enrolamento rápido) e existência de antecâmaras.

A tabela 2.7 indica qual a eficácia de algumas das possíveis soluções a adotar.

Tabela 2.7: Eficiência dos diferentes dispositivos de proteção, D. W. Sun [9].

Dispositivo	Tipo	Eficiência
Cortinas de PVC	---	0,86 a 0,96 estática 0,83 a 0,93 móvel
Cortinas de PVC	Dupla	0,92 a 0,98
Cortinas de Ar	Vertical s/ recirculação	-0,44 a 0,83
	Vertical dupla s/recirculação	0,6 a 0,93
	Vertical c/ recirculação	0,36 a 0,8
	Horizontal c/ recirculação	0,59 a 0,82
	Horizontal dupla c/ recirculação	0,74
Combinação de cortinas flexíveis e cortinas de ar	Cortina de ar horizontal	0,9 a 0,92
Portas de abertura e fecho rápido		0,63 a 0,93

Relativamente à tabela 2.7, o cálculo da eficiência de cada um dos dispositivos foi obtido pelo quociente entre, a subtração das infiltrações verificadas sem a utilização de dispositivo, pelas infiltrações verificadas com a utilização de dispositivo, e as infiltrações verificadas sem a utilização de dispositivo de proteção. Isto significa que, quando a eficiência é igual a 1 não há quaisquer infiltrações e, quando é igual a 0 as infiltrações são máximas não havendo então qualquer impedimento à entrada de ar quente e húmido [9] [8].

#### 2.4.3.1 Cortinas de PVC flexível

As cortinas de PVC flexível representam uma barreira física à entrada de ar quente e húmido para o interior das câmaras de refrigeração. Com base na tabela 2.7 verifica-se que estes dispositivos apresentam uma eficiência muito boa em relação ao impedimento do fluxo de ar para o interior da câmara, e como tal, teoricamente são uma boa solução. Na prática, a questão prende-se ao facto de esta representar uma barreira física que provoca algum transtorno aos colaboradores que operam em câmaras com este tipo de dispositivo instalado, pois preferem o acesso às câmaras sem qualquer restrição. No caso em que há constante entrada e saída de empilhadores, estas barreiras podem facilmente ser danificadas, para além de reduzirem drasticamente o poder de visão para o interior da câmara, facto que pode conduzir à ocorrência de acidentes. Por último, este tipo de dispositivo apresenta ainda uma outra desvantagem que está relacionada com questões de higiene e segurança alimentar, na medida em que a existência desta barreira contribui em grande parte para o impedimento do fluxo de ar para o interior da câmara, no entanto, não impede a formação de condensação nas cortinas, que pode levar ao desenvolvimento bacteriano. Geralmente os produtos refrigerados não vêm empacotados, e como tal vão tocar diretamente na cortina, o que pode levar à sua contaminação [9] [21].

Em termos energéticos, as cortinas de PVC flexível representam uma solução bastante boa. Para comprovar isso, pode ser dado como exemplo um caso estudo realizado por Foster [23] que consistiu na realização de uma auditoria a uma empresa. Na câmara de refrigeração em análise era suposto os produtos serem armazenados a temperaturas entre 3°C e 5 °C, porém em consequência das infiltrações devido à abertura e fecho de portas verificou-se que por vezes a temperatura dos produtos excedia os 12°C. Como solução foram colocadas cortinas de PVC flexível e realizou-se um estudo comparativo entre, o antes e o após a sua colocação, e concluiu-se que a poupança energética só pelo facto de evitar este tipo de infiltrações foi de 19% [23].

#### **2.4.3.2 Cortinas de Ar**

As cortinas de ar tratam-se de barreiras entre o ambiente refrigerado e o ambiente exterior criadas por jatos de ar.

Analisando a tabela 2.7, no que se refere às cortinas de ar, verifica-se que há vários tipos, cujo jato pode ser vertical ou horizontal e com ou sem recirculação de ar.

Estas apresentam a vantagem de não serem intrusivas e ao mesmo tempo permitem a redução da infiltração. Contudo, dependendo da situação em que se pretende aplicar a cortina de ar, esta necessita de ser devidamente dimensionada para se atingir a máxima eficiência, pois para a sua operação é necessário um ventilador para a geração do jato de ar [9] [21] [8].

#### **2.4.3.3 Portas de Abertura e Fecho Rápido**

As portas de abertura e fecho rápido, tal como já referido na secção 2.4, são portas constituídas por um material flexível que permite a sua operação com velocidades relativamente elevadas, facto que conduz a uma redução no nível de infiltrações durante a sua abertura/fecho. Por outro lado não possuem o mesmo nível de isolamento que as normais portas de dobradiças e de correr, e necessitam de alguma manutenção pois os materiais estão sujeitos a um maior desgaste devido às velocidades de operação. Estão também sujeitas a encravamentos, factos que representam alguma inércia à sua adoção [9] [21] [8].

#### **2.4.3.4 Antecâmaras**

As antecâmaras tratam-se de compartimentos, geralmente, refrigerados que, como o próprio nome indica antecedem a câmara, ou seja, separam câmara e o ambiente exterior. Nestas divisões, os valores de temperatura devem situar-se entre os valores de temperatura da câmara e do ambiente exterior. Deste modo evita-se o contacto direto entre o ambiente interior e o ambiente exterior, minimizando então a infiltração. Porém, em termos construtivos a conceção destes compartimentos encarece a obra e nem sempre representam a melhor solução [9].

## **2.5 Dinâmica de Fluidos Computacional**

A dinâmica de fluidos computacional (DFC) tornou-se uma técnica que progressivamente tem vindo a ser adotada pela Engenharia devido às suas potencialidades em modelar escoamentos de fluidos com transferência de calor e massa em processos industriais, conseguindo-se usualmente realizar uma análise detalhada do processo físico sem os custos associados a uma análise experimental. Adicionalmente, com a aplicação desta técnica, é possível estudar e prever detalhes do escoamento do fluido e transferência de calor, e assim elaborar estudos paramétricos de parâmetros de projeto.

Para modelar estes processos, a DFC baseia-se na resolução de um conjunto de equações que descrevem o escoamento do fluido, as equações de governo. Estas equações de governo variam consoante o estudo, são equações de conservação de massa (continuidade), de conservação da quantidade de movimento (Navier-Stokes), conservação de energia e quaisquer outras equações que necessitem de ser resolvidas para modelar o processo físico conforme pretendido. Cada

uma das equações é resolvida em cada um dos volumes de controlo da malha computacional criada.

A adoção da DFC, pelos Engenheiros ligados à indústria agroalimentar, começou na década de 90 face à maior capacidade de processamento dos recursos computacionais e pelo surgimento de *softwares* dedicados à dinâmica de fluidos computacional. Hoje em dia, esta é uma ferramenta indispensável e utilizada em grande escala devido aos benefícios já referidos. [24]

Especificamente, no que diz respeito à indústria agroalimentar esta técnica permite a modelação de processos físico-químicos relacionados com a cozedura, esterilização, mistura, arrefecimento e armazenamento refrigerado de produtos, de modo a estudar possíveis melhorias suscetíveis de serem adotadas na prática [24].

## 2.6 Estudos Numéricos

Orlandi *et al.*[25], realizaram um estudo numérico num geometria tridimensional (3D) de um expositor fechado refrigerado com cortina de ar e com diferentes tipologias de portas, porta de dobradiças e porta de correr. O objetivo do estudo visa um melhor conhecimento dos processos físicos associados ao transporte de energia, e deste modo quantificá-los em condições padrão e em condições normais de abertura e fecho da porta. As condições padrão, são definidas pela norma EN ISO 23953 que, define os períodos de tempo que a porta demora a abrir, permanece aberta e demora a fechar neste tipo experimentos. As condições normais, são as condições reais que se obtêm através da medição dos períodos de tempo em condições normais de uso deste tipo de equipamentos. Assim, é possível analisar a quantidade de calor que entra para o expositor aquando da abertura da porta. O expositor é constituído por 3 portas contudo a análise diz apenas respeito à porta central. O estudo foi efetuado em regime transiente com uma passo de tempo igual a  $3,3 \times 10^{-3}$  segundos. O modelo de turbulência utilizado foi o "Realizable  $k - \varepsilon$ " por apresentar a melhor relação precisão-custo computacional. O fluido utilizado foi o ar como sendo um gás ideal e seco. A malha computacional, é uma malha híbrida constituída por  $2,5 \times 10^5$  elementos. Esta malha computacional, é uma malha de geometria móvel com um algoritmo de *re-meshing* automático de modo a garantir uma baixa distorção (*Skewness*) nos elementos constituintes da malha, bem como uma precisão razoável aquando da abertura da porta. Assim, conseguiu-se o movimento de abertura da porta a cada  $0,2^\circ$  em cada passo de tempo. Foram ainda realizadas algumas considerações relativamente ao modelo. O efeito da radiação foi desprezada assim como da inercia térmica das partes sólidas do expositor. A temperatura de insuflação da cortina de ar é constante,  $0^\circ C$ , e a velocidade do jato de ar é de  $0,15\ m/s$ . Relativamente ao ambiente exterior, foi imposta uma temperatura do ar com um valor constante de  $25^\circ C$ . Através da análise de energética, foi possível concluir que a quantidade de energia que se infiltra no fluxo de aspiração da cortina de ar para uma porta de dobradiças corresponde a 77% do valor total, enquanto que numa porta de correr esta mesma quantidade de energia é 17% menor que no caso da porta de dobradiças. A figura 2.6 representa a previsão do escoamento de ar através de vetores de velocidade coloridos pela temperatura. É possível observar a movimentação da massas de ar quente a entrar para o interior do expositor pela parte superior da abertura da porta.

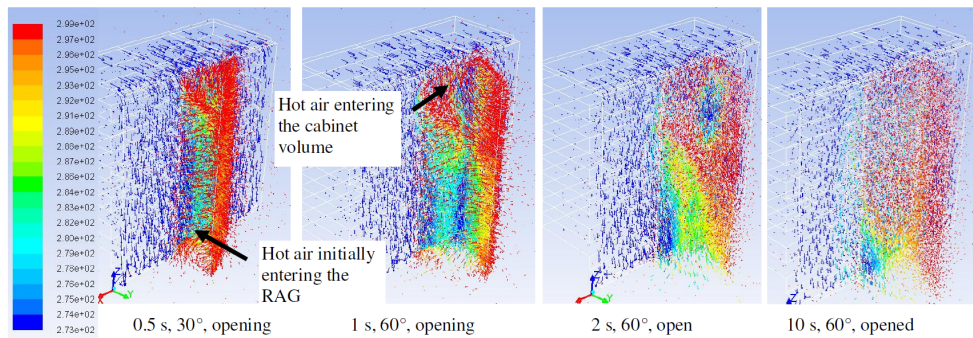


Figura 2.6: Processo de abertura da porta [25].

Uma outra abordagem realizada no mesmo estudo, consistiu na realização de um modelo composto por 13 secções de malha computacional, correspondentes à porta localizada em sequências de abertura de  $5^\circ$ . Manualmente a malha foi atualizada para cada uma das posições da porta, alternando assim o meio (sólido: porta ou líquido: ar) entre as consecutivas secções de malha computacional no sentido de abertura da porta.

Gonçalves *et al.* [26], efetuaram um estudo numérico com o objetivo de estudar qual a influência que as cortinas de ar têm na obstrução à infiltração de cargas térmicas para o interior de uma câmara de refrigeração, ou seja, estudaram qual a sua eficiência considerando que a cortina de ar se encontra instalada no interior da câmara, no seu exterior e em ambos os lados da porta. Para tal, desenvolveram um modelo numérico em regime transiente para simular a 3 dimensões o escoamento de ar turbulento e não-isotérmico gerado pela cortina de ar depois da abertura da porta. Devido à existência de um plano de simetria foi possível simular apenas metade do modelo físico. As previsões numéricas foram obtidas pela solução das equações médias de Reynolds para a conservação de massa, de quantidade de movimento, e de energia. O modelo de turbulência utilizado foi o  $k - \omega$  SST. A malha computacional é uma malha não-estruturada, composta por 151.857 nós. Relativamente às condições de fronteira foram feitas algumas considerações, nomeadamente, o facto de toda a envolvente ser considerada como impenetrável de modo a permitir que o escoamento de ar se dê exclusivamente através da abertura da porta existente entre os dois domínios. As temperaturas no interior e exterior da câmara são,  $5^\circ C$  e  $30^\circ C$ , respetivamente. Todas as superfícies são consideradas como sendo adiabáticas. Verificou-se que os resultados numéricos estão de acordo com a interpretação física do fenómeno convectivo, e a velocidade ótima do jato de ar que proporciona a menor infiltração de ar foi encontrada. Relativamente às diferentes situações simuladas, as cortinas de ar quando colocadas no exterior da câmara apresentam melhores resultados. Cortinas de ar com jato vertical apresentam maior eficiência ( $> 70\%$ ) que as cortinas de ar com jato horizontal (cerca de  $55\%$ ). Contudo, quando há recirculação de ar, a eficiência da cortina aumenta para valores acima de  $80\%$ . Na figura 2.7, encontram-se apresentadas a geometria e a malha computacional, anteriormente descritas.

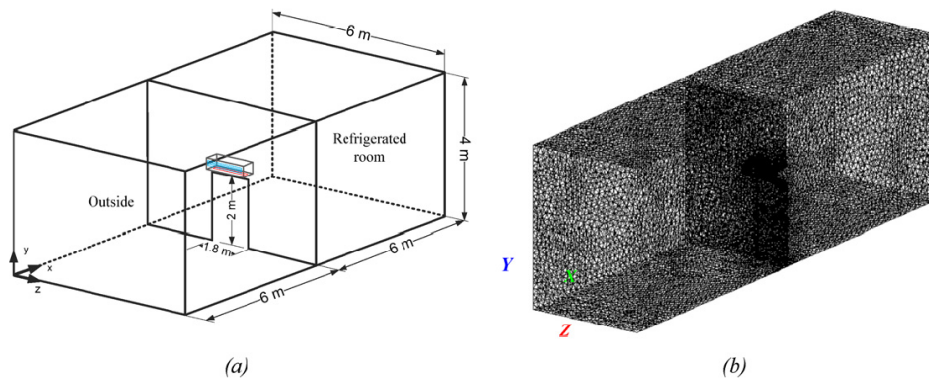


Figura 2.7: (a) Geometria do domínio e (b) Domínio com a respetiva malha utilizado no cálculo da solução [26].

Yataghene & Moureh [27], desenvolveram um modelo numérico de um expositor vertical aberto com cortina de ar de fluxo retangular, correspondendo a uma configuração nunca estudada até então. Posteriormente foi realizada a sua validação experimental. O objetivo deste estudo residu na análise da eficiência da cortina de ar quando no ambiente exterior há um fluxo, perturbação, de ar lateral à cortina. No desenvolvimento da simulação numérica foi utilizada uma malha hexaédrica estruturada e foram realizados testes com 1, 1,5 e 2 milhões de células. O modelo de turbulência escolhido foi o *Reynolds stress model*, por ser, segundo os autores, o único a apresentar resultados aceitáveis na modelação do escoamento turbulento de ar. Numericamente, foi ainda utilizado um modelo de transporte de espécies com o objetivo de determinar qual a concentração média de uma espécie nos diferentes compartimentos do modelo quando a cortina é sujeita a uma perturbação lateral, e quando não há nenhuma perturbação. Deste modo, através das equações do balanço de massa foi possível quantificar qual o fluxo mássico entre o ambiente interior e o ambiente exterior. Assim, a eficiência da cortina de ar quando sujeita a uma perturbação lateral foi analisada através da taxa de infiltração. Experimentalmente, foi construído um modelo à escala de 1:5, de modo a estudar a influência que a perturbação lateral tem na estabilidade da cortina de ar, e para validação das previsões numéricas. Para efetuar a devidas medições foram utilizadas as técnicas de Velocimetria por imagem de partículas (*Particle Image Velocimetry - PIV*) e Velocimetria por Laser Doppler (*Laser Doppler Velocimetry - LDV*), pois permitem uma boa visualização e quantificação das características dos escoamentos. Os resultados obtidos, tal como se pode observar na figura 2.8, indicam que a taxa de infiltração e o arrastamento de ar são altamente dependentes da relação  $(H/e)$ , sendo " $H$ " a altura da cortina de ar em metros, e " $e$ " é a largura do jato da cortina de ar, e da ainda mais da velocidade do escoamento lateral do ar exterior.

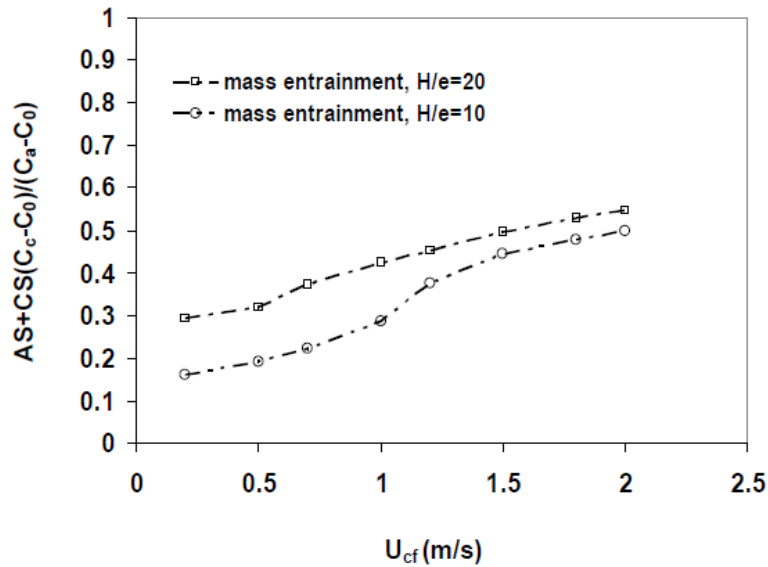


Figura 2.8: Resultados numéricos da infiltração de massa com diferentes velocidades de escoamento [27].

## 2.7 Estudos Experimentais

Foster *et al.* [22] realizaram medições experimentais da infiltração através de portas de diferentes tamanhos e com duas temperaturas diferentes no interior da câmara. Posteriormente estes resultados foram comparados com resultados de modelos analíticos e computacionais. Para realizar as medições experimentais foi utilizada a técnica dos gases traçadores de concentração decrescente, tal como foi descrita na secção 2.4.2. O gás utilizado foi o dióxido de carbono numa concentração de 0,5% (5000 ppm) e foi medido com um analisador de infra-vermelhos. A taxa de infiltração foi calculada através da equação 2.1. Os valores de temperatura do ar no interior da câmara utilizados foram  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  e  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Relativamente às durações em que a porta se encontra totalmente aberta foram realizados testes para 10, 20, 30 e 40 segundos. Uma porta de 2,3 m de largura demora  $8 (\pm 1)$  segundos a abrir e fechar; portas de 1,36 e 1 m demoram  $6 (\pm 1)$  segundos e, finalmente, para portas de 0,43 m o tempo total de abertura e fecho é tão insignificante que não é considerado. Para a realização dos cálculos através dos modelos analíticos foram utilizadas as equações apresentadas na tabela 2.6. No que diz respeito ao modelo numérico computacional, foram consideradas as seguintes hipóteses e simplificações: não há fluxo de calor através das paredes do modelo, as partes sólidas da câmara não apresentam qualquer massa térmica, a humidade do ar não tem efeito no escoamento através da porta, a câmara é hermética, ou seja, o ar apenas se pode mover através da abertura da porta. Foi criada uma malha tetraédrica cujo número de elementos variava entre 95.000 e 250.000 e o número de nós entre 18.000 e 46.000. O modelo de turbulência utilizado foi o  $k - \epsilon$ . Os resultados demonstraram que o modelo analítico desenvolvido por Gosney & Olama (tabela 2.6), é aquele que apresenta resultados mais próximos dos resultados experimentais. O modelo computacional apresenta maior precisão que os modelos analíticos, contudo, menor precisão que os modelos semi-empíricos. Por outro lado, quando se tratam de análises transientes, ou com dispositivos de proteção da porta, os modelos computacionais são aqueles que apresentam mais vantagens na previsão das infiltrações. Os resultados obtidos na simulação do modelo computacional de-

envolvido estão presentes na figura 2.8, que para cada tamanho de porta, apresenta a taxa de infiltração.

Largura da Porta (m)	Altura da Porta (m)	Temperatura da Câmara de Refrigeração (°C)	Taxa de Infiltração prevista pelos modelos CFD (m <sup>3</sup> /s) (%)
2,3	3,2	-20	3,36 (25,4)
			3,82 <sup>a</sup> (42,5)
1,36	2,3	-20	2,28 (42,5)
1,36	2,3	0	1,61 (13,4)
0,43	0,69	-20	0,050 (34,1)

<sup>a</sup> Modelo com condição de fronteira grande.

Tabela 2.8: Taxa de infiltração para cada tipologia de porta, resultados como base no modelo computacional (DFC) [22].

Foster *et al.* [28] estudaram o movimento do ar através das portas de uma câmara de refrigeração. Para tal, foram realizadas medições experimentais e posteriormente foram comparadas com os resultados de uma simulação numérica (DFC), tal como no estudo anterior. As medições experimentais foram realizadas para dois tamanhos de portas, uma com 2,3 m de largura e 3,2 m de altura, cuja temperatura de teste foi de -20 °C, e a outra com 0,43 m de largura e 0,69 m de altura, com temperaturas de teste iguais a 5°, 0°, -10°, -20° e -25 °C. Para obter os valores da temperatura foram utilizados termo-pares distribuídos meticulosamente nos locais onde a aquisição dos valores da temperatura do ar era mais importante. Para medir os valores da velocidade do ar na entrada da câmara foram utilizados anemómetros, também estes colocados cuidadosamente em zonas de maior interesse. Também a Anemometria por Laser Doppler, (*Laser Doppler Anemometry - LDA*), foi utilizada para aquisição de valores da velocidade do escoamento de ar em 3 dimensões. O modelo computacional desenvolvido é muito semelhante ao do estudo anterior, cuja formulação físico-matemática, numérica e simplificações foram basicamente as mesmas. Relativamente às condições iniciais, considerou-se o ambiente exterior com uma temperatura imposta de 20 °C e na câmara de -20°C. Para simular o fenómeno de impulsão gravítica foi utilizado o modelo de Boussinesq, e para considerar o efeito da turbulência o modelo  $k - \epsilon$ . Para além disso, foi ainda resolvida a equação da energia com o intuito de simular as variações de temperatura depois da abertura da porta. Foi criada uma malha tetraédrica com 113.118 elementos e 21.626 nós. Os resultados comprovaram que, na generalidade, o modelo DFC é mais preciso, contudo há zonas onde a sua precisão é menor.

Foster *et al.* [29], realizaram um estudo com o objetivo de avaliar a eficiência de uma cortina de ar com 1 m de largura colocada na entrada de uma câmara com 1,36 m de largura. Para tal foram realizadas medições experimentais e foram confrontadas com resultados de um modelo analítico e computacional. A porta da câmara tinha 1,36 m e 3,2 m de altura e a espessura do seu rebordo era de 0,16 m. A cortina de ar utilizada tinha 1 m de largura e uma abertura de 30 mm. Para medir a velocidade do jato de ar da cortina foram utilizados anemómetros de fio quente, e para medir a infiltração de ar foi utilizada a técnica dos gases traçadores de concentração decrescente, já descrita anteriormente. O modelo analítico utilizado foi desenvolvido

por Hayes & Stoecker, que permite o cálculo do módulo de deflexão, que está relacionado com os esforços transversos causados pela diferença de temperatura em ambos os lados da cortina. O modelo computacional (DFC) foi desenvolvido em 2 dimensões (2D) e corresponde apenas à largura da cortina de ar. Este modelo foi desenvolvido utilizando um código de volumes finitos através da utilização de apenas uma malha numérica ao longo de todo o domínio aplicando a condição de fronteira de simetria às faces de ambos os lados. A malha computacional criada é composta por 42.000 nós. As condições iniciais de temperatura do ar são de  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  no interior da câmara e de  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  no exterior da câmara. A velocidade do jato de ar foi variada desde 0 até  $18\text{ m/s}$  e a sua temperatura foi definida como sendo igual a  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Relativamente à intensidade de turbulência, esta foi fixado em 10%, valor que corresponde a um elevado nível turbulência. Os resultados mostraram que o ajuste da velocidade e do ângulo da cortina de ar são muito importantes, conseguindo-se uma melhoria da eficiência da cortina de ar de 0,31 para 0,77. Por outro lado, também o tempo que a porta se encontra aberta é um fator a ter em atenção. Relativamente ao modelo analítico verificou-se que a eficiência da cortina de ar varia entre 0,37 e 0,70. Os resultados numéricos obtidos com o modelo computacional mostraram que a eficiência máxima é de 0,84.

Gonçalves *et al.* [30] mediram experimentalmente a taxa de infiltração num espaço arrefecido através da utilização da técnica de gases traçadores. Os resultados obtidos, figura 2.9, foram comparados com as previsões dadas por 3 modelos analíticos e por uma simulação numérica DFC. Os modelos analíticos utilizados foram, o de Fritzsche & Lilienblum, Gosney & Olama e o de Pham & Oliver, expressos na tabela 2.6. Estes modelos analíticos não têm em conta a relação entre a dimensão da porta, da altura e o comprimento do espaço. Isto é, não têm em conta os efeitos tridimensionais do escoamento. Os efeitos da viscosidade são igualmente desprezados e as condições de escoamento do ar são admitidas como sendo em regime permanente. A geometria em estudo corresponde a dois volumes (salas) ligados entre si por uma porta com 0,6 m de largura e 1 m de altura, semelhante ao estudo realizado por Gonçalves *et al.* [26]. Experimentalmente, a medição da temperatura na sala a temperatura do ar inferior, foi realizada através de 15 termo-pares distribuídos uniformemente por todo o compartimento. Na sala exterior, a medição da velocidade e temperatura foi realizada através de 14 sondas omnidirecionais. Para determinar a taxa de infiltração utilizou-se a técnica dos gases traçadores, cujo gás utilizado foi o Dióxido de Carbono, com uma concentração inicial de 0,075%. No modelo computacional desenvolvido, foi utilizado um plano de simetria de modo a diminuir o tempo computacional e foi também considerada a turbulência do escoamento de ar. A malha computacional é uma malha não-estruturada e refinada na zona junto à porta. Considerou-se que a temperatura inicial no interior da sala é de  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  e no exterior de  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ . A velocidade inicial do ar é assumida como nula. As paredes foram consideradas adiabáticas e não aderentes. O domínio não apresentava massa térmica e o escoamento de ar apenas se dava pela abertura da porta, e o passo de tempo era igual a 0,1 segundos. Para simular a técnica dos gases traçadores foi criado um segundo fluido fictício com as mesmas propriedades do ar, sendo assim possível quantificar qual a taxa de infiltração. Os resultados demonstraram que os modelos analíticos não são adequados para a determinação da taxa de infiltração. Por outro lado, os resultados da simulação numérica estão de acordo com os resultados obtidos via experimental, concluindo-se então que o modelo numérico consegue prever a infiltração de ar em câmaras frigoríficas, bem como do campo de velocidades e de temperatura.

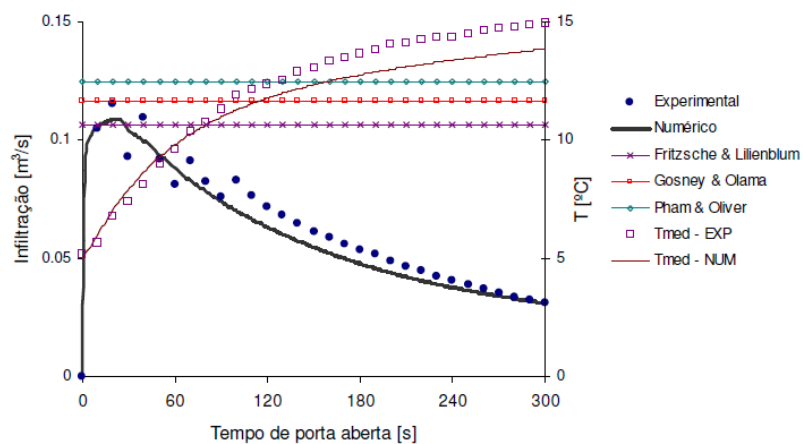


Figura 2.9: Evolução da infiltração de ar pela abertura da porta, e da temperatura média interior por via experimental e numérica [30].

Gaspar *et al.* [31], investigaram qual o efeito que as alterações das condições do ar ambiente tinham no desempenho térmico e na eficiência energética de expositores verticais refrigerados. Foram efetuadas variações na temperatura do ar, na humidade relativa, na velocidade e na direção do seu escoamento em relação ao expositor, permitindo assim determinar a variação da taxa de transferência de calor e o fator de arrastamento térmico. Assim, foi possível avaliar qual o efeito que a cortina de ar tem no isolamento do ambiente interior. Para efetuar as medições experimentais foram utilizados equipamentos como um sistema de aquisição de dados com sondas termo-pares para medição dos valores de temperatura do ar, higrómetro para medição da humidade relativa do ar, anemómetros de fio quente para medição dos valores da velocidade do ar e um amperímetro para efetuar medições da corrente elétrica. Os resultados experimentais permitiram avaliar o fator de arrastamento térmico e compará-lo com as cargas sensíveis e latentes. Concluiu-se que, calculando o fator de arrastamento térmico é possível avaliar o desempenho térmico de um expositor em vez de ser necessário calcular todas as cargas sensíveis e latentes. Verificou-se ainda que os processos de interação térmica e mássica estão fortemente dependentes das condições do ar ambiente circundante e como tal é importante ter em atenção todos estes fatores aquando do dimensionamento deste tipo de dispositivos.

Anteriormente foram analisados um conjunto de trabalhos, numéricos e experimentais, que se debruçaram sobretudo na análise das infiltrações em dispositivos refrigerados, câmaras e expositores, através da abertura da porta. Este tipo de estudos contribuem em grande parte para a melhoria da perceção deste tipo de fenómeno e qual a sua influência no desempenho dos equipamentos de refrigeração. Adicionalmente, as diferentes abordagens realizadas nestes estudos servem como uma base informacional que é utilizada como um suplemento teórico para o desenvolvimento do modelo numérico em causa, facilitando assim a abordagem em determinados parâmetros que influenciam a precisão dos resultados finais.



# Capítulo 3

## Modelo Físico-Matemático

### 3.1 Introdução

No presente capítulo do trabalho são abordadas, resumidamente, as equações que regem o comportamento do fluido neste caso de estudo, sendo assim possível perceber com maior facilidade os fenómenos físicos que estão subjacentes ao modelo numérico desenvolvido.

Para além das equações fundamentais, há ainda um conjunto de abordagens que estão subjacentes ao desenvolvimento do modelo e que, portanto, devem ser consideradas. Uma das situações diz respeito modelo de transporte de espécies que deve ser descrito e analisado uma vez que foi utilizado para o desenvolvimento do modelo. Foram ainda realizadas algumas considerações, como o facto de o escoamento se dar em regime laminar, o fluido utilizado ser um gás ideal incompressível, e como tal é necessário relacionar as propriedades termodinâmicas do fluido através da equação de estado dos gases ideais.

### 3.2 Equações de Governo

As equações de governo que regem o escoamento de fluidos e transferência de calor são formulações matemáticas das leis da conservação da mecânica de fluidos e da termodinâmica, que quando aplicadas a um fluido Newtoniano permitem descrever a variação de uma determinada propriedade, desejada, do fluido quando este se encontra sujeito a forças externas. As leis da conservação são, a da conservação de massa, ou continuidade, conservação da quantidade de movimento e a lei da conservação de energia.[24]

A conservação de uma determinada quantidade significa que a sua variação no interior de um qualquer volume de controlo pode ser expressa como a quantidade a ser transportada através das suas fronteiras, devido às forças e fontes internas, bem como forças externas que atuam sobre o volume. Significa então que existe um fluxo através das fronteiras, que pode ser de natureza convectiva ou difusiva [32].

Estas equações serão descritas e analisadas no decorrer do presente capítulo.

#### 3.2.1 Equação da Continuidade

Para fluidos que apresentam apenas uma fase, a lei da conservação de massa expressa o facto da massa não poder ser criada nem destruída num determinado sistema, quer isto dizer que, a quantidade de massa que entra num determinado volume de controlo é exatamente a mesma que sai deste mesmo volume. A expressão matemática que traduz a continuidade é dada pela expressão 3.1.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (3.1)$$

Onde,

- $\rho$  - corresponde à massa específica, em  $[kg/m^3]$ ;
- $t$  - corresponde ao tempo, em  $[s]$ ;
- $x_i$  - representa a componente das coordenadas cartesianas  $x$ ,  $y$  e  $z$ , em  $[m]$ ;
- $u_i$  - representa a componente da velocidade segundo as direções cartesianas  $x$ ,  $y$  e  $z$ , em  $[m/s]$ ;

### 3.2.2 Equação da Quantidade de Movimento

A equação diferencial da quantidade de movimento pode ser obtida citando a segunda lei de Newton que estabelece que a variação da quantidade de movimento é causada por um conjunto de forças que atuam num dado elemento de massa. Deste modo a equação da quantidade de movimento estabelece que a soma das forças que atuam numa partícula fluida é igual à taxa de variação do movimento linear. Existem, portanto, dois tipos de forças a atuar no volume de controlo, forças externas que atuam diretamente na massa do volume de controlo, como a gravidade, e forças superficiais que atuam diretamente na superfície do volume de controlo que resultam sobretudo da distribuição de pressão imposta pelo fluido circundante e tensões normais e de corte resultantes do atrito entre o fluido e a superfície do volume [34] [33] [32] [24].

A equação da quantidade de movimento pode ser expressa pela equação 3.2

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

Onde,

- $\rho$  - corresponde à massa específica, em  $[kg/m^3]$ ;
- $t$  - corresponde ao tempo, em  $[s]$ ;
- $x$  - representa a componente das coordenadas cartesianas  $x$ ,  $y$  e  $z$ , em  $[m]$ ;
- $u$  - representa a componente da velocidade segundo as direções cartesianas  $x$ ,  $y$  e  $z$ , em  $[m/s]$ ;
- $p$  - corresponde à pressão estática, em  $[Pa]$ ;
- $\delta$  - representa o delta de Kroneckor;
- $\mu$  - corresponde viscosidade dinâmica, em  $[kg/(m.s)]$
- $g_i$  - representa a aceleração da gravidade, em  $[m/s^2]$

### 3.2.3 Equação da Energia

A aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica aplicada a um fluido que passa através de um volume de controlo infinitesimal permite a escrever a equação da energia. A equação da energia estabelece que as trocas de energia numa partícula fluida são iguais à soma do calor e trabalho realizado sobre a partícula.

A equação de conservação de energia encontra-se apresentada na equação 3.3. Nesta equação é possível distinguir quatro termos, o primeiro termo representa o aumento de energia no interior do volume de controlo, o segundo termo corresponde às perdas totais de energia por convecção através da superfície do volume de controlo, o terceiro termo corresponde às perdas de calor por condução através da superfície do volume. Do lado direito da expressão, está presente o quarto e último termo que diz respeito à quantidade de calor produzido por unidade de volume, por agentes externos [34] [33] [32] [24].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho C_a T) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j C_a T) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left( k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = S_T \quad (3.3)$$

Onde,

- $\rho$  - corresponde à massa específica, em  $[kg/m^3]$ ;
- $t$  - corresponde ao tempo, em  $[s]$ ;
- $x$  - representa a componente das coordenadas cartesianas  $x$ ,  $y$  e  $z$ , em  $[m]$ ;
- $u$  - representa a componente da velocidade segundo as direções cartesianas  $x$ ,  $y$  e  $z$ , em  $[m/s]$ ;
- $T$  - corresponde à temperatura, em  $[K]$ ;
- $C_a$  - corresponde ao Calor Específico, em  $[J/(kg.K)]$ ;
- $k$  - corresponde à condutividade térmica, em  $[W/(m.K)]$ ;
- $S_T$  - representa o termo fonte, em  $[W/m^3]$

### 3.2.4 Equação de Estado

A equação de estado é utilizada para estabelecer relações entre as variáveis termodinâmicas, como é o caso da massa específica. No modelo numérico existem dois modos de modelar a variação da massa específica do fluido em causa. Um dos métodos consiste em assumir que, o diferencial nos valores de massa específica no escoamento são apenas necessários na equação da quantidade de movimento, e são representados pela equação 3.4.

$$\rho = \rho_{ref}[1 - \beta(T - T_{ref})] \quad (3.4)$$

Onde,  $\beta$  representa o coeficiente de expansão térmica, em  $[K^{-1}]$ . Este modelo é conhecido como aproximação de Boussinesq. Contudo, apresenta algumas limitações para elevados diferenciais de temperatura não podendo, portanto, ser utilizado nestas situações. O outro método

que pode ser utilizado consiste na consideração do fluido como sendo um gás ideal. Considerando então que o fluido se comporta como um gás ideal incompressível, é possível estabelecer uma relação entre a massa específica e a temperatura de modo a avaliar quais são as variações de massa específica em função das variações de temperatura, não tendo a pressão qualquer influência no seu valor. Neste sentido, esta relação pode ser expressa pela equação 3.5.

$$\rho = \frac{p_{ref} W_a}{RT} \quad (3.5)$$

Onde,  $R$  corresponde à constante dos gases ideais, em  $[J/kmol.K]$ ,  $W_a$  expressa o peso molecular do gás em  $[kg/kmol]$ , e  $p_{ref}$  é a pressão de operação, em  $[Pa]$ . A modelação da variação da massa específica utilizando este método é numericamente mais complexa, dificultando a convergência da solução.

No presente trabalho considerou-se que o ar se comporta como um gás ideal e incompressível, e havendo variações de temperatura no interior da câmara de refrigeração optou-se por utilizar o método que utiliza a equação dos gases ideais em vez do método de Boussinesq [34] [33] [32] [24].

### 3.3 Modelo de Transporte de Espécies

#### 3.3.1 Introdução

Tal como foi abordado em alguns estudos apresentados no capítulo anterior (capítulo 2), verificou-se que a determinação da taxa de infiltração de é extrema importância na medida em que permite determinar qual a influência que as diferentes variáveis do ciclo de abertura e fecho de portas têm, sendo assim possível avaliar qual o seu impacto no desempenho das câmaras de refrigeração. Tratam-se de variáveis como a própria tipologia de porta, as velocidades de abertura e fecho, bem como a quantidade de tempo que esta se encontra aberta. Assim, para determinar a taxa de infiltração é necessário considerar a utilização do modelo de transporte de espécies que permite a criação de um fluido fictício com as mesmas propriedades do ar, mas que virtualmente pode distinguir-se do restante ar, sendo assim possível determinar a taxa de infiltração através da concentração inicial e final deste "novo" fluido introduzido no interior da câmara de refrigeração. Este procedimento será descrito com maior pormenor mais adiante. [35] [36].

#### 3.3.2 Equações de transporte de espécies

Quando se opta pela resolução das equações de conservação de espécies químicas é possível prever qual a fração mássica de cada uma das espécies  $Y_i$ , através da resolução da equação de difusão-convecção para a espécie  $i$ . A equação na sua forma genérica é dada pela equação 3.6 [35] [36].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} Y_i) = -\nabla \cdot \vec{J}_i + R_i + S_i \quad (3.6)$$

Onde,

- $\rho$  - corresponde à massa específica, em  $[kg/m^3]$ ;
- $t$  - corresponde ao tempo, em  $[s]$ ;
- $R_i$  - representa a taxa líquida de geração da espécie  $i$  pela reação química, em  $[kg_i/m^3 \cdot s]$ ;
- $Y_i$  - representa a fração mássica de cada uma das espécies  $i$ , em  $[kg_i/kg_m]$ ;
- $\vec{J}_i$  - representa o fluxo difusivo da espécie  $i$ , em  $[kg/s \cdot m^2]$ ;
- $S_i$  - representa a taxa de geração por adição da fase dispersa e de termos fonte, em  $[kg/m^3 \cdot s]$ ;

### 3.3.2.1 Difusividades mássica e térmica

Na equação 3.6 o termo  $\vec{J}_i$  corresponde ao fluxo difusivo de uma determinada espécie  $i$  que surge em função dos gradientes de concentração da espécie e da temperatura. Para regimes de escoamento laminar é utilizada a aproximação de diluição, também chamada de Lei de Fick, com o intuito de modelar a difusão mássica devido aos gradientes de concentração, deste modo o fluxo mássico difusivo pode ser expresso na seguinte forma [35] [36]:

$$\vec{J}_i = -\rho D_{i,m} \nabla Y_i - D_{T,i} \frac{\nabla T}{T} \quad (3.7)$$

Onde,

- $\rho$  - corresponde à massa específica, em  $[kg/m^3]$ ;
- $D_{i,m}$  - representa o coeficiente de difusão mássica da espécie  $i$  na mistura, em  $[m^2/s]$ ;
- $D_{T,i}$  - representa o coeficiente (de Soret) de difusão térmica da espécie  $i$  na mistura, em  $[kg/m \cdot s]$ ;
- $\vec{J}_i$  - representa o fluxo difusivo da espécie  $i$ , em  $[kg/s \cdot m^2]$ ;
- $T$  - corresponde à temperatura, em  $[K]$ ;
- $Y_i$  - representa a fração mássica de cada uma das espécies  $i$ , em  $[kg_i/kg_m]$ ;

A equação 3.7 é apenas válida quando a composição da mistura não varia, ou seja, não há qualquer reação, ou quando  $D_{i,m}$  é independente da composição, sendo portanto adequada para o presente caso. É também uma aproximação adequada para misturas diluídas, ou seja, quando  $Y_i \ll 1$  para todas as espécies  $i$  exceto para o gás de transporte [35] [36].

O coeficiente de difusão mássica da espécie  $i$  na mistura pode ser determinado por intermédio da equação 3.8.

$$D_{i,m} = \frac{1 - X_i}{\sum_{j,j \neq i} (X_j / D_{ij})} \quad (3.8)$$

Onde,

- $D_{i,m}$  - representa o coeficiente de difusão mássica da espécie  $i$  na mistura, em  $[m^2/s]$ ;

- $D_{i,j}$  - representa o coeficiente binário de difusão mássica da espécie  $i$  na espécie  $j$ , em  $[m^2/s]$ ;
- $X_i$  - representa a fração molar da espécie  $i$ , em  $[n.moles_i/n.moles_m]$ ;

Para escoamentos em regime turbulento, também com base na Lei de Fick, é possível calcular o fluxo mássico difusivo através da equação 3.9.

$$\vec{J}_i = - \left( \rho D_{i,m} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \nabla Y_i - D_{T,i} \frac{\nabla T}{T} \quad (3.9)$$

Onde,

- $\vec{J}_i$  - representa o fluxo difusivo da espécie  $i$ , em  $[kg/s.m^2]$ ;
- $\rho$  - corresponde à massa específica, em  $[kg/m^3]$ ;
- $D_{i,m}$  - representa o coeficiente de difusão mássica da espécie  $i$  na mistura, em  $[m^2/s]$ ;
- $D_{T,i}$  - representa o coeficiente (de Soret) de difusão térmica da espécie  $i$  na mistura, em  $[kg/m.s]$ ;
- $\mu_t$  - corresponde à viscosidade turbulenta, em  $[N.s/m^2]$ ;
- $Sc_t$  - corresponde ao número de Schmidt turbulento;
- $Y_i$  - representa a fração mássica de cada uma das espécies  $i$ , em  $[kg_i/kg_m]$ ;

O número de Schmidt pode ser calculado pela equação 3.10.

$$Sc_t = \frac{\mu_t}{\rho D_T} \quad (3.10)$$

Onde,

- $\rho$  - corresponde à massa específica, em  $[kg/m^3]$ ;
- $D_T$  - representa o coeficiente mássico difusivo efetivo devido à turbulência, em  $[kg/m.s]$ ;
- $\mu_t$  - corresponde à viscosidade turbulenta, em  $[N.s/m^2]$ ;
- $Sc_t$  - corresponde ao número de Schmidt turbulento;

Deste modo verifica-se que para escoamentos em regime turbulento o fluxo difusivo da espécie é calculado do mesmo modo que para os escoamentos em regime laminar à exceção do número de Schmidt e da viscosidade turbulenta, que são característicos do regime turbulento. Assim, para escoamentos em regime turbulento o coeficiente de difusão é muito maior que o coeficiente de difusão para escoamentos em regime laminar pelo que as propriedades da difusão laminar podem ser desprezadas para escoamentos em regime turbulento. O número de Schmidt assume-se como sendo igual a 0,7 por defeito para todas as espécies,  $Sc_t = 0,7$ .

[35] [36]

O coeficiente de difusão térmica presente nas equações 3.7 e 3.9 pode ser calculado através da equação 3.11.

$$D_{T,i} = -2,59 \times 10^{-7} T^{0,659} \left[ \frac{M_{w,i}^{0,511} X_i}{\sum_{i=1}^N M_{w,i}^{0,511} X_i} - Y_i \right] \cdot \left[ \frac{\sum_{i=1}^N M_{w,i}^{0,511} X_i}{\sum_{i=1}^N M_{w,i}^{0,489} X_i} \right] \quad (3.11)$$

A anterior forma de apresentação do coeficiente de difusão térmica leva a que as moléculas mais pesadas se difundam mais lentamente, e as moléculas mais leves se difundam mais rapidamente, junto das superfícies quentes.

Onde,

- $D_{T,i}$  - representa o coeficiente (de Soret) de difusão térmica da espécie  $i$  na mistura, em  $[kg/m.s]$ ;
- $M_{w,i}$  - corresponde à massa molecular da espécie  $i$ , em  $[kg/kmol]$ ;
- $X_i$  - representa a fração molar da espécie  $i$ , em  $[n.moles_i/n.moles_m]$ ;
- $T$  - corresponde à temperatura, em  $[K]$

### 3.3.2.2 Transporte de Espécies na Equação da Energia

Quando num escoamento há uma mistura de vários componentes, o transporte de entalpia devido à difusão de espécies pode ser expresso pela equação 3.12 na equação da energia.

$$\nabla \cdot \left( \sum_{i=1}^N h_i \vec{J}_i \right) \quad (3.12)$$

A difusão das espécies pode ter um efeito significativo no campo da entalpia, e como tal, não deve ser desprezado. Nomeadamente quando o número de Lewis é muito diferente da unidade para qualquer espécie, verifica-se que a sua não consideração pode conduzir a erros significativos. Deste modo o número de Lewis pode através da equação 3.13 [35] [36].

$$Le_i = \frac{k}{\rho c_p D_{i,m}} \quad (3.13)$$



# Capítulo 4

## Modelo Numérico

### 4.1 Introdução

No presente capítulo são descritos os modelos numéricos utilizados para a resolução das equações de governo que descrevem o modelo físico-matemático, que por sua vez foram descritas pormenorizadamente no capítulo anterior. É ainda importante ter em atenção que todos os aspetos subjacentes ao modelo numérico, como o tipo de formulação utilizada, se restringem apenas aos métodos que estão incluídos no código computacional utilizado pelo *software* para a modelação numérica, *Ansys Fluent 14*, e que por sua vez são os suficientes para uma abordagem adequada à problemática em estudo.

Foi desenvolvida uma geometria tridimensional representativa da câmara de refrigeração e do volume exterior com base num *software* que permite a modelação de geometrias tridimensionais, o *Autodesk Inventor 2014*. Posteriormente, a geometria foi exportada para o *software* de modelação de geometrias incluído no pacote comercial da *Ansys*, para se proceder a alterações ao nível da influência mútua dos diferentes sólidos constituintes da geometria.

O método de resolução das equações que descrevem o escoamento está incluído do código do *Fluent*, que por sua vez utiliza métodos de discretização que se baseiam na formulação dos volume finitos, vindo daqui a necessidade da criação de uma malha computacional.

A escolha adequada das condições de fronteira é essencial para que os fenómenos físicos possam ser simulados adequadamente, sendo portanto necessária a devida fundamentação da sua opção.

A convergência da solução em cada passo tempo da simulação é por sua vez, um aspeto precípuo à qualidade dos resultados obtidos e portanto há um conjunto de parâmetros a ter em atenção aquando do desenvolvimento do modelo, nomeadamente, os fatores de relaxação das variáveis dependentes, as propriedades do fluido, a qualidade dos elementos de malha, entre outros.

### 4.2 Generalidades do Modelo Numérico

#### 4.2.1 Geometria/ Domínio Computacional

Para o desenvolvimento do modelo geométrico é necessário ter em atenção alguns aspetos que conduzem à simplificação do modelo, nomeadamente o custo computacional. A consideração do custo computacional é essencial para se obter uma boa relação tempo de simulação-exatidão dos resultados. Obviamente que aquilo que se pretende é a melhor exatidão dos resultados com o menor tempo de simulação possível, sendo neste sentido que algumas simplificações ao nível da geometria podem ter influência na diminuição do tempo de simulação mantendo a exatidão

dos resultados.

No presente estudo foram desenvolvidas duas geometrias genéricas diferentes, em que a diferença entre cada uma delas é o modo como a tipologia da porta é apresentada. Uma corresponde ao modelo representativo da porta de correr (doravante representada pela figura 4.1), e a outra corresponde ao modelo representativo da porta de dobradiças (doravante representada pela figura 4.2). A geometria do volume interior (câmara de refrigeração),  $V_{in} = 96m^3$ , e do volume exterior (ambiente exterior à câmara),  $V_{ext} = 128m^3$  correspondem a dois paralelepípedos no seu conjunto como se pode observar nas figuras 4.1 e 4.2. Nestas duas geometrias não foi considerado qualquer outro elemento para além do seu próprio volume e da geometria correspondente à porta ( $A = 1,2 \times 2,2m^2$ ), uma vez que o foco de interesse de análise é o escoamento em regime de convecção natural através da abertura da porta. Esta consideração pode ser realizada na medida em que permite a simplificação do próprio modelo reduzindo substancialmente o custo computacional. Caso fossem representados elementos como produtos alimentares (com diferentes formas e dimensões), evaporadores, eventuais vigas de suporte, luminárias, entre outros componentes que possam estar presentes no interior de uma câmara de refrigeração, era necessária a criação de uma malha computacional muito refinada, aumentando o custo computacional do modelo sem trazer quaisquer benefícios para a exatidão dos resultados. Assim, estes elementos são desprezados à semelhança de outros trabalhos [28] [26].

No que diz respeito à tipologia das portas, foram criadas geometrias individuais que se referem aos diferentes graus de abertura da porta. Para ambas as tipologias de porta pretende-se a abertura da totalidade da porta, isto é, para a porta de dobradiças pretende-se uma abertura correspondente a  $180^\circ$  e para a porta de correr pretende-se uma abertura equivalente à largura da porta, ou seja 1200 mm. Para que estas modelações numéricas fossem possíveis, seguiu-se o procedimento descrito em seguida. Para a porta de dobradiças foram criadas 36 geometrias individuais correspondentes à trajetória da porta durante o processo de abertura e fecho, em que cada geometria corresponde a  $5^\circ$  de abertura da porta. Assim, cada movimento da porta vai ser realizado de 5 em  $5^\circ$  até perfazer os  $180^\circ$  pretendidos. Esta geometria corresponde a um semi-cilindro dividido em 36 partes iguais, em que cada uma das partes tem a uma amplitude de arco igual a  $5^\circ$ . O procedimento é muito semelhante no caso da porta de correr. A diferença reside unicamente no tipo de trajetória que a porta descreve, tratando-se neste caso de uma trajetória linear. Nesta tipologia de porta existem 36 paralelepípedos que perfazem uma largura e altura iguais às da abertura na zona da porta, e com uma espessura igual a 80 mm, que corresponde à espessura do tipo de portas utilizadas em câmaras de refrigeração catalogadas pela FRIGODOOR [14]. Assim, à semelhança do que foi efetuado na geometria da porta de dobradiças, também na porta de correr, a geometria foi dividida em 36 partes iguais e individuais, correspondentes à trajetória do movimento efetuado pela porta, cada uma com aproximadamente 33,3 mm de largura de modo a perfazer os 1200 mm correspondentes à largura da abertura na zona da porta.

Em ambas as geometrias, as dimensões do volume da câmara de refrigeração, do ambiente exterior e da porta foram devidamente considerados de modo a que os resultados sejam o mais próximos possíveis de uma situação real. Neste sentido foram adotadas aproximadamente as dimensões de uma câmara real. As dimensões encontram-se aproximadas na medida em que foram realizadas algumas simplificações, nomeadamente ao nível da largura da câmara que foi reduzida para metade daquela que era a sua dimensão real, pois o facto da abertura na zona

da porta se encontrar precisamente no meio da parede frontal permite esta simplificação. Por outro lado, ao nível da exatidão dos resultados, a consideração do valor real de largura não teria qualquer influência, uma vez que o propósito é estudar qual a taxa de infiltração de ar através da abertura na zona da porta. A diminuição da largura para metade permite a redução do tempo de simulação. Ao nível do volume correspondente ao ambiente exterior, foi necessário atribuir-lhe as dimensões adequadas de modo a representar um ambiente com condições atmosféricas constantes durante o tempo de simulação. Um modelo com dimensões reduzidas levaria a que as condições neste ambiente não se mantivessem constantes e um ambiente com dimensões muito elevadas conduziria a situações em que o tempo de simulação aumentaria substancialmente sem quaisquer benefícios para os resultados. As dimensões do volume da câmara, do ambiente exterior e da porta encontram-se apresentadas na Tabela 4.1.

Tabela 4.1: Dimensões de cada uma das geometrias.

Nome do Volume	Largura (mm)	Comprimento (mm)	Altura (mm)
Câmara de Refrigeração	5000	6000	3200
Ambiente Exterior	8000	5000	3200
Porta	1200	80*	2200

\*Espessura da Porta.

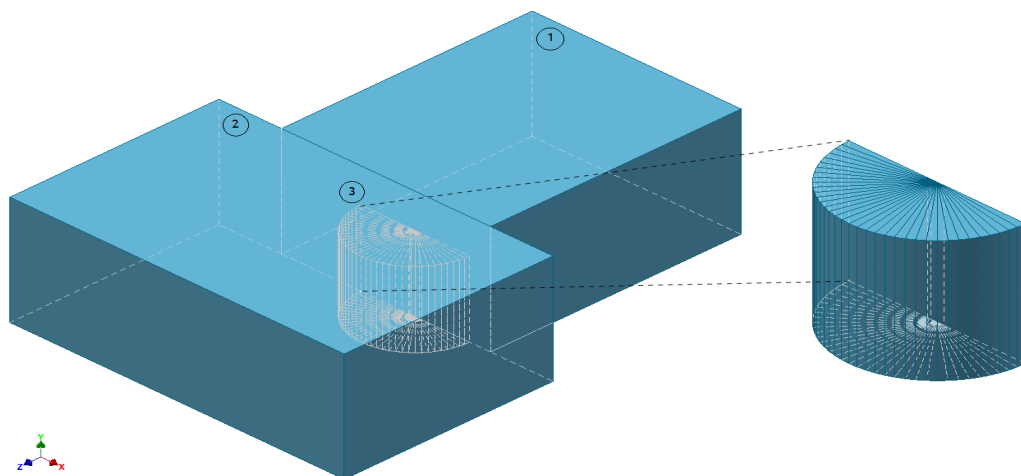


Figura 4.1: Geometria tridimensional da câmara de refrigeração com porta de dobradiças, 1- Câmara de Refrigeração; 2- Ambiente Exterior; 3- Contorno da abertura da porta.

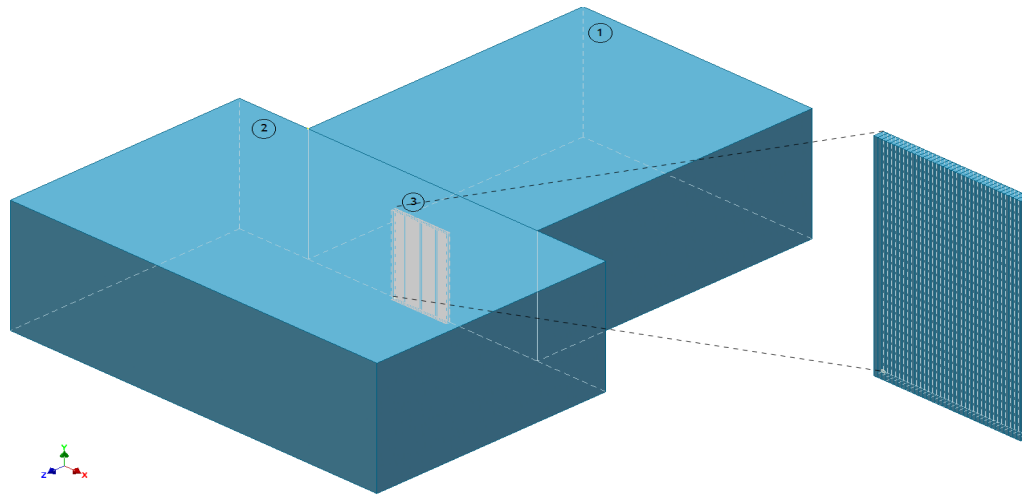


Figura 4.2: Geometria tridimensional da câmara de refrigeração com porta de correr, 1- Câmara de Refrigeração; 2- Ambiente Exterior; 3- Contorno da abertura da porta.

#### 4.2.2 Malha Computacional

Depois de desenvolvida toda a geometria do modelo é necessária a criação de uma malha computacional constituída por um conjunto de elementos, volumes de controlo, e nós através dos quais, são realizados todos os cálculos durante as simulações, ou seja, o domínio computacional é dividido em pequenos volumes.

O *Ansys Fluent*, permite ao utilizador a escolha de vários tipos de malha computacional consoante o modelo em causa, isto é, pode ser um modelo em 2 dimensões, 2D, ou em 3 dimensões, 3D. Para um modelo em 3D podem ser utilizadas malhas cujos volumes de controlo apresentam formas tetraédricas, hexaédricas, poliédricas, piramidais ou em cunha. A escolha do tipo de malha depende do tipo de aplicação. Assim, quando se equaciona qual o tipo de malha mais adequado para uma determinada situação é necessário, para além do tipo de aplicação, ter em atenção os seguintes parâmetros [35]:

- Definição do tempo de simulação;
- Custo computacional;
- Difusão numérica;

Quando o modelo é constituído por geometrias complexas e/ou de grandes dimensões, a criação de malhas estruturadas pode levar a um aumento substancial do tempo de simulação, conduzindo por vezes a situações impossíveis de simular. Nestas situações, a utilização de malhas não estruturadas, constituídas por elementos tetraédricos, é aconselhada. Do mesmo modo, a utilização de malhas estruturadas em geometrias complexas pode levar a uma sobre-simplificação da geometria, havendo então determinadas zonas onde a distribuição da malha não é tão eficaz [35].

No que diz respeito ao custo computacional, este é muito influenciado pelo número de elementos que constituem a malha e pela qualidade da geometria destes elementos. Em casos cuja geometria é complexa, a utilização de uma malha computacional constituída por elementos tetraédricos pode ser criada com um menor número de elementos quando comparada com uma malha constituída por elementos hexaédricos, para a mesma geometria. Tal facto leva a que a criação de malhas com elementos tetraédricos seja mais adequada a este tipo de situações. Em elementos tetraédricos, uma elevada razão de aspeto vai afetar a distorção (*skewness*) dos elementos, o que é indesejável do ponto de vista da precisão e da convergência da solução [35].

Resumidamente, há um conjunto de praticas recomendadas tais como:

- Para geometrias simples e moderadamente complexas, utilizam-se malhas constituídas por elementos hexaédricos;
- Para geometrias relativamente ou extremamente complexas, utilizam-se malhas constituídas por elementos tetraédricos;

No presente estudo, tendo em atenção as figuras 4.1 e 4.2 que representam as geometrias desenvolvidas para cada uma das tipologias de porta, é possível observar que nas zonas correspondentes às trajetórias descritas pelos movimentos de abertura e fecho das portas, a geometria da porta de dobradiças, apresenta uma determinada complexidade devido ao estreitamento que cada um dos volumes sofre. É deste modo necessário um maior refinamento dos elementos da malha nesta zona por se tratar do objeto de estudo. O maior refinamento da malha nesta zona da geometria proporciona maior precisão na previsão do escoamento e conseqüentemente uma análise dos resultados com qualidade.

Devido às dimensões das geometrias, à sua complexidade e o modo como se desenvolve o escoamento, ou seja, o escoamento não apresenta uma direção definida, o tipo de malha mais apropriado a este modelo é uma malha não-estruturada constituída por elementos tetraédricos, tal como se pode observar nas Figuras 4.3 e 4.4.

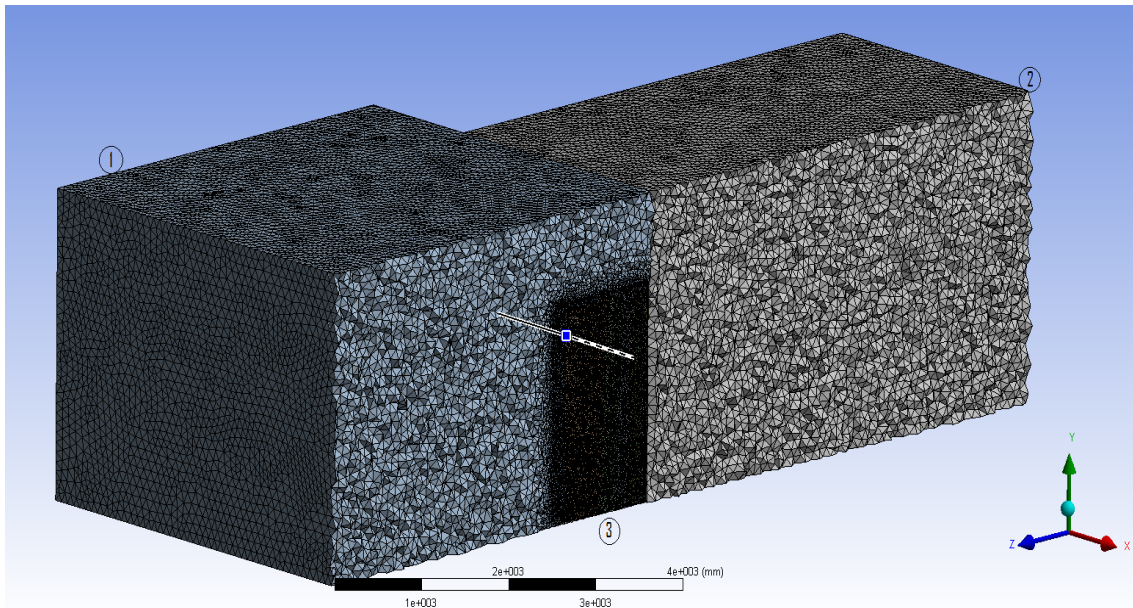


Figura 4.3: Representação da malha com um plano de simetria para o modelo correspondente à porta de dobradiças, 1- Câmara de Refrigeração; 2- Ambiente Exterior; 3- Contorno da abertura da porta.

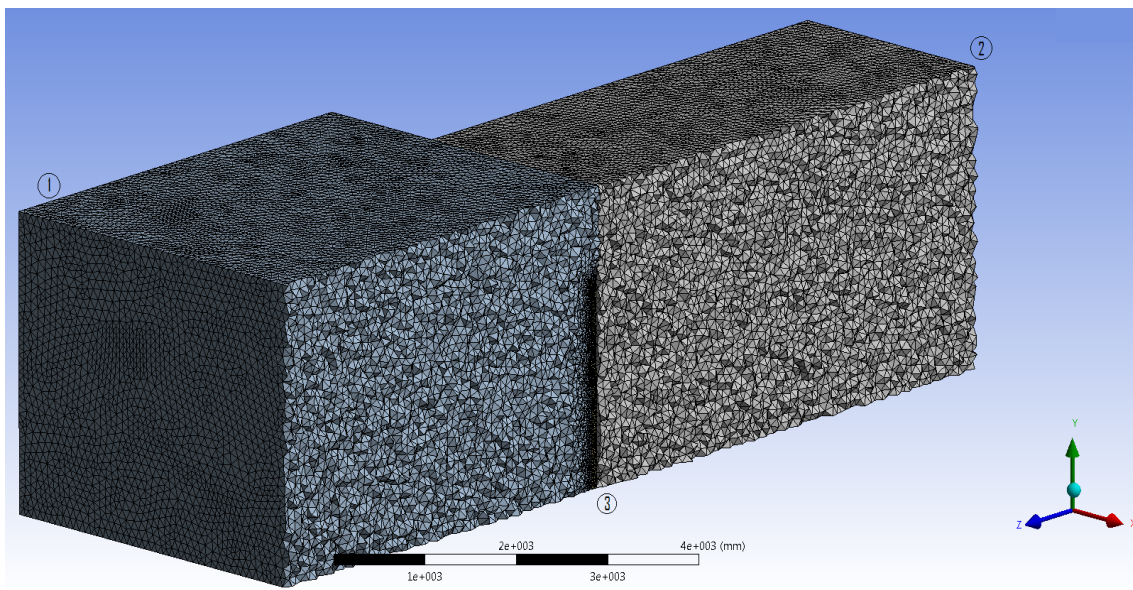


Figura 4.4: Representação da malha com um plano de simetria para o modelo correspondente à porta de correr, 1- Câmara de Refrigeração; 2- Ambiente Exterior; 3- Contorno da abertura da porta.

No momento da criação das malhas para cada uma das geometrias foi necessário avaliar a qualidade dos elementos de modo a conseguir diminuir ao máximo o custo computacional e consequentemente o tempo de simulação. Para que esta avaliação fosse possível, consideraram-se três parâmetros fundamentais para aferir acerca da qualidade da malha, a Razão de Aspeto, a Distorção e a Qualidade da Ortogonalidade. A Razão de Aspeto é a razão entre a maior e menor dimensões das arestas das faces dos volumes de controlo, portanto, permite conhecer qual o alongamento dos elementos. Admite-se uma malha computacional com uma boa Razão de Aspeto quanto mais próximo da unidade for este valor. A Distorção é definida como sendo

a diferença entre a forma do elemento e a forma de um elemento equilátero de volume equivalente. Permite portanto conhecer qual a distorção do elemento relativamente à sua forma original. Se este parâmetro apresentar um valor igual a 0 ou muito próximo deste, os elementos de malha apresentam uma qualidade ótima. Por último, a Qualidade da Ortogonalidade é calculada para cada um dos elementos utilizando um vetor que vai desde o seu centro até cada uma das suas faces, permitindo assim a avaliação da qualidade ortogonal dos elementos. Quando o seu valor é próximo da unidade significa que a qualidade ortogonal é muito boa [35].

Nas duas seguintes tabelas encontram-se expressos os parâmetros que caracterizam as malhas criadas para cada um dos tipos de geometria.

Tabela 4.2: Estatísticas da malha computacional para o modelo da porta de dobradiças.

Característica	Valor
Número de nós	1.836.073
Número de elementos	10.828.944
<i>Aspect Ratio</i> médio	1,872
<i>Skewness</i> médio	0,233
<i>Orthogonal Quality</i> médio	0,851

Tabela 4.3: Estatísticas da malha computacional para o modelo da porta de correr.

Característica	Valor
Número de nós	494.475
Número de elementos	2.818.425
<i>Aspect Ratio</i> médio	1,837
<i>Skewness</i> médio	0.847
<i>Orthogonal Quality</i> médio	0,859

Observando as tabelas 4.2 e 4.3, verifica-se que a malha computacional criada para o modelo da porta de dobradiças apresenta um número de nós e elementos muito maior do que no modelo criado para a porta de correr. Esta situação pode ser explicada pelo facto do volume correspondente à trajetória descrita pela porta durante o seu movimento de abertura e fecho ser muito maior que para o caso da porta de correr. Adicionalmente, e em consequência da necessidade de um maior refinamento da malha nesta zona, o modelo possui um custo computacional muito mais elevado, aumentando substancialmente o tempo de simulação. Ainda relativamente ao modelo da porta de dobradiças, perante os dados apresentados é possível observar que o valor de cada um dos parâmetros é ligeiramente superior do que para o modelo da porta de correr. Este facto, deve-se precisamente ao estreitamento que os elementos de malha sofrem à medida que se dá o afunilamento de cada um dos volumes, provocando assim uma elevada distorção

destes, prejudicando seriamente a qualidade da malha. Avaliando a Distorção dos elementos nesta zona através do *software* utilizado para a criação das malhas, verifica-se que o valor deste parâmetro atinge valores muito elevados, na ordem de 0,95, sendo que valores acima deste podem em certos casos afetar seriamente a convergência da solução por menor que seja o número de elementos que apresentam tal nível de distorção.

Na Figura 4.5 encontra-se apresentado com maior detalhe o estreitamento que os elementos de malha sofrem devido ao afunilamento de cada um dos sólidos. Para além disso é ainda possível observar a supressão da malha computacional na zona onde estaria localizada a dobradiça da porta (cilindro de diâmetro reduzido). Caso fosse aqui considerada malha computacional, o afunilamento seria muito acentuado criando uma zona muito estreita cujos elementos de malha seriam altamente distorcidos. Consequentemente, a qualidade da malha seria drasticamente afetada. Deste modo, esta zona teve de ser suprimida, não tendo esta ação qualquer influência na precisão dos resultados.

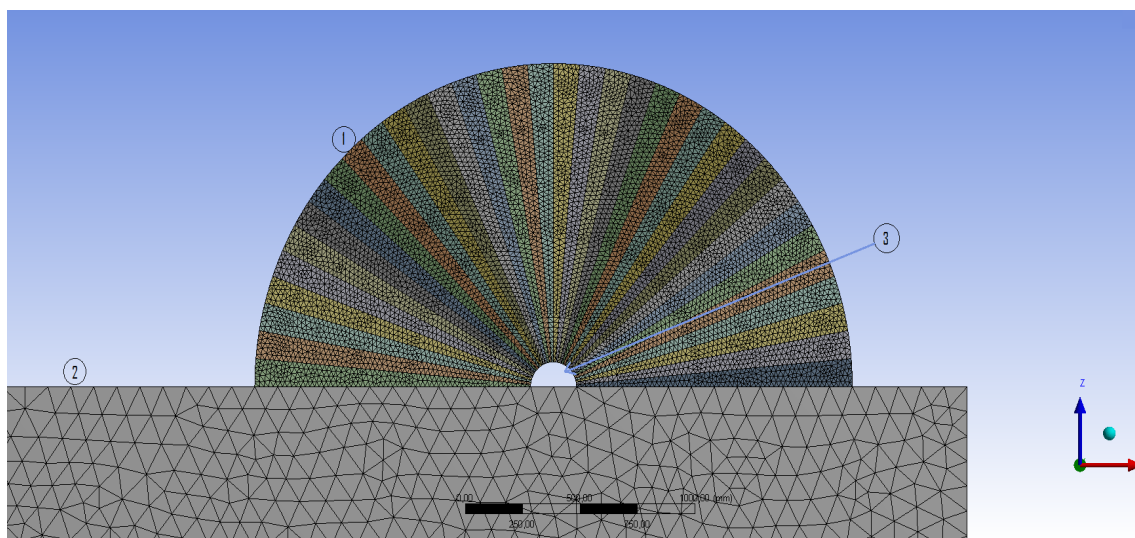


Figura 4.5: Câmara de refrigeração e contorno da trajetória descrita pela porta de dobradiças aquando da sua abertura e fecho, 1- Sólidos que constituem o contorno da trajetória descrita pela porta; 2- Câmara de Refrigeração; 3- Zona suprimida.

### 4.2.3 Formulação do Método Numérico de Resolução

A formulação do método numérico de resolução dos sistemas de equações linearizadas poderá ser feito com base em dois métodos, um deles é o método baseado na pressão (*pressure-based solver*) e o outro baseado na massa específica (*density-based solver*) [35].

No presente trabalho é utilizado o método baseado na pressão, uma vez que é aquele que melhor se adequa a regimes incompressíveis com baixas velocidades de escoamento [35]. Neste método, a variável velocidade é obtida através da equação da quantidade de movimento e a pressão é extraída da equação da pressão, que por sua vez é obtida através das equações da continuidade e da quantidade de movimento. A resolução das equações integrais da continuidade, de quantidade de movimento, da energia e outras equações como as de transporte de

espécies, é promovida automaticamente pelo *Ansys Fluent* que utiliza a técnica baseada em dos volumes finitos. Esta técnica, consiste em dividir o domínio em volumes de controlo discretos através de uma malha computacional, procedendo-se à integração das equações de governo em cada um dos volumes de controlo de forma a construir equações algébricas para as variáveis desconhecidas, como é o caso da velocidade, pressão, temperatura, entre outras. Por último, é realizada a linearização das equações discretizadas e resolve-se o sistema de equações lineares resultante para atualizar os valores das variáveis dependentes [35] [36].

O método de resolução baseado na pressão subdivide-se em duas formulações diferentes, a segregada e a acoplada. Ambas formulações utilizam o processo de discretização por volumes finitos, contudo no que diz respeito ao método de linearização e resolução das equações, as formulações realizam abordagens diferentes.

No presente estudo para resolução das equações foi utilizada a formulação segregada. Esta formulação utiliza um algoritmo cujas equações de governo são resolvidas sequencialmente. Devido à sua não-linearidade e acoplamento, é necessário efetuar o cálculo iterativo até obter a solução que cumpra o critério de convergência definido ou atinja o número de iterações definido. Isto significa que as equações de governo para cada uma das variáveis não conhecidas são resolvidas umas a seguir às outras, ou seja, sequencialmente. Enquanto é realizado este cálculo de resolução, cada uma das equações de governo é segregada por outras equações, vindo daqui o nome desta formulação. Este algoritmo é bastante eficiente em termos de memória, uma vez que as equações discretizadas apenas precisam de ser guardadas uma vez. Contudo, a convergência da solução é relativamente lenta [35].

O processo iterativo utilizado no algoritmo desta formulação assenta nos seguintes passos [35]:

- 1º Passo: Atualização das propriedades do fluido baseada na solução atual (-se o procedimento de cálculo foi inicializado, então as propriedades do fluido são atualizadas com base nos valores iniciais);
- 2º Passo: As equações de quantidade de movimento segundo as coordenadas cartesianas são resolvidas com base nos valores de pressão e dos fluxos mássicos nas faces, de modo a atualizar o campo de velocidades;
- 3º Passo: As velocidades calculadas no 2º passo poderão não satisfazer localmente a equação da continuidade, e como tal é obtida uma equação para a correção da pressão que com base nos valores de velocidade e de fluxo mássico obtidos permite calcular novos valores de velocidade, pressão e de fluxo mássico devidamente corrigidos de modo a que a continuidade seja satisfeita;
- 4º Passo: Resolução das equações para escalares adicionais como é o caso da equação da energia e de transporte de espécies utilizando os valores correntes das outras variáveis;
- 5º Passo: Verificar a convergência das equações.

Estes passos são realizados continuamente até ao momento em que a solução convirja. O fluxograma exposto na Figura 4.6 esquematiza o processo iterativo para o cálculo da solução.

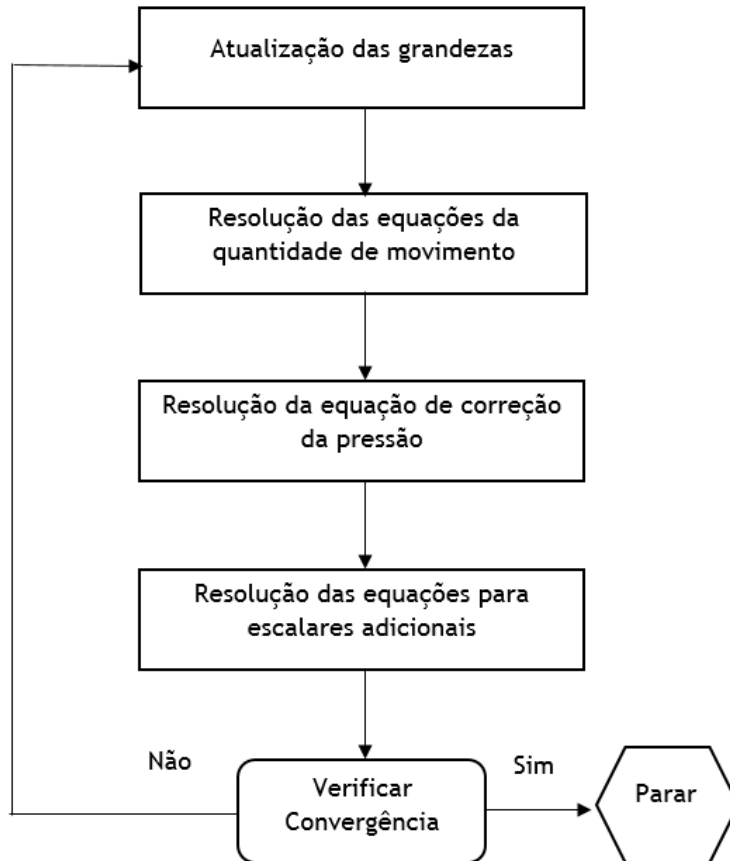


Figura 4.6: Fluxograma do processo iterativo utilizado na formulação do método numérico segregado baseado na pressão para a resolução do sistema de equações linearizadas [35].

### 4.3 Métodos de Discretização

No capítulo anterior foi desenvolvido o modelo físico-matemático que descreve o fenômeno que está subjacente ao objeto de estudo. Este modelo foi exposto com base em equações diferenciais. Geralmente, as equações diferenciais não são possíveis de resolver analiticamente, sendo deste modo necessária a discretização das equações de governo, onde é realizada a sua conversão em equações algébricas resolúveis [36].

Analisando as equações diferenciais expressas no capítulo 3, é possível avaliar que todas as variáveis dependentes obedecem a um princípio de conservação, podendo então ser considerada a variável genérica  $\phi$ . A equação diferencial generalizada em regime transiente para o transporte de  $\phi$ , na forma integral para um volume de controlo arbitrário,  $V$ , é dada por [35]:

$$\int_V \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} dV + \oint \rho \phi \vec{v} \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma_\phi \nabla_\phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \quad (4.1)$$

Onde,

- $\rho$  - corresponde à massa específica em  $[kg/m^3]$ ;

- $\phi$  - corresponde ao valor da variável;
- $\vec{v}$  - corresponde ao vetor velocidade;
- $\vec{A}$  - corresponde ao vetor área superficial;
- $\Gamma\phi$  - corresponde ao coeficiente de difusão para a variável  $\phi$ ;
- $\nabla\phi$  - corresponde ao gradiente do valor da variável  $\phi$  a montante;
- $S_\phi$  - representa o termo fonte para a variável  $\phi$  por unidade de volume.

Então a solução numérica de uma equação diferencial baseia-se no conhecimento de um conjunto de valores através dos quais é possível extrair a distribuição da variável  $\phi$ . A distribuição contínua da solução em todo o domínio é impraticável, pelo que o valor da variável  $\phi$  será apenas calculado em determinados pontos deste mesmo domínio. Para tal, a criação da malha computacional, é essencial uma vez que permite a predefinição de todos os pontos onde se pretende conhecer o valor da variável,  $\phi$ , em causa.

A distribuição da variável  $\phi$  vai ser conhecida exclusivamente num número discreto de pontos, e como tal, tem uma distribuição discretizada. Assim, o conceito de discretização assenta essencialmente sobre os seguintes pontos [38]:

- Inicialmente é necessário proceder à conversão das equações diferenciais em equações algébricas, cujo valor da variável em causa está intrinsecamente relacionado com o valor da mesma em pontos vizinhos;
- Assim, é necessário assumir um perfil de variação da variável em estudo que permite a realização de um cálculo com base em interpolações;
- Subdivide-se o domínio de cálculo em pequenas regiões delimitadas, designadas por volumes de controlo, tratando-se portanto de uma discretização espacial;
- Subdivide-se a variação do tempo em pequenas variações designadas por passos de tempo, tratando-se de um processo de discretização temporal.

Existem algumas técnicas que permitem a dedução das equações discretizadas entre as quais importa destacar o método dos volumes finitos. No método dos volumes finitos, o domínio computacional é dividido num determinado número de volumes de controlo. Assim sendo, é possível a integração das equações diferenciais em cada um destes, considerando que a variação da variável  $\phi$  segue um determinado perfil. Como resultado desta operação obtém-se uma equação discretizada (equação algébrica), que possui a variável  $\phi$ . Uma das vantagens deste processo de discretização refere-se ao facto do princípio da conservação ser mantido em qualquer volume de controlo, e como tal, pode afirmar-se que a equação discretizada expressa precisamente o princípio de conservação para uma dada variável  $\phi$  tal como estava explícito na equação diferencial de origem [38] [36].

Após a integração da equação geral de transporte, a equação algébrica da formulação em volumes finitos consiste numa equação de transporte discreta da grandeza,  $\phi$ , que contém o valor desconhecido da variável no centro do volume de controlo e os valores desconhecidos da mesma

variável nos volumes de controlo vizinhos. Esta equação é tipicamente não linear relativamente a estas variáveis. A sua forma linearizada pode ser expressa do seguinte modo [35]:

$$a_P \phi = \sum_{viz} a_{viz} \phi_{viz} + b \quad (4.2)$$

Onde,

- $\phi_{viz}$  - corresponde à função do valor da variável genérica nos nós vizinhos;
- $viz$  - representa o índice que se refere aos volumes de controlo vizinhos;
- $a_{viz}$  - corresponde aos coeficientes linearizados,  $a_N, a_S, a_E, a_W$ , da influência da convecção e difusão, com uma notação baseada na posição relativa ao nó central;
- $b$  - corresponde ao termo fonte.

Supondo um observador no centro de um volume de controlo, o número de volumes de controlo em torno deste depende sobretudo da tipologia da malha, mas tipicamente, este valor vai ser igual ao número de faces que envolvem o volume de controlo [35].

Para cada um dos volumes de controlo da malha podem ser escritas equações semelhantes. Isto resulta num conjunto de equações algébricas com um coeficiente matricial de espaçamento.

Na presente secção tem vindo a ser tratada a importância da discretização das equações diferenciais e o modo como se processa esta mesma discretização. Após este processo realiza-se a interpolação das equações, na qual podem ser utilizados vários métodos numéricos de acordo com o caso de estudo. Quando se considera a escolha do método numérico a utilizar deve ser tomada em conta a precisão, estabilidade e a limitação da solução.

#### 4.3.1 Método de Discretização das Diferenças a Montante de Segunda Ordem (Second-Order Upwind Scheme)

A discretização da equação da convecção-difusão corresponde a um dos principais problemas a ultrapassar com o intuito de obter soluções numéricas precisas. No que diz respeito às equações de Navier-Stokes, sabe-se que há grandes dificuldades subjacentes à obtenção de soluções numéricas devido ao carácter das equações, mas também devido à não linearidade dos problemas, aos elevados gradientes no espaço e no tempo, aos acoplamentos das equações, ao refinamento e distorção da malha, às condições iniciais e de fronteira, aos modelos físicos, entre outras. A inexistência de métodos numéricos com precisão independente do carácter matemático das equações dificulta a obtenção de soluções numéricas rigorosas. Também o desconhecimento das condições iniciais e de fronteira e a necessidade de malhas tridimensionais em geometrias complexas conduzem a um aumento no grau de incerteza e imprecisão da solução numérica [36] [35].

Ao longo dos últimos anos, a investigação no que ao desenvolvimento de esquemas de discretização apropriados a cada tipo de escoamento diz respeito, tem sido incessante. Deste modo, quando se faz referência a um escoamento incompressível, como é o caso do escoamento em

causa no presente estudo, o esquema de discretização mais indicado e que geralmente é o mais utilizado para este tipo de aplicação é o de Diferenças a Montante (*Upwind*) [39].

No esquema de discretização *Upwind*, assume-se que o valor de uma dada variável  $\phi$  transportada na face do volume de controlo tem o mesmo valor que no centro do volume de controlo, ou seja, assume-se o valor a montante. A direção de montante é definida pelo sentido do vetor velocidade, portanto, é como se o valor da variável  $\phi$  "tivesse sido transportado pelo campo de velocidade (pelo "vento") vindo do ponto imediatamente a montante" [38].

$$\phi_f = \phi_c \quad (4.3)$$

Esta analogia apenas pode ser feita para o esquema *Upwind* de primeira ordem. Quando se faz referência ao *Upwind* de segunda ordem, que corresponde ao utilizado no presente trabalho, a obtenção da variável  $\phi$  na face do volume de controlo é calculada utilizando uma aproximação de reconstrução linear multidimensional. Nesta aproximação consegue-se uma elevada precisão na obtenção da variável na face do volume de controlo através da expansão em série de Taylor da solução centrada no volume de controlo relativamente ao centróide do volume de controlo. O valor da variável  $\phi_f$  na face do volume de controlo é calculada do seguinte modo [35]:

$$\phi_{f,SOU} = \phi + \nabla\phi \cdot \vec{r} \quad (4.4)$$

Onde,

- $\phi$  - corresponde ao valor da variável no centro do volume de controlo;
- $\nabla\phi$  - corresponde ao gradiente do valor da variável a montante;
- $\vec{r}$  - corresponde ao vetor deslocamento desde o centróide do volume de controlo, zona a montante, até ao centróide da face do volume de controlo.

O esquema *Upwind* de segunda ordem de discretização é limitado e altamente estável e possui uma precisão de segunda ordem relativamente aos erros [39].

No presente trabalho, tal como já foi referido, a escolha recaiu na utilização do esquema *Upwind* de segunda ordem. Para analisar qual o esquema mais adequado a este estudo foi necessária uma análise comparativa entre o *Upwind* de primeira ordem e o de segunda ordem tendo como base o manual do *Ansys Fluent*. Dada a malha tetraédrica que constitui o modelo, é óbvio que a direção do escoamento nunca está em linha com a malha. Nestes casos, aconselha-se a utilização do esquema de segunda ordem, uma vez que o esquema de primeira ordem perante estas situações se torna altamente difusivo.

O esquema de primeira ordem de discretização, permite uma melhor convergência que o de segunda ordem, contudo, os resultados apresentam menor precisão, especialmente quando se tratam de malhas tetraédricas.

### 4.3.2 Discretização Temporal

Visto que a simulação do problema em causa é realizada, em regime transitório, as equações de governo necessitam de ser discretizadas no tempo e no espaço. A discretização espacial das equações é realizada tendo como base o esquema *Upwind* de segunda ordem, que é idêntica à discretização em regime permanente. A discretização temporal envolve a integração de cada termo das equações diferenciais num passo de tempo,  $\Delta t$ .

A expressão genérica que traduz a evolução no tempo de uma variável  $\phi$  é dada por [35]:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} = F(\phi) \quad (4.5)$$

Onde, a função  $F$  corresponde à discretização espacial.

No tempo, é possível obter uma discretização de 1ª ordem e de 2ª ordem tal como se pode observar nas equações 4.6 e 4.7, respetivamente [35]:

$$\frac{\phi^{n+1} - \phi^n}{\Delta t} = F(\phi) \quad (4.6)$$

$$\frac{3\phi^{n+1} - 4\phi^n + \phi^{n-1}}{2\Delta t} = F(\phi) \quad (4.7)$$

Onde,

- $\phi$  - corresponde ao valor da variável;
- $n + 1$  - corresponde ao valor da variável dependente  $\phi$  no instante de tempo  $t + \Delta t$ ;
- $n$  - corresponde ao valor da variável dependente  $\phi$  no instante de tempo atual,  $t$ ;
- $n - 1$  - corresponde ao valor da variável dependente  $\phi$  no instante de tempo  $t - \Delta t$ .

#### 4.3.2.1 Método Implícito de Primeira Ordem de Integração do Tempo

No que diz respeito à discretização no tempo, no presente trabalho foi utilizado o método implícito de primeira ordem de integração temporal uma vez que apresenta boa estabilidade relativamente ao passo de tempo e efetua uma avaliação da discretização espacial,  $F(\phi)$ , no passo de tempo posterior, do seguinte modo [35]:

$$\frac{\phi^{n+1} - \phi^n}{\Delta t} = F(\phi^{n+1}) \quad (4.8)$$

Trata-se de um método implícito desde que  $\phi^{n+1}$  numa dada célula esteja relacionado com  $\phi^{n+1}$  nas células vizinhas através de  $F(\phi^{n+1})$ , tal como é demonstrado na expressão 4.9 [35]:

$$\phi^{n+1} = \phi^n + \Delta t F(\phi^{n+1}) \quad (4.9)$$

Esta equação implícita é resolvida iterativamente em cada passo de tempo antes de progredir para o passo de tempo seguinte. Se o passo de tempo for fixo, a resolução das equações dependentes do tempo é efetuada até que o critério de convergência seja cumprido. Como tal, é necessário atribuir um número máximo de iterações para cada passo de tempo. É óbvio que o número máximo de iterações a considerar varia de caso para caso, uma vez que em determinadas situações a convergência é atingida mais rapidamente quando comparada com outras.

Dado que o presente estudo se debruça sobre uma simulação em regime transitório, foram realizados alguns testes à convergência da solução para aferir acerca de qual o número máximo de iterações a considerar. Verificou-se então que o número mais adequado seria um máximo de 50 iterações por cada passo de tempo. Neste número máximo de iterações está incluído um "fator de segurança", uma vez que em determinados passos de tempo a solução converge mais rapidamente que em outros e como tal foi necessário atribuir uma margem de segurança para garantir a convergência da solução em todos os passos de tempo que compõem a simulação.

### 4.3.3 Método de Interpolação do Gradiente

Os gradientes são necessários, não só para calcular valores de um determinado escalar nas faces das células, mas também para calcular os termos difusivos secundários e as derivadas da velocidade. O gradiente  $\nabla_{\phi}$  de uma dada variável  $\phi$ , é utilizado para discretizar os termos convectivo e difusivo nas equações de conservação de massa.

#### 4.3.3.1 Método dos Mínimos Quadrados baseado nos volumes de controlo

No presente modelo, o método utilizado para avaliar os gradientes foi o Método dos Mínimos Quadrados baseado nos volumes de controlo (*Least Squares Cell-Based*).

A escolha para avaliação do gradiente recaiu sobre este método, uma vez que apesar de ser menos preciso do que métodos que realizam esta avaliação com base nos nós das células, para malhas irregulares e não estruturadas (distorcidas) apresenta uma precisão bastante próxima da dos restantes métodos. Para além disso, o custo computacional com que o método contribui é bastante menor relativamente aos outros. Face a estas considerações, a escolha recaiu sobre este método para a avaliação dos gradientes [35].

## 4.4 Resolução das Equações Algébricas

Nesta secção vai ser dada especial atenção à discretização das equações da quantidade de movimento e da continuidade e ao modo como são resolvidas com base no método numérico utilizado, o método baseado na pressão.

Devido à maior simplicidade na descrição destas práticas, consideram-se as equações da quantidade de movimento e da continuidade nas suas formas integrais, e em regime permanente [35]:

$$\oint \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} = 0 \quad (4.10)$$

$$\oint \rho \vec{v} \vec{v} \cdot d\vec{A} = - \oint p I \cdot d\vec{A} + \oint \bar{\tau} \cdot d\vec{A} + \int_V \vec{F} dV \quad (4.11)$$

Onde,

- $\rho$  - corresponde à massa específica, em  $[kg/m^3]$ ;
- $\vec{v}$  - corresponde ao vetor velocidade;
- $\vec{A}$  - corresponde ao vetor área superficial;
- $p$  - corresponde à pressão estática, em  $[Pa]$ ;
- $I$  - corresponde à matriz identidade;
- $\bar{\tau}$  - corresponde ao tensor de tensões, em  $[N/m^2]$ ;
- $\vec{F}$  - corresponde ao vetor força, em  $[N]$ .

#### 4.4.1 Discretização das equações da Quantidade de Movimento

O esquema de discretização utilizado para o transporte de uma variável genérica é também utilizado na discretização das equações da quantidade de movimento. Por exemplo, a obtenção da equação da quantidade de movimento segundo a direção cartesiana  $x$ , definindo  $\phi = u$  [35]:

$$a_P u = \sum_{viz} a_{viz} u_{viz} + \sum p_f A \cdot \hat{i} + S \quad (4.12)$$

Onde,

- $u$  - representa a velocidade segundo a direção cartesiana  $x$ , em  $[m/s]$ ;
- $viz$  - representa o índice que se refere aos volumes de controlo vizinhos;
- $a_{viz}$  - corresponde aos coeficientes linearizados,  $a_N, a_S, a_E, a_W$ , da influência da convecção e difusão, com uma notação baseada na posição relativa ao nó central;
- $p_f$  - corresponde à pressão na face do volume de controlo, em  $[Pa]$ ;
- $S$  - representa o termo fonte.

Se os campos de pressão e fluxo mássico nas faces forem conhecidos, a equação 4.12 pode ser resolvida tal como foi explicado anteriormente de modo a calcular o campo de velocidades. Contudo, os campos de pressão e fluxo mássico nas faces não são conhecidos à partida, e como tal devem ser calculados, fazendo parte da solução. No entanto, através da observação da equação anterior, é possível distinguir que o valor da pressão nas faces dos volumes de controlo é necessário para realizar este cálculo, e como tal é necessária a interpolação dos valores da pressão no centro do volume de controlo, como se pode observar de seguida.

#### 4.4.2 Método de Interpolação da Pressão

O esquema utilizado por defeito pelo *Ansys Fluent* para a interpolação dos valores da pressão nas faces, fazendo uso dos coeficientes da equação da quantidade de movimento, pode ser expresso do seguinte modo [35]:

$$P_f = \frac{\frac{P_{c_0}}{a_{p,c_0}} + \frac{P_{c_1}}{a_{p,c_1}}}{\frac{1}{a_{p,c_0}} + \frac{1}{a_{p,c_1}}} \quad (4.13)$$

Onde,

- $P_f$  - representa o valor da pressão na face, entre os volumes de controlo  $c_0$  e  $c_1$ , em [Pa];
- $P_{c_0}$  - representa o valor da pressão na face do volume de controlo  $c_0$ , em [Pa];
- $P_{c_1}$  - representa o valor da pressão na face do volume de controlo  $c_1$ , em [Pa];

Este esquema é adequado para situações em que a variação da pressão entre os centros dos volumes de controlo é suave. Quando há saltos ou gradientes elevados nos termos fonte da equação da quantidade de movimento entre os volumes de controlo, o perfil de pressão apresenta um elevado gradiente na face do volume de controlo, e como tal não pode ser interpolado utilizando este esquema. Nestas situações deve ser utilizado um método mais adequado ao caso de estudo [35].

O presente estudo comporta uma situação onde o escoamento de ar se dá por convecção natural, ou seja, trata-se de um escoamento onde há uma rápida mudança de massa específica do fluido, e portanto, uma descontinuidade dos gradientes de pressão. Neste sentido, a escolha recaiu sobre o esquema de ponderação das forças de corpo (*Body-Force-Weighted*). Este esquema calcula o valor da pressão na face assumindo que o gradiente normal da diferença entre a pressão e as forças de corpo é constante.

#### 4.4.3 Discretização da Equação da Continuidade

A equação 4.10, deve ser integrada em cada volume de controlo para se obter a seguinte equação discretizada [35]:

$$\sum_f^{N_{faces}} J_f A_f = 0 \quad (4.14)$$

Onde,

- $J_f$  - corresponde ao fluxo mássico através da face  $f$ , em [ $kg/sm^2$ ],  $\rho v_n$ ;
- $A_f$  - representa a área da face, em [ $m^2$ ];

É necessário relacionar os valores da velocidade na face,  $\vec{v}_n$ , com os valores armazenados da velocidade no centro dos volumes de controlo. O valor da velocidade na face não é obtido por interpolação linear, mas sim, por uma média ponderada da quantidade de movimento, fazendo

uso de fatores de ponderação baseados no coeficiente  $a_p$ . Utilizando este procedimento,  $J_f$  pode ser escrito como [35]:

$$J_f = \hat{J}_f + d_f(p_{c_0} - p_{c_1}) \quad (4.15)$$

Onde,

- $p_{c_0}$  e  $p_{c_1}$  - correspondem às pressões nas faces de cada volume de controlo, em  $[Pa]$ ;
- $\hat{J}_f$  - representa a influência da velocidade nos volumes de controlo;
- $d_f$  - representa a função dos coeficientes  $a_p$  médios para os volumes de controlo em cada lado da face  $f$  da equação da quantidade de movimento,  $\bar{a}_p$ .

Como já referido, para a resolução das equações foi utilizado método baseado na pressão com a formulação segregada, onde as equações da continuidade e da quantidade de movimento são resolvidas de um modo sequencial. Assim, a velocidade é obtida através da equação da quantidade de movimento e a pressão é extraída através da equação da pressão que por sua vez é obtida com base nas equações da continuidade e da quantidade de movimento. Contudo, esta equação da pressão não surge diretamente. Isto significa que é necessária a utilização de um algoritmo de acoplamento pressão-velocidade para introduzir a pressão na equação da continuidade.

#### 4.4.4 Algoritmo de Acoplamento Pressão-Velocidade

A necessidade da utilização de um método especial para resolução das equações é quase indispensável devido ao não conhecimento de um conjunto de variáveis, a velocidade,  $\vec{v}$ , é o exemplo de uma variável que deve ser calculada conjuntamente com as outras variáveis [35].

A grande dificuldade reside no aparecimento de um gradiente de pressão. A questão que se coloca, é como calcular este gradiente uma vez que não existe uma equação específica que forneça o valor da pressão, ou que tenha a pressão como variável dependente. Caso a pressão,  $p$ , fosse conhecida, o gradiente de pressão seria tratado como um termo fonte, e deste modo não haveria qualquer dificuldade na resolução das equações da quantidade de movimento. Uma vez que este não é conhecido, o campo da pressão vai ser determinado indiretamente tendo sempre o cuidado de satisfazer a equação da continuidade [35].

À partida, não é evidente o modo como as equações se relacionam de modo a ser possível determinar o valor da pressão. Contudo, se o campo de pressão for corretamente inserido na equação da quantidade de movimento, então a sua solução resulta num campo de velocidade que satisfaz a equação da continuidade. Portanto, verifica-se que há uma relação entre a equação da continuidade e o campo de pressão [35].

Neste sentido, no presente trabalho foi utilizado um algoritmo designado por SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*).

Este algoritmo faz uso da relação entre as correções da velocidade e da pressão de forma a garantir a continuidade e para se conseguir obter o valor da pressão.

Se a equação da quantidade de movimento for resolvida assumindo um determinado campo de pressão  $p^*$ , na face o fluxo mássico resultante,  $J_f^*$ , é calculado com base na seguinte expressão [35]:

$$J_f^* = \hat{J}_f^* + d_f(p_{c_0}^* - p_{c_1}^*) \quad (4.16)$$

Uma vez que o campo de pressões é atribuído com base em suposições, é habitual que na grande parte das vezes a equação da continuidade não seja satisfeita. Consequentemente, é adicionada uma correção  $J_f'$  ao fluxo mássico na face  $J_f^*$ . Deste modo, o fluxo mássico na face corrigido,  $J_f$ , é dado por [35]:

$$J_f = J_f^* + J_f' \quad (4.17)$$

Em consequência da adição desta correção, a equação da continuidade é satisfeita. O algoritmo SIMPLE define que,  $J_f'$  pode ser dado por [35]:

$$J_f' = d_f(p'_{vc_0} - p'_{vc_1}) \quad (4.18)$$

Onde,

- $p'$  - corresponde à correção da pressão no volume de controlo;

O algoritmo SIMPLE substitui as equações da correção do fluxo mássico, equações 4.17 e 4.18, pela equação discretizada da continuidade de modo a obter a equação discretizada para a correção da pressão  $p'$  no volume de controlo. Esta equação, pode ser escrita do seguinte modo [35]:

$$a_P p' = \sum_{viz} a_{viz} p'_{viz} + b \quad (4.19)$$

Onde,

- $b$  - é o termo fonte, que representa a taxa líquida de escoamento no volume de controlo;

Por sua vez,  $b$  é dado por [35]:

$$b = \sum_f^{N_f} J_f^* A_f \quad (4.20)$$

A equação da correção da pressão pode ser resolvida utilizando um método algébrico multi-malha. Uma vez obtida a solução, a pressão no volume de controlo e o fluxo mássico na face vão ser corrigidos através de [35]:

$$p = p^* + \alpha_p p' \quad (4.21)$$

$$J_f = J_f^* + d_f(p'_{c_0} - p'_{c_1}) \quad (4.22)$$

Onde,

- $\alpha_p$  - corresponde ao fator de sub-relaxação para correção da pressão;

O factor de sub-relaxação, é introduzido com o objetivo de evitar a divergência da solução e deste modo controlar a sua convergência. Do mesmo modo, o fluxo mássico na face,  $J_f$ , satisfaz a equação discretizada da continuidade durante cada iteração.

Resumidamente, o algoritmo SIMPLE pode ser descrito no seguinte conjunto de passos [35] [36] [38]:

- 1º Passo: Arbitrar um campo de pressões  $p^*$ ;
- 2º Passo: Resolver as equações da quantidade movimento, de modo a obter o campo de velocidade intermédio ( $v_i^*$ ,  $v_j^*$ ,  $v_k^*$ ) que satisfaça a equação da quantidade de movimento, mas não necessariamente a equação da continuidade;
- 3º Passo: Resolver a equação da correção de pressão  $p'$ , equação 4.19;
- 4º Passo: Obtenção de um novo campo de pressão, através da soma da correção da pressão à pressão existente. Nesta equação, é aplicado um fator de sub-relaxação ( $\alpha_p < 1$ ), equação 4.21;
- 5º Passo: Calcular novas velocidades, somando aos campos existentes as devidas correções de velocidade;
- 6º Passo: Resolver as equações discretizadas de transporte para qualquer outra variável, como por exemplo a temperatura;
- 7º Passo: Tratar  $p$  como  $p^*$  e voltar ao 1º passo até que a solução convirja, trata-se portanto de um processo iterativo.

#### 4.4.5 Síntese relativa à aplicação dos diferentes métodos de discretização

Ao longo do presente capítulo, têm vindo a ser descritos um conjunto de métodos que foram utilizados no presente estudo para a discretização das equações diferenciais que descrevem o modelo físico-matemático em causa, e quais as motivações que levaram à sua escolha.

O custo computacional e a rapidez na convergência da solução, foram dois parâmetros sempre presentes na decisão de qual o método a utilizar em cada situação, tendo sempre em vista a sua adequabilidade ao caso de estudo.

Neste sentido, a Tabela 4.4 serve para ilustrar de um modo sintético quais os esquemas de discretização e o método de resolução utilizados no modelo numérico:

Tabela 4.4: Esquemas de discretização e método de resolução utilizados no modelo numérico.

Variável	Método
Gradiente	<i>Least Squares Cell Based</i>
Pressão	<i>Body Force Weighted</i>
Quantidade de Movimento	<i>Second Order Upwind</i>
Transporte de Espécies ( <i>Tracer</i> )	<i>Second Order Upwind</i>
Energia	<i>Second Order Upwind</i>
Acoplamento Pressão-Velocidade	<i>SIMPLE</i>
Formulação Transiente	<i>First Order Implicit</i>
Método Numérico de Resolução	<i>Pressure-Based Segregated Algorithm</i>

## 4.5 Condições de Fronteira

A definição das condições iniciais e de fronteira junto do modelo criado no *Ansys Fluent* trata-se de uma etapa crucial para a qualidade dos resultados numéricos que se pretendem obter, devendo ser apropriadas ao fenómeno físico que se quer modelar.

Nas seguintes secções, são escrutinadas as condições de fronteira utilizadas em cada um dos modelos desenvolvidos. Tratam-se das condições adotadas com o intuito estudar o escoamento ar através de uma abertura, a porta. Assim, é possível modelar as trocas mássicas de ar refrigerado e ar quente entre a câmara de refrigeração e o ambiente exterior. Com o objetivo de diminuir o custo computacional dos modelos, foram realizadas algumas simplificações, nomeadamente no que diz respeito:

- À ausência de transferência de calor através das paredes da câmara de refrigeração, ou seja, estas são consideradas adiabáticas;
- Ao escoamento de ar na câmara, este apenas ocorre através da abertura da porta, assumindo-se, portanto, que a câmara é hermética;
- À reduzida influência da humidade do ar, que não tem qualquer efeito no escoamento através da abertura;
- As paredes apresentam espessura nula.

Observando cada uma das considerações anteriormente apresentadas, é possível concluir que estas não têm qualquer efeito negativo no que se refere à análise do escoamento de ar através

da abertura da porta. Pelo contrário, estas considerações dão especial evidência a este escoamento, desprezando assim eventuais transferências de calor e escoamentos de ar, que podem ser considerados como fugas, que caso fossem considerados apenas prejudicariam a análise dos resultados, na medida teriam de ser contabilizadas.

#### 4.5.1 Ambiente Exterior

Uma vez que a simulação consiste na abertura e fecho da porta é necessária a criação de um ambiente exterior à câmara, onde o ar apresenta uma temperatura superior e constante durante toda a simulação, isto é, as condições do ar ambiente no exterior da câmara devem manter-se constantes durante todo o tempo de simulação. Deste modo, foi utilizada uma condição de fronteira de pressão constante (*pressure outlet*) nas superfícies esquerda, direita e frontal do volume exterior (ver Figuras 4.9 e 4.10). Esta condição de fronteira, *pressure outlet*, permite a definição dos valores da pressão e da temperatura do fluxo de retorno, mantendo assim constante o seu valor no ambiente exterior. Sabe-se que a variação da massa específica vai provocar diferenças no valor da pressão, que por sua vez definem a direção do escoamento para o interior da câmara de refrigeração e vice-versa, sendo deste modo crucial a definição do valor destas grandezas. Como condições do ar ambiente, definiu-se a temperatura do ar ambiente igual a  $15^{\circ}C$ ,  $T_{ext} = 15^{\circ}C$ , e a pressão ambiente igual  $101325 Pa$ ,  $P_{ext} = 101325 Pa$ . Estes valores correspondem aos vulgarmente encontrados em antecâmaras de câmaras de refrigeração. No que diz respeito, às grandezas de retorno no domínio computacional, foram especificadas como normais à superfície onde é imposta esta condição de fronteira. Ainda relativamente a esta condição de fronteira, é importante ter em atenção que facilita a convergência da solução, uma vez que promove a conservação de massa no interior do domínio computacional [35] [36].

Como já referido no parágrafo anterior, para a definição desta condição de fronteira é necessário impor os valores pretendidos para cada uma das grandezas. Deste modo, foram impostos os seguintes parâmetros:

- Pressão estática: Pressão relativa:  $p_{rel} = 0 Pa$ ;
- Temperatura de retorno: Temperatura ambiente:  $T_{ext} = 15^{\circ}C$ ;
- Parâmetros das espécies: Fração mássica do gás traçador:  $Y_{tracer} = 0$

O ambiente exterior à câmara de refrigeração, pode ser assemelhado a uma antecâmara, e como tal as superfícies traseira, superior e inferior assumem-se como sendo paredes, *wall*. Esta condição de fronteira é utilizada para limitar as regiões fluida e sólida.

Na definição desta condição de fronteira foi necessária a introdução de alguns parâmetros de modo a validar as considerações relativas ao modelo que foram referidas na secção 4.5. A definição dos parâmetros consiste então nas seguintes opções:

- Relativamente ao movimento das paredes, cada uma destas assume-se como sendo estacionária, e a velocidade relativa do fluido junto destas é igual a  $0 m/s$ ;
- Não apresentam qualquer rugosidade;

- Relativamente às condições térmicas nas paredes, considera-se que estas são adiabáticas, portanto o fluxo de calor é igual a 0,  $\dot{q} = 0W/m^2$ , a espessura é também igual a zero,  $\Delta x = 0mm$ , e a taxa de geração de calor também é igual a zero,  $\dot{q} = 0W/m^3$ ;
- No que se refere às condições de fronteira das espécies nas paredes, definiu-se uma condição de gradiente nulo para o gás traçador em cada uma das paredes.

Importa ainda destacar o facto de que os parâmetros definidos para esta condição de fronteira no ambiente exterior são exatamente os mesmos que para o caso das paredes que constituem a câmara de refrigeração, não sendo portanto necessária uma segunda análise a esta condição de fronteira.

#### 4.5.2 Câmara de Refrigeração

A câmara de refrigeração, como o próprio nome indica trata-se do espaço refrigerado no qual se pretende quantificar a taxa de infiltração através da abertura da porta. Como já foi referido anteriormente, pretende-se que esta seja hermética e as suas paredes adiabáticas de modo a evitar fugas que prejudicariam a análise do escoamento.

À semelhança, das considerações realizadas para as condições iniciais no ambiente exterior, também na câmara de refrigeração foi necessária a definição das condições iniciais. Deste modo, definiu-se a temperatura igual a  $0^\circ C$ ,  $T_{in} = 0^\circ C$ , e a pressão igual  $101.325 Pa$ ,  $P_{in} = 101.325 Pa$ . Estes valores correspondem aos vulgarmente encontrados em câmaras de refrigeração.

Todas as superfícies desta geometria foram definidas como parede, *wall*, cujos parâmetros introduzidos são os mesmos utilizados para o caso das condições de fronteira definidas como parede no ambiente exterior.

#### 4.5.3 Abertura da Porta

À medida que se processa o movimento de abertura e fecho da porta da câmara de refrigeração para cada um dos modelos (porta de correr e porta de dobradiças), é necessário, em cada passo de tempo, proceder a determinadas alterações ao nível das condições de fronteira na zona da porta. Estas alterações são realizadas com o intuito de simular o movimento da porta em cada passo de tempo. Como tal, é necessário analisar cada um dos modelos individualmente afim de melhor perceber aquilo que acontece.

##### 4.5.3.1 Modelo da Porta de Dobradiças

A Figura 4.7 ilustra, uma parte do movimento descrito pela porta de dobradiças aquando da sua abertura. Desta figura importa reter que a zona que se encontra sombreada representa a parte visível da abertura da porta. Esta abertura foi criada do seguinte modo: como toda a parede frontal da câmara de refrigeração é partilhada por uma parte da superfície correspondente à parede traseira da geometria do ambiente exterior, foi necessário dividir ambas as superfícies na zona correspondente à abertura da porta, ou seja, criou-se uma área em ambas as superfícies correspondente à abertura da porta. A cada uma destas áreas, atribui-se a condição de fronteira designada por interface. De seguida, foi criada uma interface de malha que associa estas estas

duas interfaces como uma zona interior (zona fluida), isto é, uma zona através da qual o existe circulação do fluido, e portanto, nesta zona todas as equações são resolvidas, representando então a abertura pretendida.

Relativamente à simulação dos movimentos de abertura e fecho da porta, estes são realizados alternado as condições de fronteira entre interior e parede de cada uma das superfícies pertencentes ao contorno da trajetória descrita pela porta. Através da análise da figura 4.7, é possível descrever o procedimento utilizado na simulação dos movimentos da porta, tal como se apresenta de seguida.

Supondo que, a simulação se encontra no passo de tempo correspondente a uma abertura de  $5^\circ$  (ponto 2 da figura) e que no passo de tempo seguinte se pretende simular a abertura desta a  $10^\circ$  (ponto 3 da figura) realizam-se os seguintes passos:

- Para obter a abertura correspondente a  $5^\circ$ , a superfície correspondente ao número 2 da figura, tem de ser definida com a condição de fronteira de parede, cuja definição dos parâmetros é a mesma que a realizada para caso da envolvente da câmara e superfícies superior, inferior e traseira da geometria do ambiente exterior. Consegue-se assim, uma abertura de  $5^\circ$ ;
- No passo de tempo seguinte, com o intuito de simular uma abertura de  $10^\circ$ , a superfície número 2, que anteriormente foi definida como parede, deve agora ser definida como interior, e a superfície número 3, que até então estava definida como interior deve ser definida como parede, à semelhança do que foi feito no ponto anterior para superfície número 2, conseguindo-se assim uma abertura de  $10^\circ$ ;
- O mesmo procedimento é realizado sucessivamente até se obter o grau de abertura pretendido. De modo semelhante procede-se ao fecho da porta, contudo neste caso em vez de aumentar o grau de abertura, este vai diminuir.

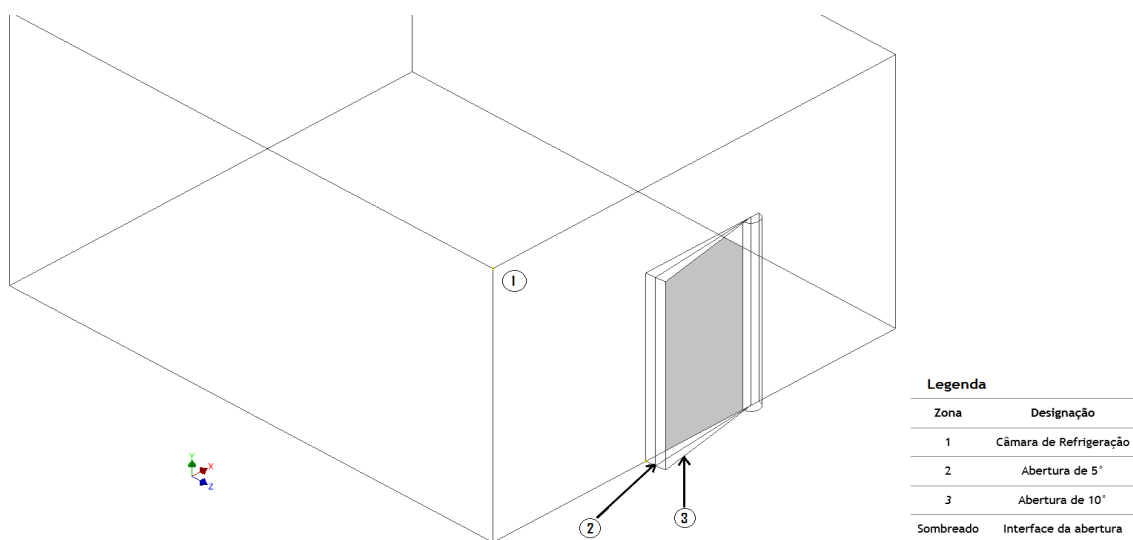


Figura 4.7: Exemplo do movimento descrito pela porta de dobradiças;

#### 4.5.3.2 Modelo da Porta de Correr

A figura 4.8 ilustra uma parte do movimento descrito pela porta de correr aquando da sua abertura. À semelhança daquilo que foi descrito para o caso da porta de dobradiças, também para esta tipologia de porta é necessária a criação de uma interface de malha representativa da abertura da porta (zona fluida) onde vão ser resolvidas todas as equações. Contudo, neste modelo há algumas diferenças relativamente ao anterior. Aqui, também foi necessária a divisão de ambas as superfícies partilhadas pelas duas geometrias em áreas, que através da definição da condição de fronteira como interface e posterior criação de uma interface de malha foi possível criar a zona interior pretendida. Contudo, neste caso, pretende-se que esta zona interior, através da qual se vai dar o escoamento, varie de tamanho consoante o grau de abertura que se pretende. Para tal, e como já foi descrito na secção 4.2.1, a zona correspondente à trajetória descrita pelo movimento da porta, foi dividida em vários volumes iguais. A condição de fronteira das superfícies destes volumes que estão adjacentes à área correspondente à abertura da porta na geometria da câmara de refrigeração, é alternada entre interface e parede consoante o grau de abertura. Mais uma vez, os parâmetros para a definição da condição de fronteira de parede são os mesmos que foram utilizados em pontos anteriores. Através da análise de figura 4.8, é possível descrever o procedimento utilizado para simular o movimento da porta.

Supondo que, a simulação se encontra no passo de tempo, no qual se pretende uma abertura de 33,3 mm, e no passo de tempo seguinte o grau de abertura pretendido será de 66,6 mm, o procedimento a seguir é o seguinte:

- Para obter a abertura correspondente a 33,3 mm, a superfície correspondente ao número 2 da figura, tem de ser definida com a condição de fronteira de interface, para posteriormente ser criada a interface de malha. Consegue-se assim uma abertura de 33,3 mm;
- No passo de tempo seguinte, com o intuito de simular uma abertura de 66,6 mm, a superfície número 2, anteriormente definida como interface, deve mantida como interface, e a superfície número 3, que até então estava definida como parede deve ser definida como interface, para posteriormente ser criada uma interface de malha que abranja as duas superfícies, conseguindo-se assim uma abertura total de 66,6 mm;
- O mesmo procedimento é realizado sucessivamente até se obter o grau de abertura pretendido. Para proceder ao fecho da porta, as superfícies que até então estavam definidas como interface são definidas como parede até se obter o grau de fecho pretendido.

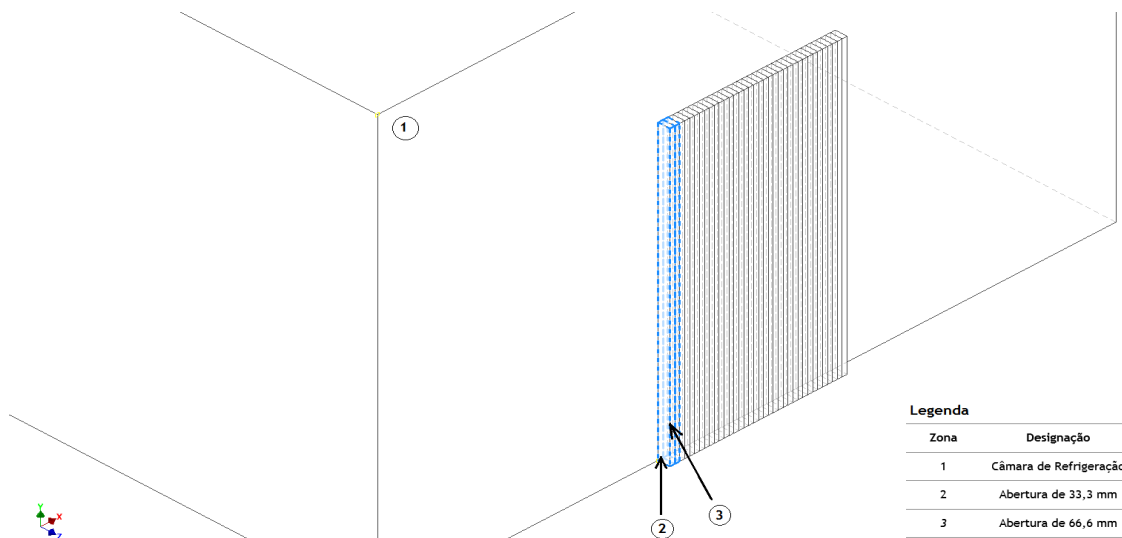


Figura 4.8: Exemplo do movimento descrito pela porta de correr;

#### 4.5.4 Geometrias e respetivas Condições de Fronteira

Após terem sido analisadas as condições de fronteira utilizadas em cada uma das superfícies das geometrias dos dois modelos, é importante simplificar esta definição através de uma análise representativa de cada uma das geometrias e respetivas condições de fronteira, bem como o nome atribuído a cada uma das superfícies. Deste modo, apresentam-se as Figuras 4.9 e 4.10.

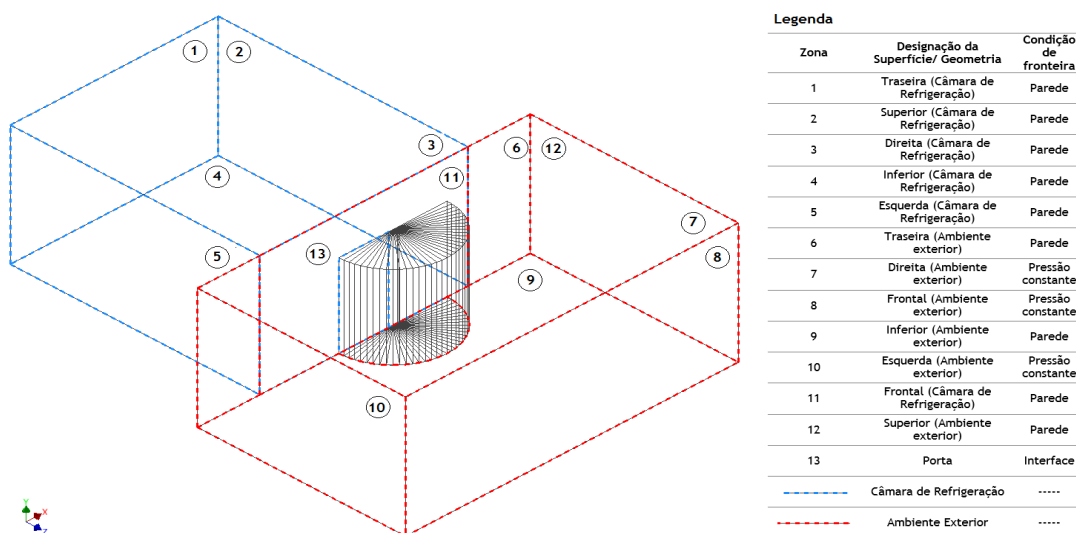


Figura 4.9: Nomenclatura e condições de fronteira no modelo da câmara com porta de dobradiças.

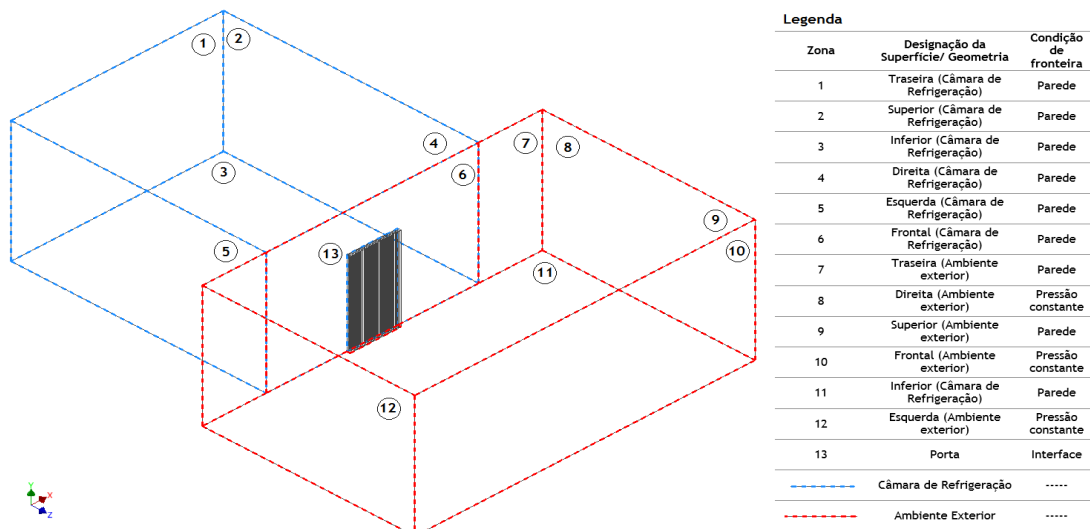


Figura 4.10: Nomenclatura e condições de fronteira no modelo da câmara com porta de correr.

#### 4.5.5 Conceito de Zona Fluida

A zona fluida trata-se de um conjunto de volumes de controlo onde todas as equações ativas e apresentadas no modelo físico-matemático são resolvidas. Neste tipo de zona, o único parâmetro que deve ser definido trata-se do tipo material fluido que se pretende utilizar [35] [36].

Na secção 2.4.2, foi explicada a técnica dos gases traçadores utilizada para a medição da taxa de infiltração na câmara de refrigeração. Uma vez que esta técnica requer a utilização de um gás traçador presente com uma determinada concentração mássica no interior da câmara, foi também necessário no *Ansys Fluent* criar um gás que implicitamente permitisse medir a infiltração na câmara.

Uma das vantagens da utilização deste tipo de *software*, é o facto de não ser necessária a criação de um gás específico, cuja concentração no interior da câmara possa ser medida através de métodos adequados e, posteriormente calculada a taxa de infiltração, tal como acontece nos estudos experimentais. Assim, o *Ansys Fluent* possibilita a criação de uma mistura de "ar com ar", que é muito mais benéfica do ponto de vista em que a constituição do ar não é minimamente alterada e a taxa de infiltração pode ser facilmente obtida. Como tal, no sentido de obter a taxa de infiltração procedeu-se do seguinte modo:

- 1º Passo: Ativa-se o modelo de transporte de espécies de modo a possibilitar a criação de uma mistura de "ar com ar";
- 2º Passo: Cria-se a mistura de "ar com ar". Para tal, foi introduzido um novo fluido com as mesmas propriedades do ar, mas com nome diferente para se poder distinguir do ar nas medições efetuadas. O nome atribuído a este novo fluido introduzido é "tracer";
- 3º Passo: Define-se a concentração mássica do "tracer" no interior da câmara de refrigeração. Uma vez que se trata do método de concentração decrescente, é necessário introduzir o "tracer" numa determinada concentração ( $C_{tracer} = 0.5\%$ ) para que, posteriormente, no final da simulação seja possível a comparação do valor inicial de concentração com o valor final.

#### 4.5.6 Conceito de Zona Sólida

A zona sólida corresponde ao grupo de células através das quais apenas é resolvido o problema da transferência de calor por condução. Aqui, as equações do escoamento não são resolvidas. Neste tipo de zona, o único parâmetro que deve ser definido, trata-se do tipo material sólido que se pretende utilizar, com as devidas propriedades definidas [35] [36].

Uma vez que no presente estudo não foram realizados quaisquer cálculos relativos à transferência de calor por condução, não foi necessária a definição de qualquer material.

### 4.6 Técnicas de Monitorização e Controlo da Convergência

#### 4.6.1 Promoção da Convergência da Solução

Verificou-se em secções anteriores que a estimativa das condições iniciais e o fatores de sub-relaxação utilizados, podem ter grande influência na convergência da solução quando o problema não é linear. Para além destes aspetos, também a limitação da gama de valores, permite um controlo da solução, uma vez que previne a obtenção de valores irreais que podem levar à divergência do processo iterativo [35].

A relaxação trata-se de uma técnica utilizada para acelerar ou abrandar a convergência, e amortecer determinadas oscilações da solução. Assim, os fatores de sub-relaxação são utilizados para atualizar o valor das variáveis em cada iteração [35] [38].

Nos modelos desenvolvidos, de modo a definir os fatores de sub-relaxação mais adequados, foram realizados testes preliminares de modo a avaliar a evolução resíduo das equações. Se após 4 ou 5 iterações este for demasiado elevado, os fatores de sub-relaxação devem ser reduzidos e voltam-se a realizar os testes até que os melhores valores sejam encontrados [35]. Após alguns testes concluiu-se que, à partida, o valor dos fatores sub-relaxação mais adequados para cada uma das grandezas são os que se encontram apresentados na Tabela 4.5.

Tabela 4.5: Fatores de sub-relaxação de cada uma das grandezas.

Grandeza	Fator de sub-relaxação
Pressão	0,3
Massa específica	0,45
Forças de corpo	0,5
Quantidade de Movimento	0,4
Transporte de espécies ( <i>tracer</i> )	0,5
Energia	0,75

Posteriormente, deve ser definido um critério de paragem que dita o instante em que a solução convergiu e portanto, o processo iterativo vai cessar. Quer isto dizer, que o resíduo atingiu

um determinado valor pré-definido. Trata-se do coeficiente do critério de paragem do processo iterativo, representado por  $\lambda$ . O critério de paragem definido para todas as variáveis é de  $\lambda = 1 \times 10^{-3}$ , à exceção da energia, para a qual foi considerado um critério de paragem, quando o resíduo absoluto atingisse o valor de  $\lambda = 1 \times 10^{-6}$ . Ao longo das simulações, não se observou nenhum caso em que a solução tenha divergido, não se verificando portanto o aumento dos resíduos no decorrer da simulações. Por outro lado, verificou-se em certos casos a estabilização da solução num valor muito próximo, contudo acima, do coeficiente do critério de paragem, que impossibilitava o término do processo iterativo. Este comportamento é por vezes associado a flutuações nos valores das variáveis dependentes, como é o caso da pressão. Contudo, mesmo que a solução do processo iterativo não convirja pelo facto de o coeficiente do critério de paragem não ter sido alcançado, se os valores do resíduo das diversas variáveis dependentes não apresentares oscilações de grande amplitude, considera-se que a convergência foi atingida [36].

As simulações de ambos os modelos numéricos desenvolvidos foram realizadas num computador com um processador i7 de 3,40 GHz com 8 GB de memória RAM. Para o modelo da porta de dobradiças, cada simulação completa do ciclo de abertura e fecho de porta demorou cerca de 168 horas, e para o modelo da porta de correr cerca de 84 horas.



# Capítulo 5

## Estudos Paramétricos

### 5.1 Introdução

A realização de estudos paramétricos tem como base a variação de um conjunto de parâmetros que permitem uma análise comparativa acerca da sua influência no problema em estudo.

No presente estudo, foram realizadas diversas simulações para cada um dos modelos desenvolvidos (porta de dobradiças e de correr), variando entre cada uma delas a temperatura do ar no ambiente exterior à câmara de refrigeração. Assim, foi possível fazer uma análise da influência que a temperatura do ar no exterior da câmara tem na taxa de infiltração e movimentação de massas de ar tanto para o interior da câmara como para o seu exterior, e conseqüentemente, no valor de temperatura do ar no interior da câmara de refrigeração.

No presente capítulo pretende-se dar a conhecer o estudo paramétrico realizado para cada um dos modelos numéricos desenvolvidos, e posteriormente apresentar os seus resultados. Nos resultados, constam um conjunto de figuras que traduzem as movimentações das massas de ar e variações do valor de temperatura do ar no interior da câmara, em função do tempo.

### 5.2 Tempos de Abertura e Fecho da Porta

Um aspeto muito importante a ter em atenção antes de se apresentar qualquer resultado, diz respeito aos tempos do ciclo de abertura e fecho de porta. Este ciclo manteve-se constante em todas as simulações realizadas. Face ao enfoque do estudo na análise da influência da variação do campo de temperatura do ar no exterior da câmara, foram mantidos constantes todos os outros parâmetros inclusive, os tempos do ciclo de abertura e fecho de porta. Assim, as figuras 5.1 e 5.2 representam os tempos do ciclo de abertura e fecho de porta para cada um dos modelos desenvolvidos. Pretende-se simular o seguinte ciclo: que a porta abra na sua totalidade dos  $0s < t < 3s$ , e que permaneça totalmente aberta durante 8 s, ou seja, até aos 11 s, e posteriormente, que esta se feche totalmente em 3 s, isto é, aos 14 s a porta encontra-se totalmente fechada. Este é o ciclo que se pretende que cada modelo de porta descreva aquando da sua simulação. Conhecendo o período tempo que a porta demora a abrir e fechar na sua totalidade, é possível determinar qual o passo de tempo a utilizar, ou seja, o período de tempo entre cada movimentação da porta. No caso da porta de dobradiças, as movimentações são efetuadas de  $5^\circ$  em  $5^\circ$ , e no caso da porta de correr de 33,3 mm em 33,3 mm. Assim, é possível determinar o passo de tempo, que é aproximadamente igual a 0,083334 s,  $\Delta t = 0,083334$  s.

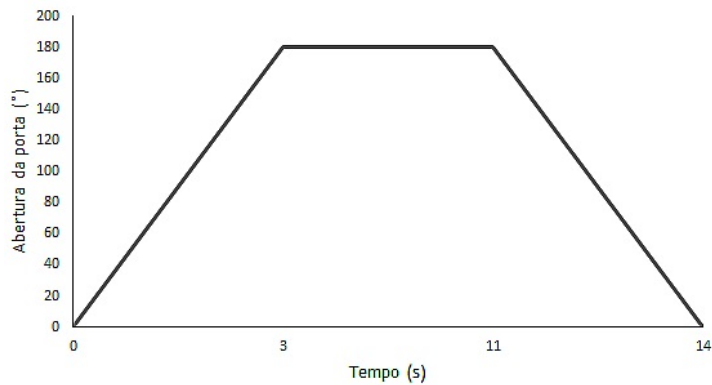


Figura 5.1: Tempos do ciclo de abertura e fecho de porta, para o modelo da porta de dobradiças.

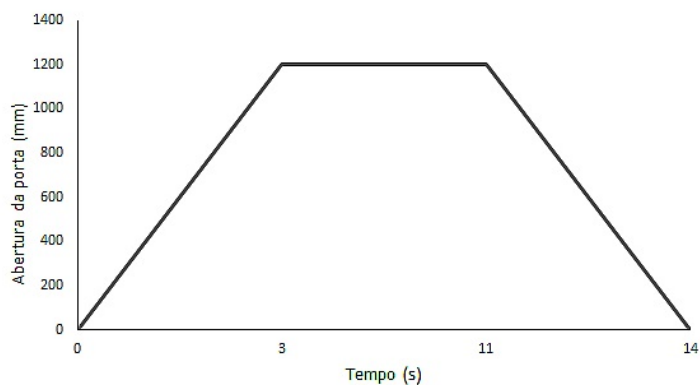


Figura 5.2: Tempos do ciclo de abertura e fecho de porta, para o modelo da porta de correr.

### 5.3 Influência da variação da Temperatura do Ar no Exterior da Câmara de Refrigeração

No estudo realizado foram consideradas 3 situações diferentes para cada um dos modelos no que se refere à temperatura do ar no exterior da câmara de refrigeração. A zona exterior à câmara de refrigeração, é aquela cujas condições do ar ambiente estão mais expostas a variações. Tratam-se de zonas, que em grande parte dos casos não apresentam condições ambiente controladas, estando por isso sujeitas, em maior proporção, às condições atmosféricas que se fazem sentir no exterior. Aqui, há circulação de máquinas, pessoas e por vezes encontram-se abertas ao exterior. Como tal, considerou-se que uma análise com diferentes valores de temperatura do ar no exterior da câmara é aquela que melhor representa aquilo que acontece numa situação real.

A análise realizada designa-se por análise de sensibilidade. Este tipo de análise procura determinar o efeito que a variação de um determinado parâmetro tem na solução do modelo de referência. Isto é, inicialmente, para cada um dos modelos foi realizada uma simulação cuja temperatura do ar no exterior da câmara é de  $15^{\circ}C$ ,  $T_{ext} = 15^{\circ}C$ , trata-se do valor de temperatura do ar através do qual se consegue obter a solução de referência, e posteriormente incrementou-se e decrementou-se uma unidade no valor de temperatura do ar exterior, ou seja,

foram realizadas simulações com valores de temperatura do ar no exterior iguais a,  $T_{ext} = 14^{\circ}C$  e  $T_{ext} = 16^{\circ}C$ .

### 5.3.1 Modelo da Porta de Correr: Simulação para $T_{ext} = 14^{\circ}C$

Na figura 5.3 são apresentadas as previsões do campo de temperaturas no plano yz de coordenada  $x = 2750$  mm, correspondente ao meio da abertura da porta, (a). A iso-superfície de concentração de gás traçador igual a 0,25,  $C_{tracer} = 0.25$ , também se encontra apresentada numa vista da câmara em 3D, (b).

A escolha da concentração de gás traçador recaiu sobre  $C_{tracer} = 0,25$ , uma vez que se trata do valor correspondente a metade da concentração máxima. O facto da concentração de gás traçador ser 0,25 indica que o escoamento apresenta já algum desenvolvimento, isto é, houve fluxo de ar entre o interior e o exterior do espaço refrigerado, e como tal, verificou-se a interação térmica entre o ar dos dois ambientes.

A figura 5.3 representa as previsões obtidas para a distribuição do campo de temperaturas e deslocamento de massas de ar na zona da porta, que separa o ambiente interior (câmara de refrigeração, zona a azul quando  $t = 0$  s) do ambiente exterior (zona a laranja quando  $t = 0$  s), durante o seu movimento de abertura. Assim, é possível realizar uma análise em paralelo de duas perspetivas diferentes do escoamento de ar e interações térmicas entre a câmara de refrigeração e o ambiente exterior em função do grau de abertura da porta e do tempo correspondente. Assumindo uma linha a meio da altura da abertura da porta, representativa da linha de pressão neutra, tal como se encontra apresentada na figura 2.3, verifica-se que à medida que o grau de abertura da porta aumenta, na zona acima da linha de pressão neutra observa-se o deslocamento de uma massa de ar quente para o interior da câmara de refrigeração que pode ser comprovada pela análise das figuras representativas do campo de temperaturas e do fluxo de gás traçador ao longo da abertura (escoamento de ar quente do exterior para o interior da câmara), na zona abaixo da linha de pressão neutra o deslocamento da massa de ar dá-se no sentido contrário, ou seja, observa-se o deslocamento de uma massa de ar frio do interior da câmara para o seu exterior. Quanto maior for a abertura mais facilmente se consegue observar este fenómeno. Atentando ao campo de temperaturas e fluxo de gás traçador nas imediações da abertura da porta verifica-se, com o aumento do tamanho da abertura, na zona adjacente acima da linha de pressão neutra a formação de uma camada de ar com temperatura mais baixa que a do ar que se infiltra no interior da câmara. O aparecimento desta fina porção de ar frio deve-se à formação de um vórtice, que cresce com o escoamento na parte superior da câmara e que por sua vez força o ar a descer. A visualização da formação deste vórtice é, sobretudo, perceptível quando a abertura é igual a 900 mm e 1200 mm.

Na figura 5.4, à semelhança do que foi realizado para a abertura da porta, também para o processo de fecho são apresentadas as previsões do campo de temperaturas no plano yz de coordenada  $x = 2750$  mm, correspondente ao meio da abertura da porta, (a). A iso-superfície de concentração de gás traçador igual a 0,25,  $C_{tracer} = 0.25$ , também se encontra apresentada numa vista da câmara em 3D, (b).

Os resultados obtidos demonstram que 8 s após a porta estar totalmente aberta, o escoamento de ar encontra-se bastante desenvolvido. O fluxo de gás traçador através da abertura evidencia

que o escoamento entre os dois ambientes aumenta com o decorrer do tempo. Tanto acima como abaixo da linha de pressão neutra, o fluxo de ar é tanto maior quanto maior for o valor da cota. Na figura 2.3 é possível observar que o crescimento do valor da cota nas zonas acima e abaixo da linha de pressão neutra, é acompanhado pelo aumento do valor da velocidade do ar. Em consequência do aumento da velocidade do ar, o caudal de ar que circula através da abertura também vai aumentar, pois este é função da velocidade do ar. No campo de temperaturas verifica-se que o ar que se infiltra no interior do espaço refrigerado, sobe, e desloca-se ao longo do teto, uma vez que apresenta um valor de temperatura superior (e consequentemente de massa específica inferior) em relação ao ar circundante no seu interior, criando assim uma camada de ar quente nas imediações do teto. Com o decorrer do tempo, observa-se o abaixamento da temperatura do ar nesta camada devido à sua mistura e interação térmica com ar circundante, que se encontra a temperatura mais baixa. À medida que a temperatura desce, o ar desloca-se no sentido descendente ao longo das paredes da câmara. Por outro lado, o ar que abandona o espaço refrigerado apresenta uma temperatura inferior em relação à do ar no exterior deste, e como tal, a sua massa específica é maior, deslocando-se ao longo da parte inferior da zona exterior ao espaço refrigerado. O vórtice existente na zona superior da câmara encontra-se muito mais desenvolvido, sendo a sua existência mais perceptível. À medida que a porta se fecha, ocorre o estrangulamento do escoamento em ambos os sentidos conduzindo à redução do fluxo de ar através da abertura da porta, tal facto é comprovado pela placidez do escoamento, sobretudo, na zona exterior à câmara de refrigeração. Assim, com o decorrer do movimento de encerramento da porta, observa-se que no interior do espaço refrigerado a temperatura do ar que se infiltrou vai diminuir até estar em equilíbrio térmico com o ar circundante, conduzindo ao aumento da temperatura média do ar no interior do espaço refrigerado.

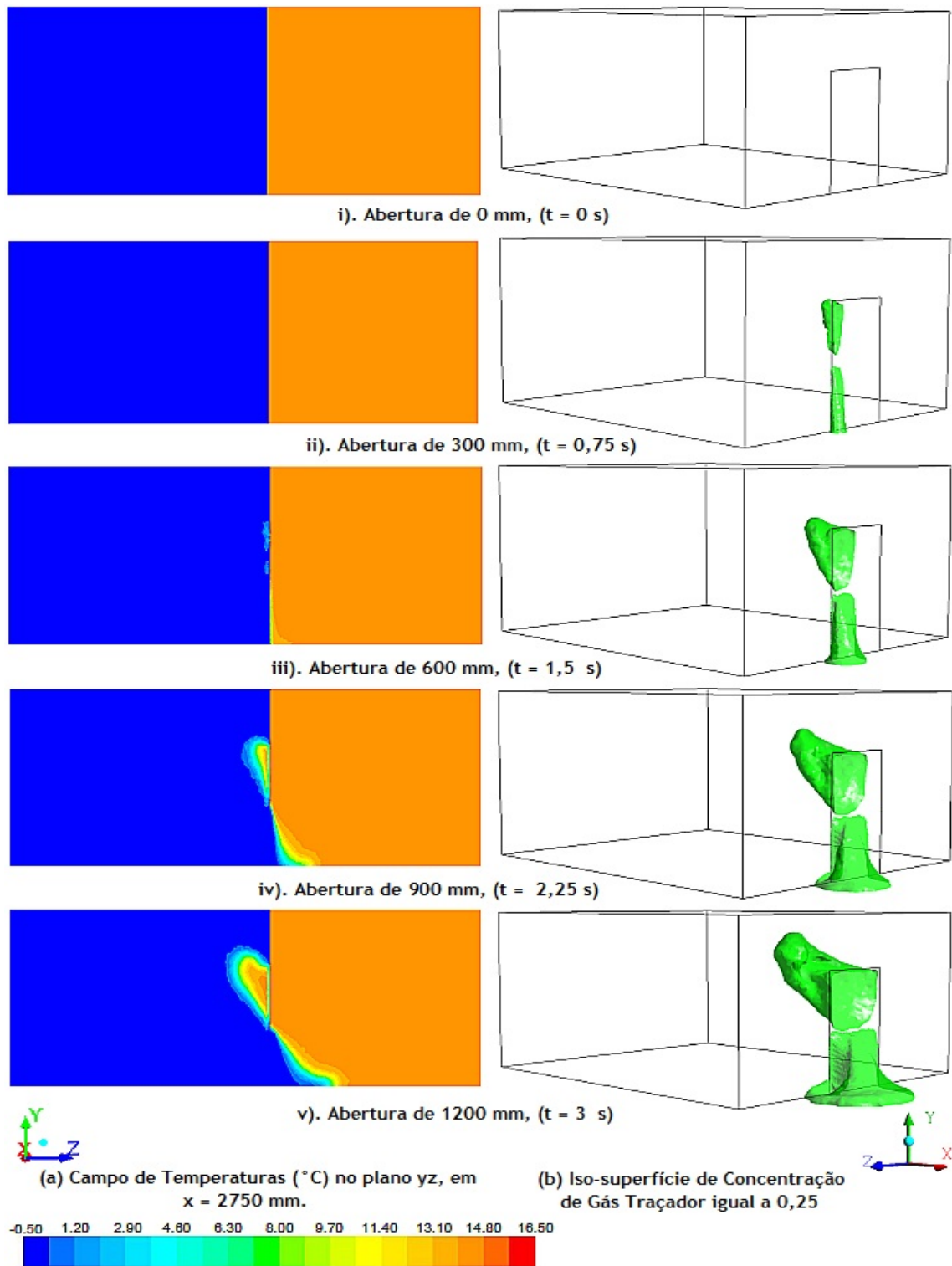


Figura 5.3: (a) Campo de temperaturas no plano yz de coordenada  $x = 2750$  mm; e, (b) Iso-superfície de Concentração de gás traçador igual 0,25, em 3D, durante a abertura da porta.

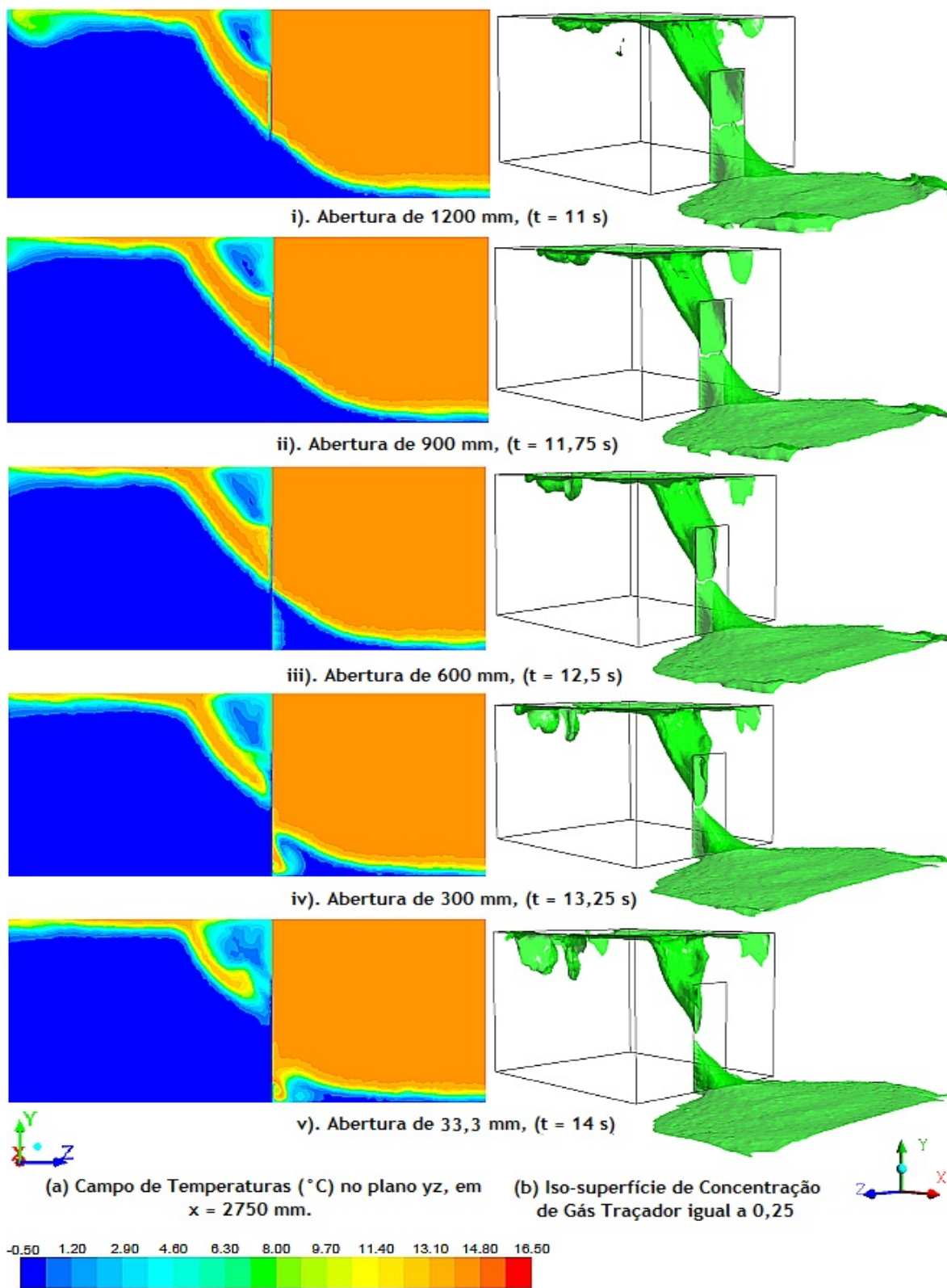


Figura 5.4: (a) Campo de temperaturas no plano yz de coordenada  $x = 2750$  mm; e, (b) Iso-superfície de Concentração de gás traçador igual 0,25, em 3D, durante o fecho da porta.

### 5.3.2 Modelo da Porta de Correr: Simulação para $T_{ext} = 15^{\circ}C$

Na figura 5.5 são apresentadas as previsões do campo de temperaturas no plano yz de coordenada  $x = 2750$  mm, correspondente ao meio da abertura da porta, (a). A iso-superfície de concentração de gás traçador igual a 0,25,  $C_{tracer} = 0.25$ , também se encontra apresentada numa vista da câmara em 3D, (b).

Tal como no caso anterior, a figura 5.5 representa as previsões obtidas para a distribuição do campo de temperaturas e deslocamento de massas de ar na zona da porta, que separa o ambiente interior (câmara de refrigeração, zona a azul quando  $t = 0$  s) do ambiente exterior (zona a laranja quando  $t = 0$  s), durante o seu movimento de abertura. Mais uma vez é possível observar a existência de um linha de pressão neutra, em torno da qual o escoamento se desenvolve tal como foi referido anteriormente. Quanto maior for a abertura mais facilmente se consegue observar este fenómeno. Atendendo ao campo de temperaturas e fluxo de gás traçador nas imediações da abertura da porta verifica-se, com o aumento do tamanho da abertura, na zona adjacente acima da linha de pressão neutra a formação de uma camada de ar com temperatura mais baixa que a do ar que se infiltra no interior da câmara. O aparecimento desta fina porção de ar frio deve-se à formação de um vórtice, que cresce com o escoamento, na parte superior da câmara, e que por sua vez força o ar a descer. A visualização da formação deste vórtice é, sobretudo, perceptível quando a abertura é igual a 900 mm e 1200 mm. Para além daquilo que já foi referido, é ainda possível observar que o escoamento de ar em cada instante se dá na direção perpendicular à abertura da porta, uma vez que não sofre qualquer perturbação proveniente do movimento de abertura da porta. Há então um escoamento de uma massa de ar para o interior e exterior do espaço refrigerado sem qualquer força induzida pelo movimento da porta.

Na figura 5.6, à semelhança do que foi realizado para a abertura da porta, também para o processo de fecho são apresentadas as previsões do campo de temperaturas no plano yz de coordenada  $x = 2750$  mm, correspondente ao meio da abertura da porta, (a). A iso-superfície de concentração de gás traçador igual a 0,25,  $C_{tracer} = 0.25$ , também se encontra apresentada numa vista da câmara em 3D, (b).

À semelhança do que se verificou no caso anterior, os resultados obtidos demonstram que 8 s após a porta estar totalmente aberta o escoamento de ar encontra-se bastante desenvolvido. O fluxo de gás traçador através da abertura evidencia que o escoamento entre os dois ambientes aumenta com o decorrer do tempo. Tanto acima como abaixo da linha de pressão neutra o fluxo de ar é tanto maior quanto maior for o valor da cota. O vórtice existente na zona superior da câmara encontra-se muito mais desenvolvido, sendo a sua existência mais perceptível. Também para o movimento de fecho da porta, até  $t = 13,25s$ , é possível observar que o escoamento em cada instante se dá na direção perpendicular à abertura da porta, uma vez que não sofre qualquer perturbação proveniente do movimento de fecho. Verifica-se então, o escoamento de uma massa de ar para o interior e exterior do espaço refrigerado sem qualquer força induzida pelo movimento da porta. À medida que a porta continua o seu movimento de fecho, entre  $13,25s < t < 14s$ , torna-se visível a ocorrência do estrangulamento do escoamento em ambos os sentidos conduzindo à redução do fluxo de ar através da abertura da porta e induzindo uma perturbação neste. Contudo, esta perturbação pode ser desprezada uma vez que na zona exterior à câmara de refrigeração a placidez do escoamento traduz a quase inexistência de qualquer agitação.

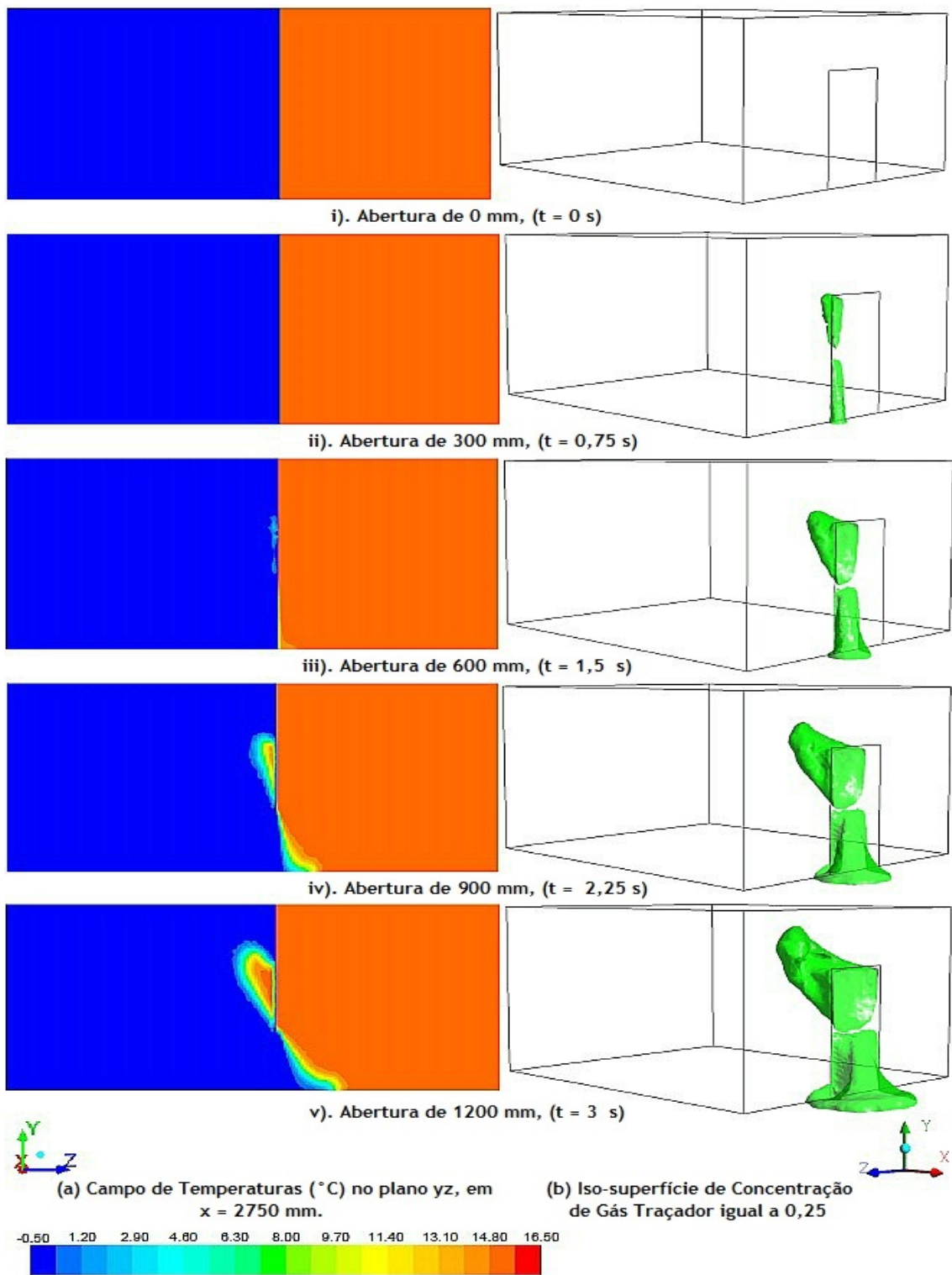


Figura 5.5: (a) Campo de temperaturas no plano yz de coordenada  $x = 2750$  mm; e, (b) Iso-superfície de Concentração de gás traçador igual 0,25, em 3D, durante a abertura da porta.

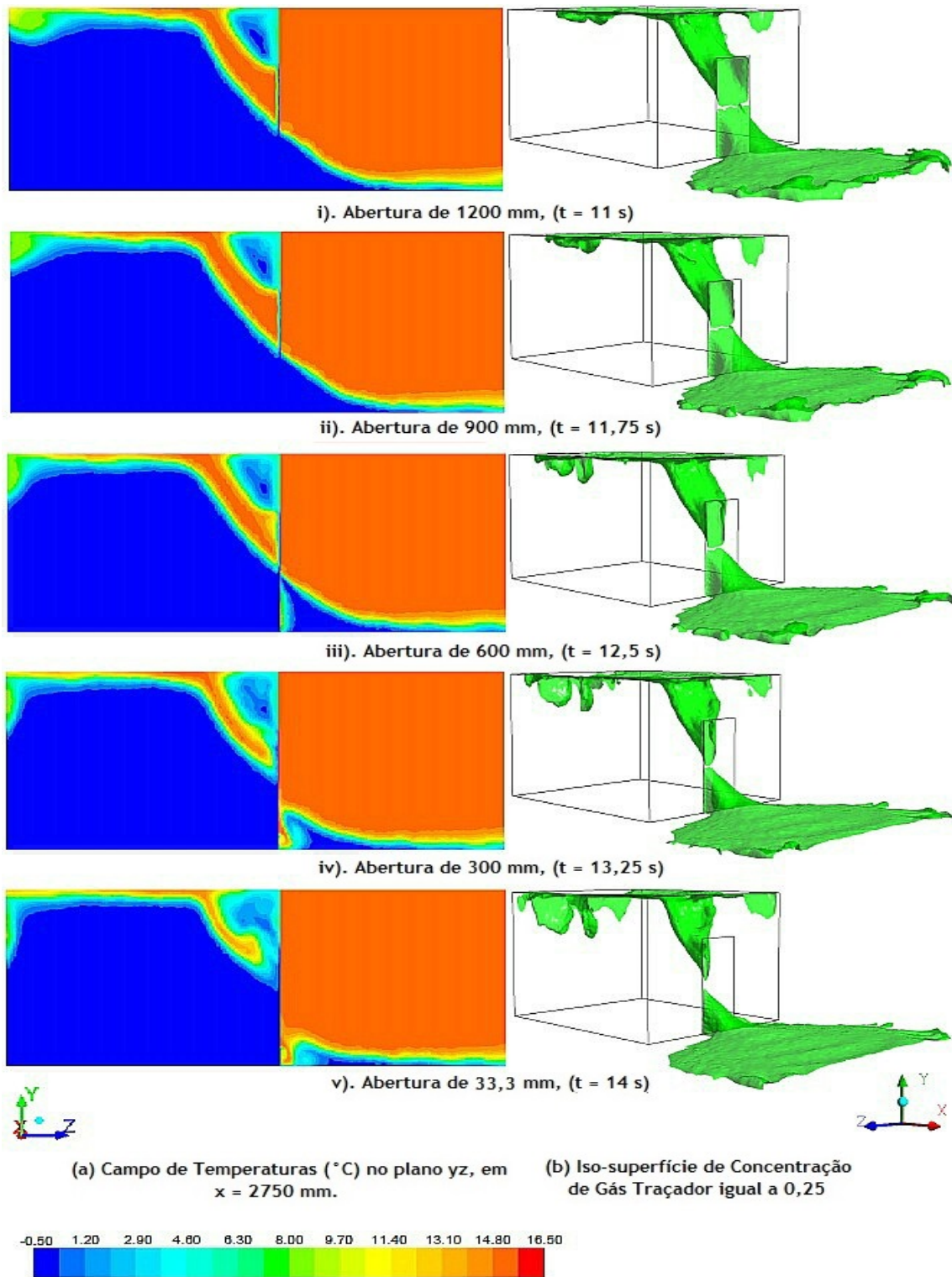


Figura 5.6: (a) Campo de temperaturas no plano yz de coordenada  $x = 2750$  mm; e, (b) Iso-superfície de Concentração de gás traçador igual 0,25, em 3D, durante o fecho da porta.

### 5.3.3 Modelo da Porta de Correr: Simulação para $T_{ext} = 16^{\circ}C$

Na figura 5.7, são apresentadas as previsões do campo de temperaturas no plano yz de coordenada  $x = 2750$  mm, correspondente ao meio da abertura da porta, (a). A iso-superfície de concentração de gás traçador igual a 0,25,  $C_{tracer} = 0.25$ , também se encontra apresentada numa vista da câmara em 3D, (b).

A figura 5.7 representa as previsões obtidas para a distribuição do campo de temperaturas e deslocamento de massas de ar na zona da porta, que separa o ambiente interior (câmara de refrigeração, zona a azul quando  $t = 0$  s) do ambiente exterior (zona a vermelho quando  $t = 0$  s), durante o seu movimento de abertura. À semelhança daquilo que foi abordado anteriormente, verifica-se que acima e abaixo da linha de pressão neutra o escoamento desenvolve-se de igual modo àquele que foi descrito nas figuras 5.3 e 5.5. Esta rápida análise pode ser compreendida através da visualização e comparação de cada uma das figuras, concluindo-se que os fenómenos que estão subjacentes a cada uma delas são em tudo semelhantes, à exceção do diferencial de temperatura entre o ambiente interior e exterior à câmara de refrigeração, facto que não inviabiliza uma análise semelhante.

Na figura 5.8, à semelhança do que foi realizado para a abertura da porta, também para o processo de fecho são apresentadas as previsões do campo de temperaturas no plano yz de coordenada  $x = 2750$  mm, correspondente ao meio da abertura da porta, (a). A iso-superfície de concentração de gás traçador igual a 0,25,  $C_{tracer} = 0.25$ , também se encontra apresentada numa vista da câmara em 3D, (b).

Os resultados explícitos na figura 5.8 estão em conformidade com os resultados obtidos e apresentados nas figuras 5.4 e 5.6. Estes revelam que 8 s após a porta estar totalmente aberta, o fluxo de ar entre o interior e o exterior da câmara de refrigeração é mais evidente, e a velocidade de escoamento aumenta com o incremento do valor da cota em ambos os sentidos (positivo e negativo, tal como na figura 2.3). No interior da câmara, o campo de temperaturas confirma a formação de um vórtice na zona superior e adjacente à abertura. Também o modo como se desenvolve o escoamento de ar em ambas as zonas (superior e inferior) da linha de pressão neutra, tanto no interior como no exterior da câmara, é evidenciado pelas figuras apresentadas que indicam a existência de fluxo de ar em ambos os sentidos. Por outro lado, na parte exterior à câmara de refrigeração é possível observar a tendência que o ar tem para se deslocar no sentido ascendente ao longo da parede. Esta tendência ocorre em função do aumento da diferença de temperatura entre os dois espaços, pois o ar que abandona a câmara de refrigeração interage termicamente com ar que se encontra no ambiente exterior ao espaço refrigerado, verificando-se então o aumento mais rápido da sua temperatura, e consequentemente, um decréscimo no valor da massa específica. Este fenómeno torna-se mais perceptível durante o movimento de fecho uma vez que o fluxo de ar entre os dois ambientes é menor.

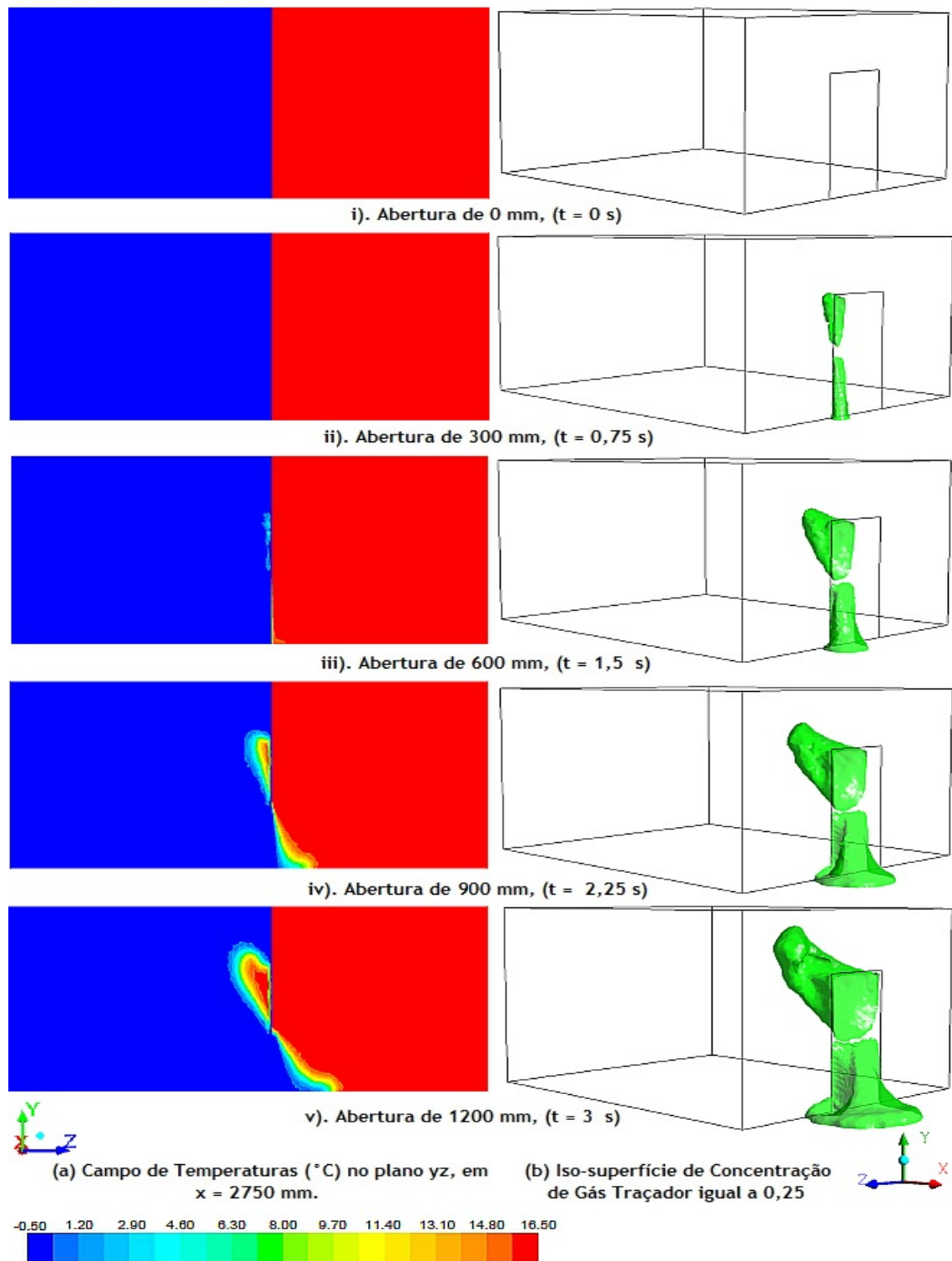


Figura 5.7: (a) Campo de temperaturas no plano yz de coordenada  $x = 2750$  mm; e, (b) Iso-superfície de Concentração de gás traçador igual 0,25, em 3D, durante a abertura da porta.

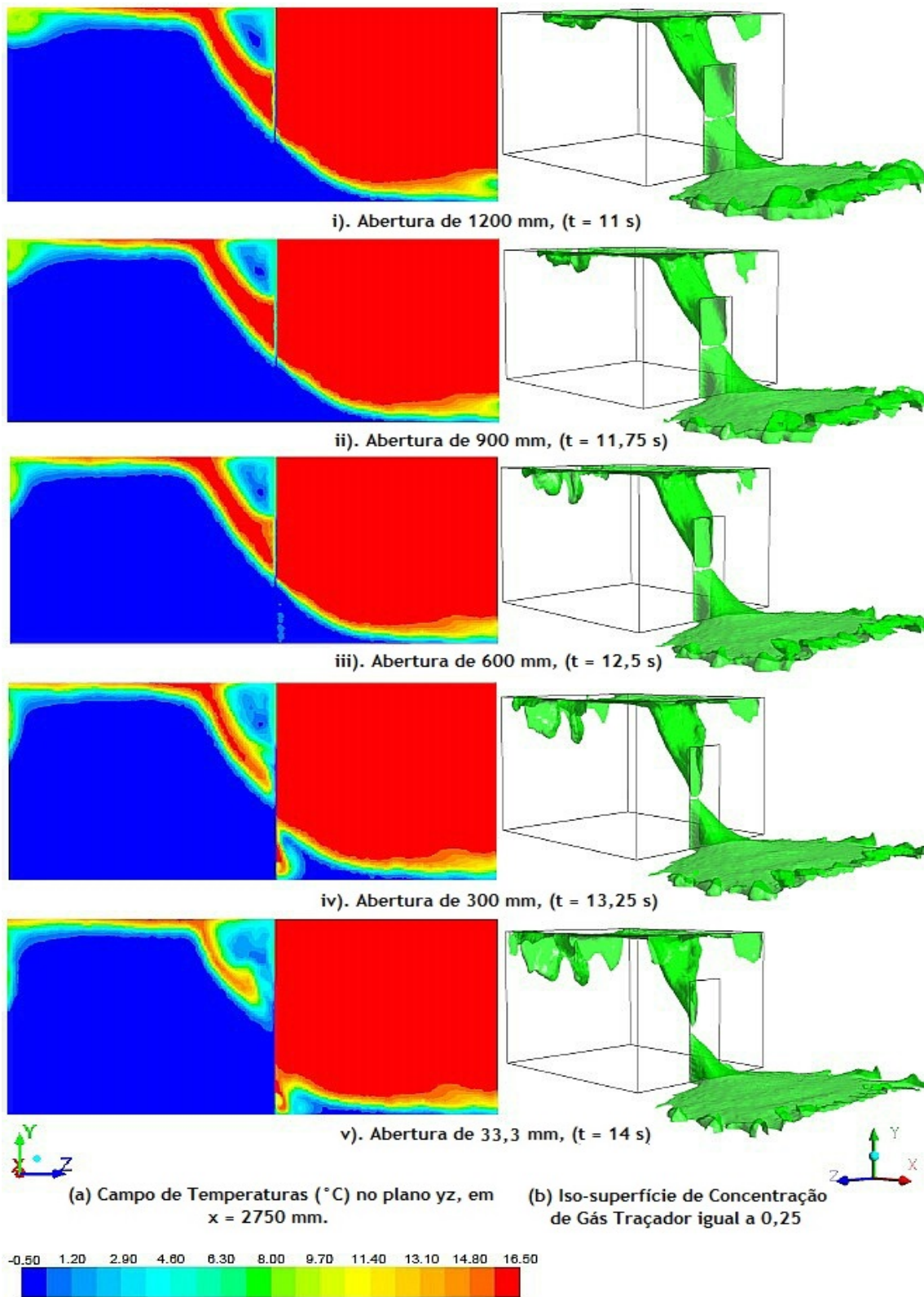


Figura 5.8: (a) Campo de temperaturas no plano yz de coordenada  $x = 2750$  mm; e, (b) Iso-superfície de Concentração de gás traçador igual 0,25, em 3D, durante o fecho da porta.

### 5.3.4 Modelo da Porta de Dobradiças: Simulação para $T_{ext} = 14^{\circ}C$

Na figura 5.9, são apresentadas as previsões do campo de temperaturas no plano yz de coordenada  $x = 2750$  mm, correspondente ao meio da porta, (a). A iso-superfície de concentração de gás traçador igual a 0,25,  $C_{tracer} = 0.25$ , também se encontra apresentada numa vista da câmara em 3D, (b).

A figura 5.9 representa as previsões obtidas para a distribuição do campo de temperaturas e deslocamento de massas de ar na zona da porta, que separa o ambiente interior (câmara de refrigeração, zona a azul quando  $t = 0$  s) do ambiente exterior (zona a laranja quando  $t = 0$  s), durante o seu movimento de abertura. Assim, é possível realizar uma análise em paralelo, de duas perspetivas diferentes do escoamento de ar e interações térmicas entre a câmara de refrigeração e o ambiente exterior, em função do grau de abertura da porta e do tempo correspondente. Observando a iso-superfície de concentração de gás traçador igual a 0,25, verifica-se que com o decorrer do tempo torna-se mais perceptível o sentido do escoamento de ar abaixo e acima da linha de pressão neutra. Abaixo da linha de pressão neutra, o escoamento de ar desenvolve-se do interior para o exterior da câmara, e acima desta linha o escoamento desenvolve-se do exterior para o interior da câmara. Analisando o instante em que a abertura da porta é igual a  $45^{\circ}$ , verifica-se que o fluxo de ar em ambos os sentidos se dá através de toda a largura da abertura porta. Este facto sugere que a utilização da porta de dobradiças apresenta um inconveniente do ponto de vista em que a minimização do fluxo de ar para o interior do espaço refrigerado não é tão baixa quanto o desejado. A análise da distribuição do campo de temperaturas do ar na zona da porta possibilita a observação numa perspetiva diferente do modo como se processa a movimentação das massas de ar entre os dois ambientes. Quando a abertura da porta é igual a  $135^{\circ}$  é visível, na zona acima da linha de pressão neutra, o início da formação de um vórtice no interior da câmara que se desenvolve no decorrer do escoamento.

Na figura 5.10, à semelhança do que foi realizado para a abertura da porta, também para o processo de fecho são apresentadas as previsões do campo de temperaturas no plano yz de coordenada  $x = 2750$  mm, correspondente ao meio da abertura da porta, (a). A iso-superfície de concentração de gás traçador igual a 0,25,  $C_{tracer} = 0.25$ , também se encontra apresentada numa vista da câmara em 3D, (b).

Os resultados obtidos demonstram que 8 s após a porta estar totalmente aberta, o escoamento de ar encontra-se bastante desenvolvido. No campo de temperaturas, o ar a temperatura mais elevada infiltra-se no interior da câmara, sobe, e desloca-se ao longo do teto criando assim uma camada de ar quente nas proximidades do teto da câmara. Com o decorrer do tempo verifica-se o abaixamento da temperatura do ar nesta camada devido à sua mistura e, conseqüente, interação térmica com ar a mais baixa temperatura que se encontra no interior do espaço refrigerado. O ar que sai da câmara de refrigeração apresenta uma temperatura inferior em relação ao ar no exterior, e como tal a sua massa específica é maior, deslocando-se ao longo da parte inferior da zona exterior à câmara. A visualização do fluxo de ar através da iso-superfície de concentração de gás traçador durante o movimento de fecho, traslada o arrastamento causado pela porta, aquando do seu movimento, no escoamento de ar. O movimento da porta induz a movimentação de uma grande massa de ar para o interior câmara de refrigeração (zona acima da linha de pressão neutra). Também no exterior da câmara se verifica uma agitação no escoamento de ar abaixo da linha de pressão neutra, que pode ser comprovado pela ondulação que se observa nas

figuras apresentadas.

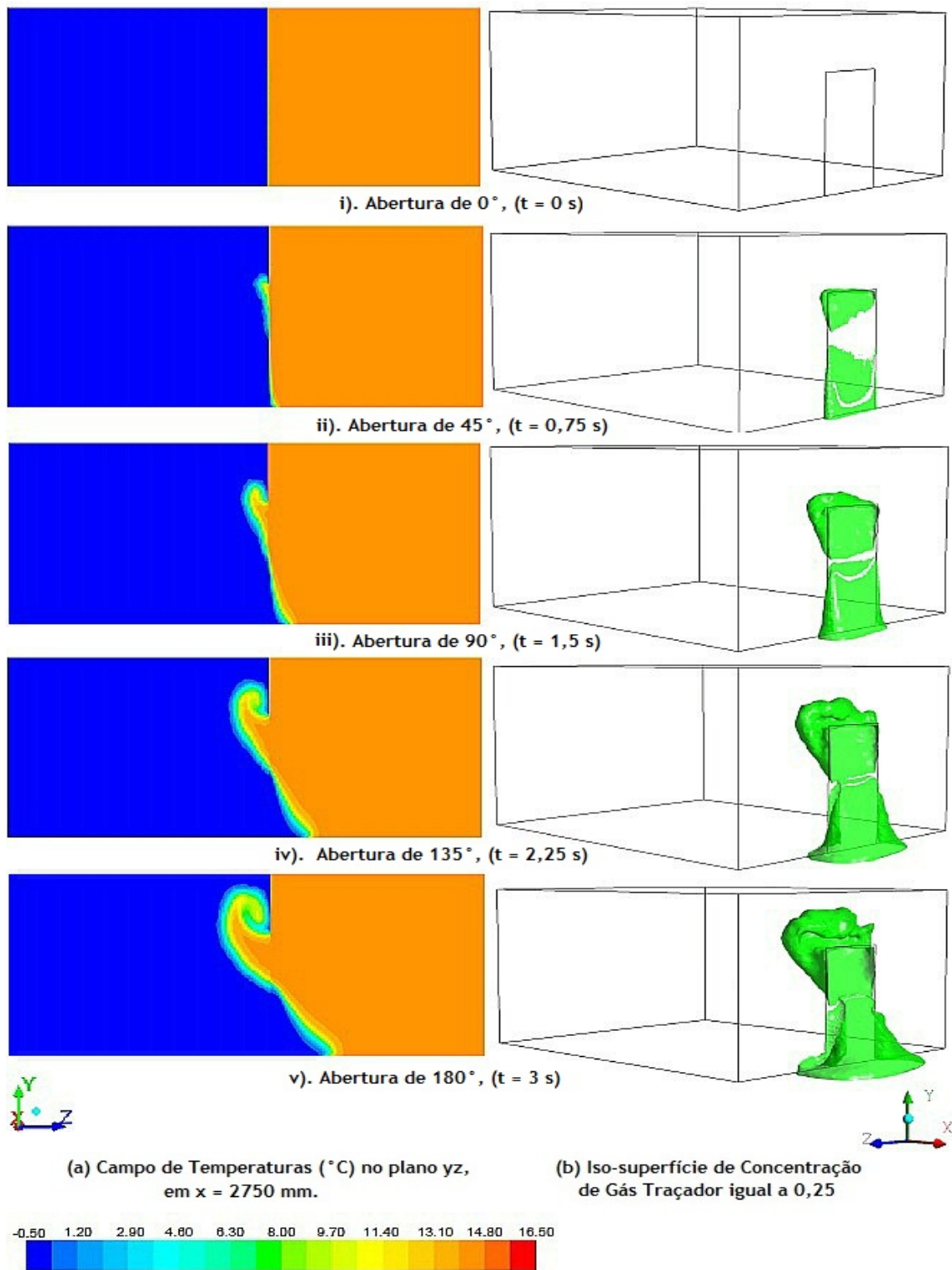


Figura 5.9: (a) Campo de temperaturas no plano yz de coordenada  $x = 2750$  mm; e, (b) Iso-superfície de Concentração de gás traçador igual a 0,25, em 3D, durante a abertura da porta.

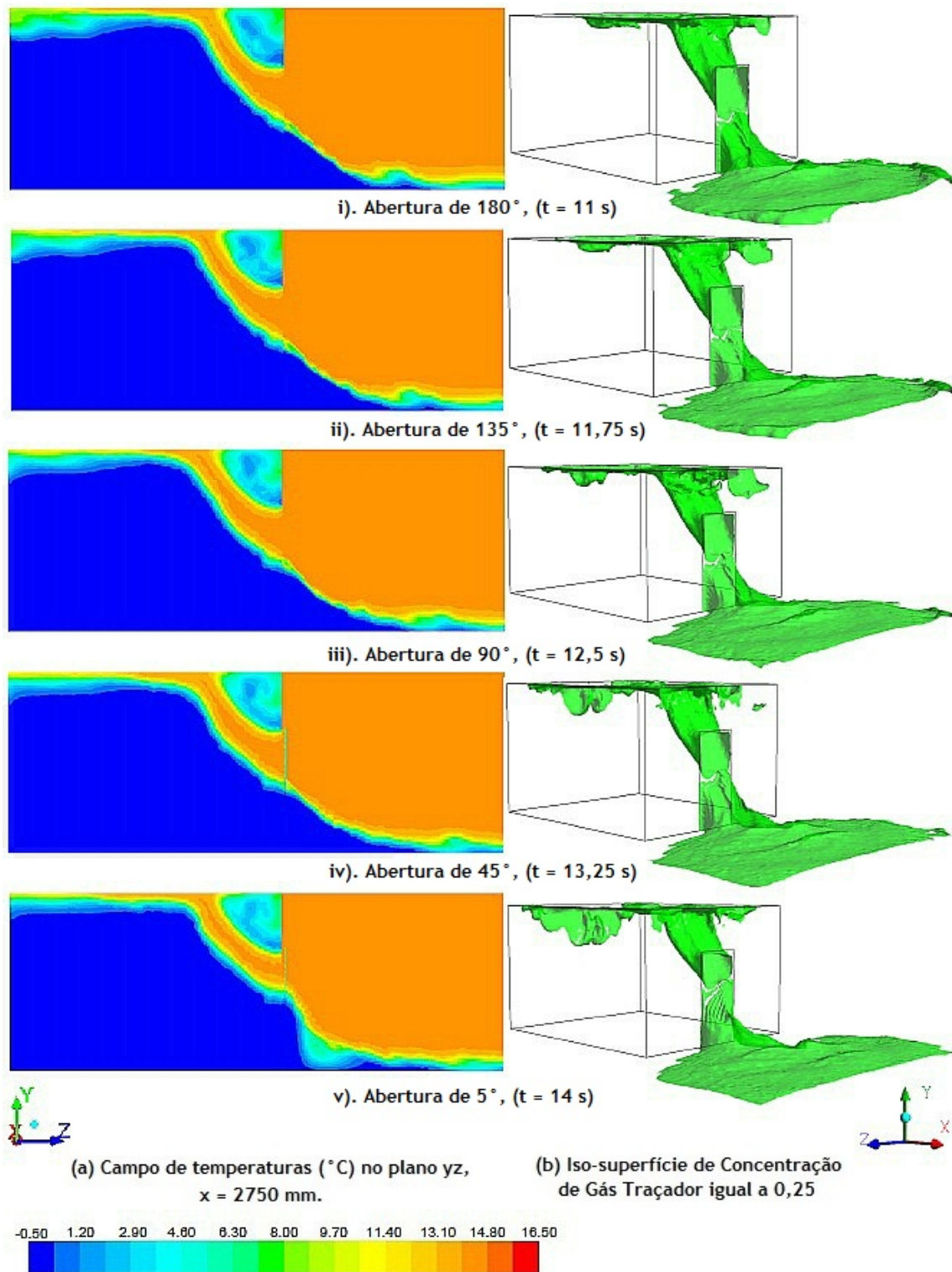


Figura 5.10: (a) Campo de temperaturas na iso-superfície  $x = 2750\text{mm}$ ; e, (b) Iso-superfície de Concentração de gás traçador igual 0,25, em 3D, durante o fecho da porta.

### 5.3.5 Modelo da Porta de Dobradiças: Simulação para $T_{ext} = 15^{\circ}C$

Na figura 5.11 são apresentadas as previsões do campo de temperaturas no plano yz de coordenada  $x = 2750$  mm, correspondente ao meio da abertura da porta, (a). A iso-superfície de concentração de gás traçador igual a 0,25,  $C_{tracer} = 0.25$ , também se encontra apresentada numa vista da câmara em 3D, (b).

A figura 5.11 representa as previsões obtidas para a distribuição do campo de temperaturas e deslocamento de massas de ar na zona da porta, que separa o ambiente interior (câmara de refrigeração, zona a azul quando  $t = 0$  s) do ambiente exterior (zona a laranja quando  $t = 0$  s), durante o seu movimento de abertura. O deslocamento das massas de ar entre o interior e o exterior do espaço refrigerado dão-se exatamente do mesmo modo que o descrito na figura 5.9. .

Na figura 5.12, à semelhança do que foi realizado para a abertura da porta, também para o processo de fecho são apresentadas as previsões do campo de temperaturas no plano yz de coordenada  $x = 2750$  mm, correspondente ao meio da abertura da porta, (a). A iso-superfície de concentração de gás traçador igual a 0,25,  $C_{tracer} = 0.25$ , também se encontra apresentada numa vista da câmara em 3D, (b).

Os resultados obtidos demonstram que 8 s após a porta estar totalmente aberta, o escoamento de ar encontra-se bastante desenvolvido. A análise desta figura é em tudo semelhante à realizada para a figura 5.10, a única diferença reside no facto da diferença de temperatura entre os dois ambientes ser maior neste modelo. Como tal, a quantidade de ar que se desloca entre os dois espaços é maior no caso da figura 5.12, e conseqüentemente, a interação térmica do ar realiza-se de um modo mais repentino. O ar que sai do interior da câmara aumenta de temperatura mais rapidamente, e o ar que se infiltra no espaço refrigerado demora mais tempo até que o equilíbrio térmico com o ar circundante seja reestabelecido, contribuindo para um maior aumento da temperatura média do ar no interior do espaço refrigerado.

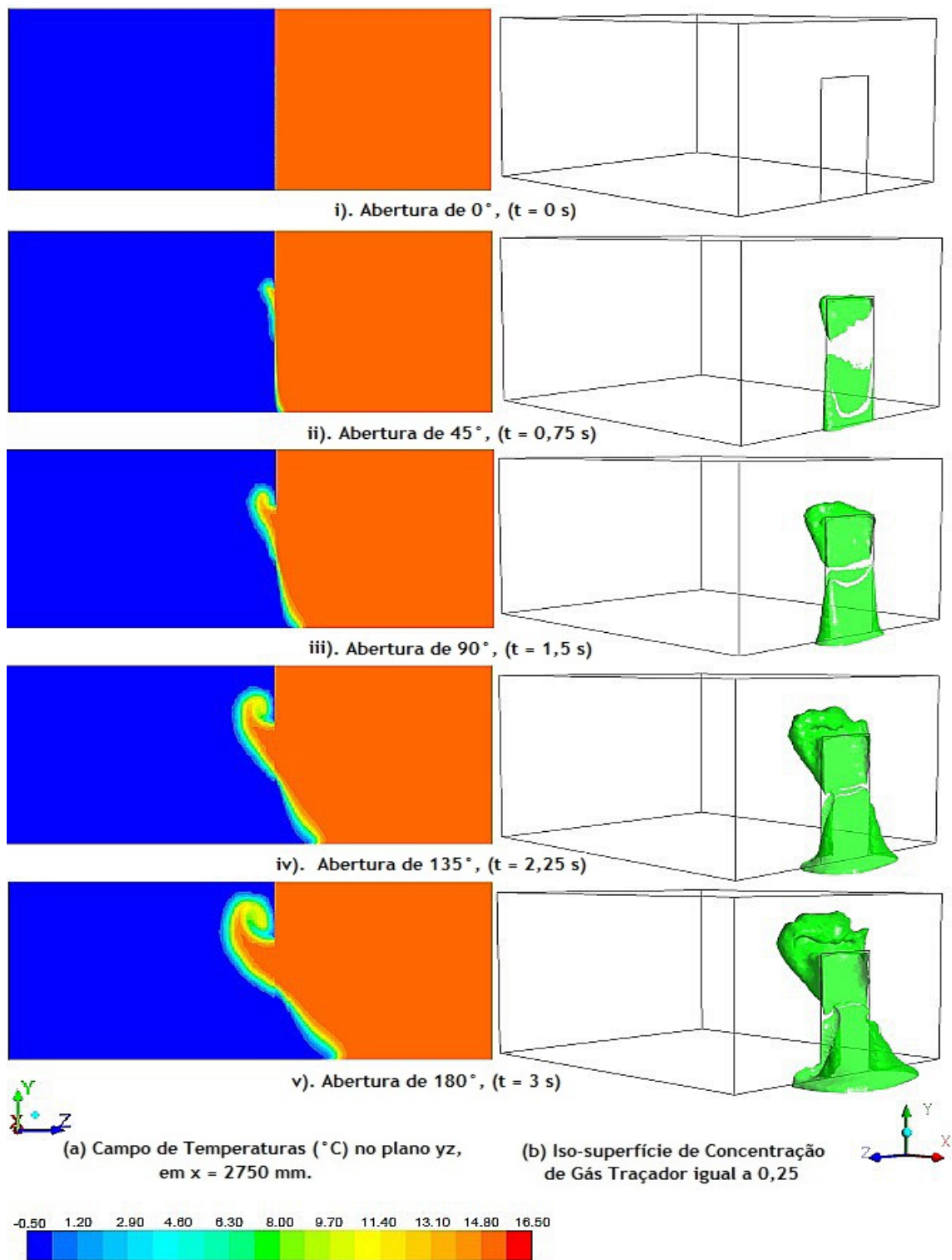


Figura 5.11: (a) Campo de temperaturas no plano yz de coordenada  $x = 2750$  mm; e, (b) Iso-superfície de Concentração de gás traçador igual a 0,25, em 3D, durante a abertura da porta.

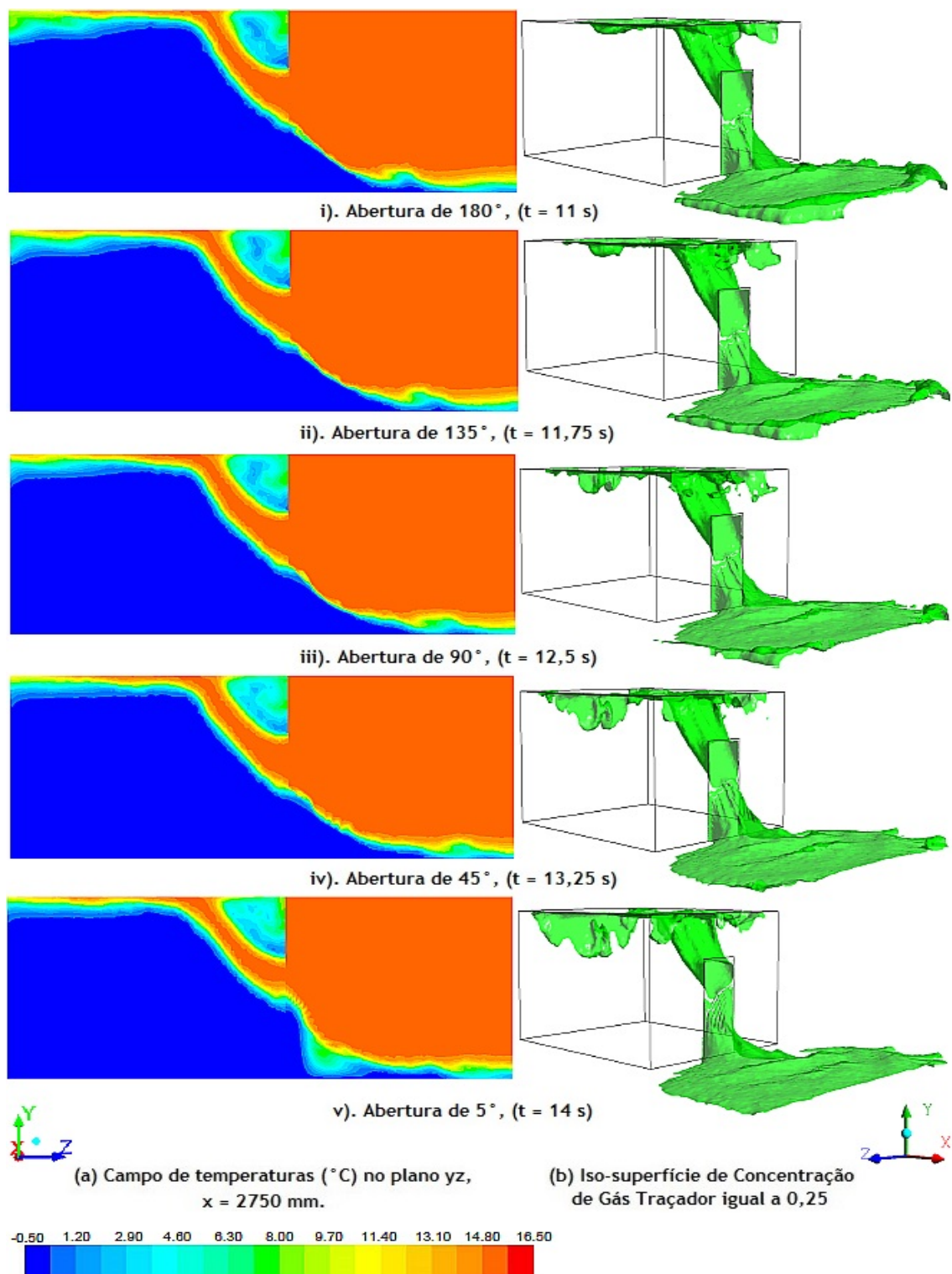


Figura 5.12: (a) Campo de temperaturas no plano yz de coordenada  $x = 2750$  mm; e, (b) Iso-superfície de Concentração de gás traçador igual a 0,25, em 3D, durante o fecho da porta.

### 5.3.6 Modelo da Porta de Dobradiças: Simulação para $T_{ext} = 16^{\circ}C$

Na figura 5.13, são apresentadas as previsões do campo de temperaturas no plano yz de coordenada  $x = 2750$  mm, correspondente ao meio da abertura da porta, (a). A iso-superfície de concentração de gás traçador igual a 0,25,  $C_{tracer} = 0.25$ , também se encontra apresentada numa vista da câmara em 3D, (b).

A figura 5.13 representa as previsões obtidas para a distribuição do campo de temperaturas e deslocamento de massas de ar na zona da porta, que separa o ambiente interior (câmara de refrigeração, zona a azul quando  $t = 0$  s) do ambiente exterior (zona a vermelho quando  $t = 0$  s), durante o seu movimento de abertura. Acima e abaixo da linha de pressão neutra, o escoamento desenvolve-se de igual modo ao que foi descrito para os modelos anteriormente analisados. Esta rápida análise pode ser compreendida através da visualização e comparação de cada uma das figuras, concluindo-se que os fenómenos que estão subjacentes a cada uma delas são em tudo semelhantes à exceção do diferencial de temperatura entre o interior e o exterior da câmara, facto que não inviabiliza uma análise semelhante.

Na figura 5.14, à semelhança do que foi realizado para a abertura da porta, também para o processo de fecho são apresentadas as previsões do campo de temperaturas no plano yz de coordenada  $x = 2750$  mm, correspondente ao meio da abertura da porta, (a). A iso-superfície de concentração de gás traçador igual a 0,25,  $C_{tracer} = 0.25$ , também se encontra apresentada numa vista da câmara em 3D, (b).

Os resultados explícitos na figura 5.14 estão em conformidade com os resultados obtidos e apresentados nas figuras 5.10 e 5.12. Estes revelam que 8 s após a porta estar totalmente aberta, o fluxo de ar entre o interior e o exterior da câmara de refrigeração é mais evidente. Verifica-se que a quantidade de ar, cuja concentração de gás traçador é  $C_{tracer} = 0,25$ , que se encontra no interior da câmara em cada instante é maior quando comparada com os modelos cuja temperatura no exterior é  $T_{ext} = 14^{\circ}C$  e  $T_{ext} = 15^{\circ}C$ , facto que remete para uma situação onde a infiltração é maior. No interior da câmara, o campo de temperaturas confirma a formação de um vórtice na zona superior adjacente à abertura. No exterior da câmara, durante todo o movimento de fecho é possível observar uma maior perturbação do escoamento induzida não só pelo próprio movimento da porta, mas também pelo diferencial de temperatura entre os dois ambientes. O facto de o diferencial de temperatura ser mais elevado leva a que as interações térmicas se deem mais repentinamente, observando-se então o movimento ascendente das massas de ar na zona exterior à câmara de refrigeração. O movimento da porta é outro fator a ter em atenção no momento em que se pretende avaliar a infiltração, uma vez que induz a movimentação de grandes massas de ar tanto para o interior como para o exterior do espaço refrigerado.

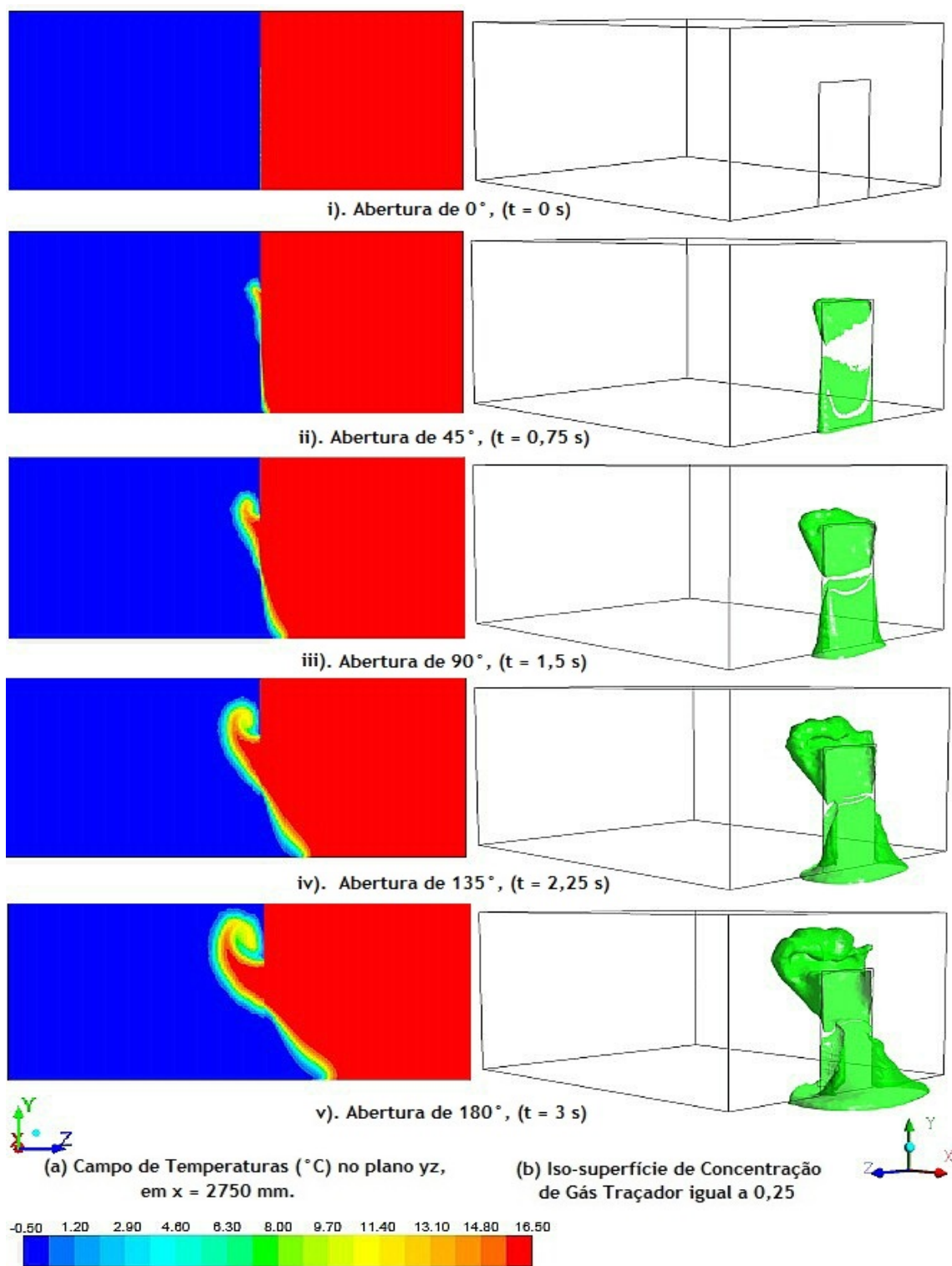


Figura 5.13: (a) Campo de temperaturas no plano yz de coordenada x = 2750 mm; e, (b) Iso-superfície de Concentração de gás traçador igual 0,25, em 3D, durante a abertura da porta.

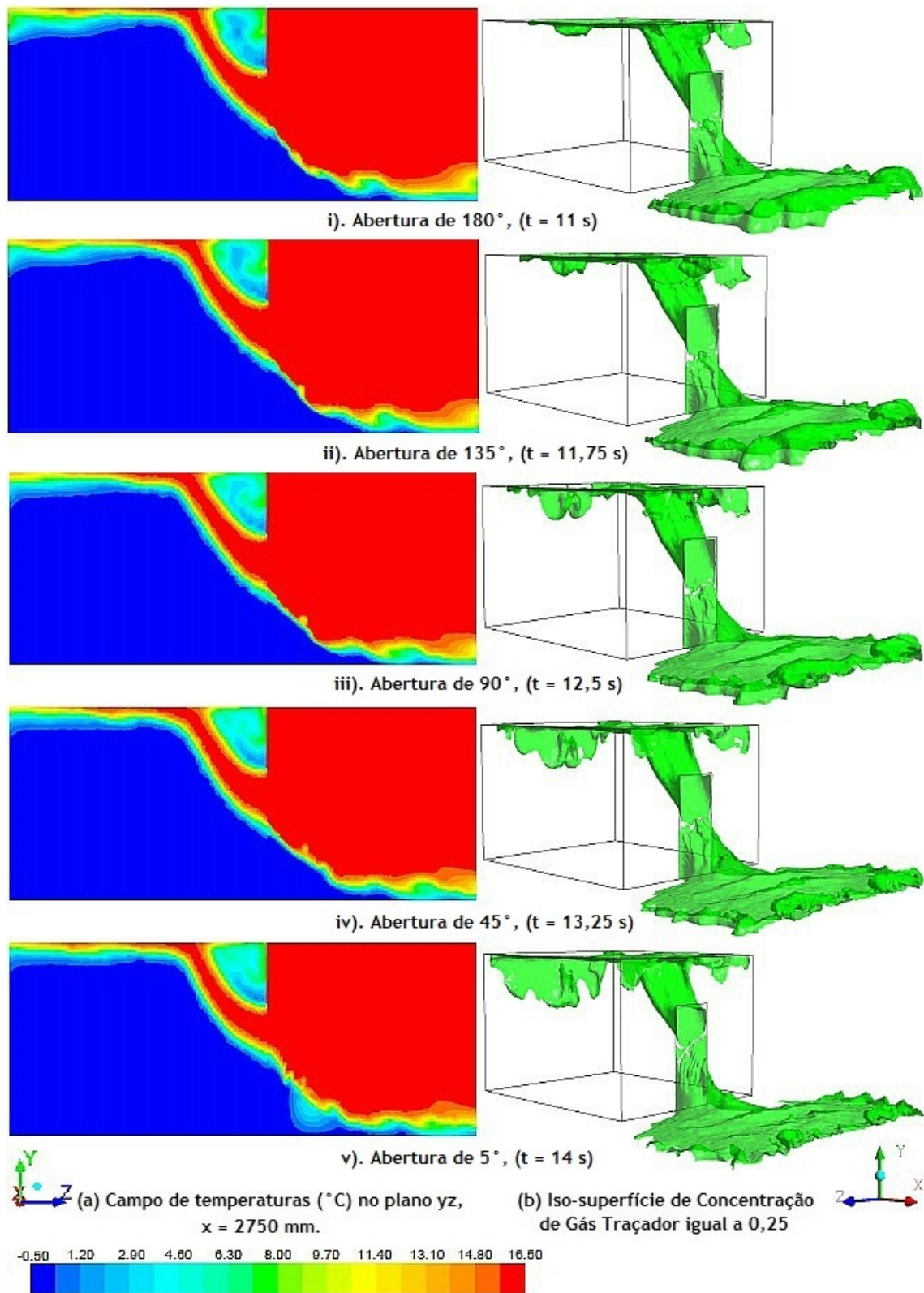


Figura 5.14: (a) Campo de temperaturas no plano yz de coordenada  $x = 2750$  mm; e, (b) Iso-superfície de Concentração de gás traçador igual 0,25, em 3D, durante o fecho da porta.

### 5.3.7 Nota Conclusiva

As previsões numéricas apresentadas no decorrer da presente secção para cada um dos estudos realizados demonstram o modo como se processa o escoamento e interações térmicas do ar entre a câmara de refrigeração e o ambiente exterior de acordo com as condições iniciais definidas.

Focando a análise no escoamento de ar através da abertura da porta, é possível distinguir duas zonas através das quais se processam as trocas mássicas de ar entre as duas divisões. As duas zonas encontram-se "separadas" por uma linha imaginária designada por linha de pressão neutra, que como o próprio nome indica, a diferença de pressão entre os dois ambientes é zero. Acima e abaixo desta linha, a pressão do ar no interior e no exterior da câmara é diferente, devido à diferença de massa específica que por sua vez é afetada pela temperatura. Portanto, pode-se afirmar que a diferença de temperatura do ar entre as duas divisões permite que ocorra um escoamento através da abertura da porta. Como a massa específica do ar existente no interior da câmara é maior que a do ar exterior, verifica-se que com o aumento da altura da porta, o valor da pressão vai aumentar de um modo mais rápido no interior da câmara que no seu exterior. Isto significa que, a pressão abaixo da linha neutra aumenta mais rapidamente no interior da câmara que no seu exterior, facto que conduz a um escoamento de ar desde o interior da câmara para o seu exterior na zona abaixo da linha neutra. Por outro lado, acima da linha de pressão neutra, a pressão no interior da câmara diminui mais rapidamente quando comparada com a diminuição de pressão no exterior desta, motivo que conduz ao fluxo de ar desde o exterior da câmara para o seu interior.

Para o caso do modelo da porta de correr, comparando cada uma das figuras representativas dos resultados obtidos, figuras 5.3, 5.4, 5.5, 5.6, 5.7 e 5.8, é possível constatar que durante o movimento de abertura da porta, ou seja, até 3 s, as interações térmicas do ar são muito semelhantes tanto no interior como no exterior do espaço refrigerado na medida em que não há grandes diferenças relativamente à distribuição do campo de temperaturas em cada um dos casos. Porém, após a porta estar 8 s aberta, ou seja, quando o tempo de simulação corresponde a 11 s, e até ao instante em que a porta se encontra com uma abertura de 33,3 mm, 14 s, o efeito que a diferença de temperatura entre ambos os ambientes tem na distribuição do campo de temperaturas do ar no interior e no exterior da câmara torna-se mais visível. Assim, quanto maior for a diferença de temperatura maior será o impacto térmico que o ar proveniente do ambiente exterior (ar a temperatura mais elevada) tem sobre a temperatura do ar que se encontra no espaço refrigerado, pois sendo a sua temperatura superior, maior será o período de tempo até que o equilíbrio térmico seja restabelecido. Gerando-se assim, um escoamento de ar descendente e adjacente às paredes da câmara tal como é representado pelo campo de temperaturas presente nas figuras 5.4, 5.6 e 5.8, a partir dos 11 s.

Para a porta de dobradiças, figuras 5.9, 5.10, 5.11, 5.12, 5.13 e 5.14, os resultados obtidos que traduzem a interação térmica em função do diferencial de temperatura são muito semelhantes àquilo que foi descrito para o caso da porta de correr.

Analisando simultaneamente os resultados obtidos para ambos os modelos num determinado período de tempo, por exemplo, quando  $t = 3$  s, verifica-se que a interação térmica nos resultados do modelo da porta de dobradiças é muito maior que no caso da porta de correr. O vórtice que se formou devido à diferença de pressão entre os dois ambientes é assim muito mais perceptível no

modelo da porta de dobradiças. O facto da interação térmica entre os dois ambientes ser mais perceptível no caso da porta de dobradiças, deve-se sobretudo à maior área exposta no instante da sua abertura e ao próprio movimento da porta que gera forças que conduzem ao arrastamento de grandes massas de ar, criando condições favoráveis à infiltração de ar proveniente do ambiente exterior.



# Capítulo 6

## Análise e Discussão de Resultados

### 6.1 Introdução

No presente capítulo são apresentadas e discutidas as previsões obtidas com base nas modelações numéricas computacionais desenvolvidas para cada um dos modelos de porta com o intuito de estudar a infiltração de ar proveniente do ambiente exterior, no interior da câmara de refrigeração, bem como a sua influência na temperatura do ar no espaço refrigerado.

Para cada um dos modelos de porta foi realizada uma análise de sensibilidade que procura determinar o efeito que a variação de um determinado parâmetro tem na solução do modelo de referência. Isto é, inicialmente, para cada um dos modelos foi realizada uma simulação de um modelo de referência cuja temperatura do ar no exterior da câmara é de  $15^{\circ}C$ ,  $T_{ext} = 15^{\circ}C$ . A consideração deste valor advém de ser o vulgarmente encontrado em antecâmaras de câmaras de refrigeração. Posteriormente foram desenvolvidos os modelos que consideram um decréscimo e incremento de uma unidade no valor de temperatura do ar no exterior, ou seja, foram realizadas simulações com valores de temperatura do ar no exterior iguais a,  $T_{ext} = 14^{\circ}C$  e  $T_{ext} = 16^{\circ}C$ , respetivamente. Deste modo, é possível aferir acerca da influência que a temperatura ar no exterior da câmara tem, tanto na taxa de infiltração do ar, como na própria temperatura do ar no interior da câmara de refrigeração. Posteriormente, os resultados obtidos para os modelos de referência de cada uma das tipologias de porta são confrontados, com o propósito de estudar qual das tipologias é mais vantajosa do ponto de vista da minimização de infiltrações de ar, e conseqüentemente, na melhoria do desempenho térmico e redução do consumo energético. Por último, é realizada uma análise comparativa entre as previsões numéricas obtidas para o modelo de referência da porta de correr com os resultados de medições experimentais realizadas por Foster *et al.* [22].

### 6.2 Previsões Numéricas

Nesta secção são apresentados os resultados obtidos decorrentes da análise de sensibilidade para cada um dos modelos, com o intuito de quantificar a infiltração, e temperatura do ar no interior da câmara de refrigeração. Seguidamente, é realizada a análise comparativa entre ambos os modelos de referência.

#### 6.2.1 Análise de Sensibilidade para o Modelo da Porta de Correr

Na figura 6.1 apresentam-se os resultados numéricos da evolução da infiltração de ar durante o ciclo de abertura/fecho de porta, para as diferentes temperaturas do ar no exterior da câmara. Através da sua análise verifica-se que à medida que decorre o movimento de abertura da porta, entre  $0s < t < 3s$ , o fluxo de ar através da abertura aumenta rapidamente. Este fluxo prossegue

o seu aumento até aproximadamente  $t = 4,2s$ , instante em que atinge o seu valor máximo,  $I = 0,523m^3/s$ ,  $I = 0,537m^3/s$  e  $I = 0,551m^3/s$  para  $T_{ext} = 14^{\circ}C$ ,  $T_{ext} = 15^{\circ}C$  e  $T_{ext} = 16^{\circ}C$ , respetivamente,. Quando  $t = 4,2s$ , a porta já se encontra totalmente aberta à cerca de 1,2s. O diferencial de temperatura entre as duas divisões e o aumento da área da abertura, decorrente do movimento de abertura, conduzem a grandes movimentações de ar entre os dois meios. De  $t = 4,2s$  a  $t = 11s$  a porta continua totalmente aberta. Durante este período de tempo é possível observar uma pequena oscilação no valor do fluxo de ar através da abertura. Diminui ligeiramente entre  $4,2s < t < 7s$ , e daqui em diante até ao instante em que se inicia o fecho da porta,  $t = 11s$ , aumenta ligeiramente. Estas pequenas oscilações no fluxo de ar são decorrentes de pequenas perturbações no escoamento de ar através da abertura, uma vez que não há qualquer movimento de ar induzido pelo próprio deslocamento da porta. Durante o movimento de fecho da porta, quando  $t > 11s$ , é possível observar a rápida diminuição do fluxo de ar através da abertura até ao momento em que atinge o seu valor mínimo,  $t = 14s$ . A rápida diminuição do fluxo de ar através da abertura da porta é causada pela diminuição gradual da área da abertura resultante do movimento de fecho da porta. Este comportamento do fluxo de ar é semelhante para cada um dos valores de temperatura do ar no exterior utilizados na simulação, contudo, torna-se mais acentuado com o aumento da diferença de temperatura entre os dois meios.

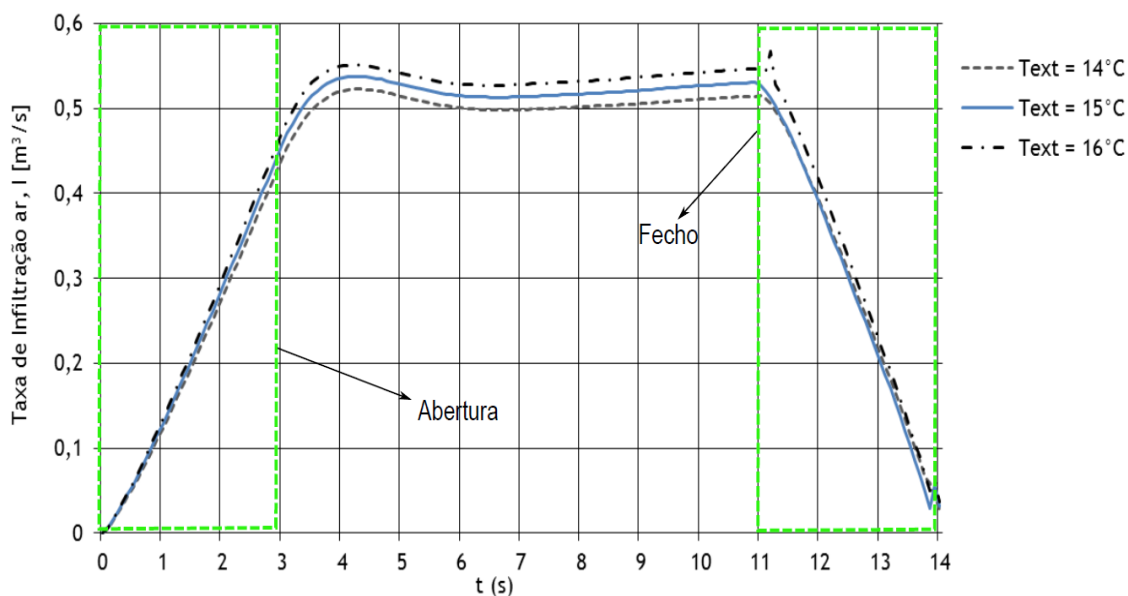


Figura 6.1: Resultados numéricos da evolução da infiltração de ar no ambiente refrigerado em cada passo de tempo para diferentes temperaturas do ar no exterior da câmara - Caso de estudo: Porta de Correr.

A análise da figura 6.2 permite aferir que a infiltração média do ar aumenta com a diferença de temperatura entre o espaço refrigerado e o ambiente exterior, pois a diferença de pressão entre os dois espaços é maior, e consequentemente, o fluxo de ar também será maior. Assim, a comparação da concentração de gás traçador entre os instantes  $t = 0s$  e  $t = 14s$ , permite determinar o valor da taxa média de infiltração durante todo o ciclo de abertura/fecho da porta. Deste modo é possível concluir que o fluxo de ar para o interior da câmara é tanto maior quanto maior for a diferença de temperatura entre os dois ambientes. Em média, por cada  $^{\circ}C$  de aumento da temperatura do ar exterior (ou da diferença entre as temperaturas do ar interior e exterior), a taxa de infiltração através da porta incrementa  $0,012m^3/s$ , ou seja, 12 litros/s,

considerando uma porta de correr com uma área  $A = 2,64m^2$ . A taxa média de infiltração de ar pode ainda ser determinada para cada intervalo de tempo do movimento realizado pela porta, ou seja, para os intervalos de tempo da abertura, permanência da porta aberta e fecho. Neste sentido, na tabela 6.1 é apresentada a taxa média de infiltração para cada um dos instantes do ciclo de abertura/ fecho em função da diferença de temperatura entre os dois ambientes. Da análise da tabela 6.1, verifica-se que o intervalo de tempo em que taxa média de infiltração de ar é maior corresponde ao período em que a porta permanece totalmente aberta durante 8 s. A tabela vem mais uma vez comprovar, que o quanto maior for a diferença de temperatura entre os dois ambientes maior é a taxa de infiltração de ar.

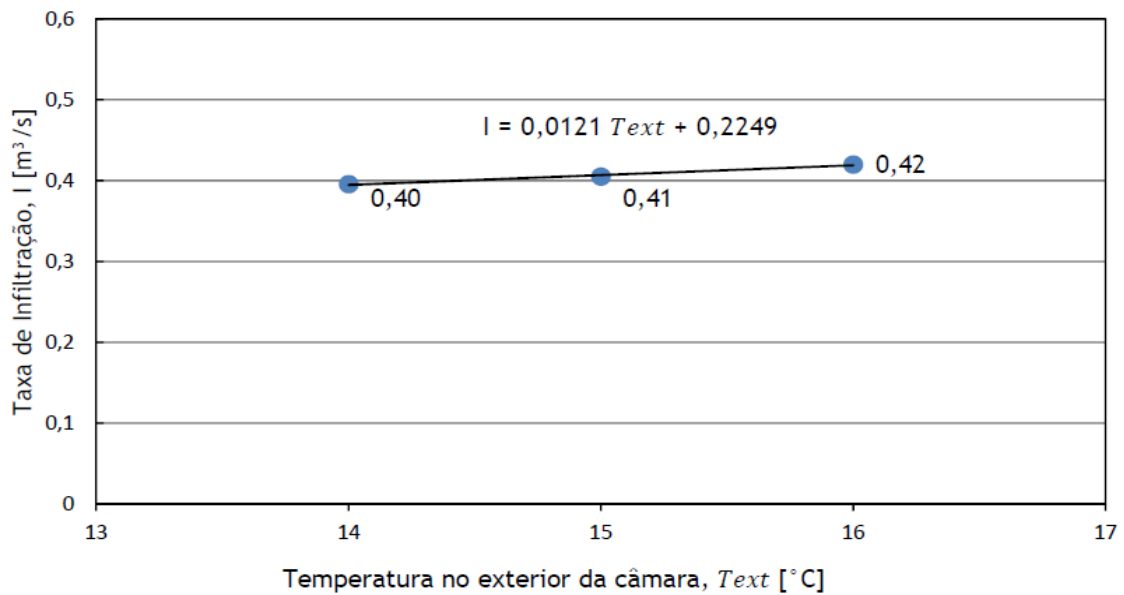


Figura 6.2: Valor médio da infiltração no final do ciclo para diferentes valores de temperatura do ar no exterior da câmara - Caso de estudo: Porta de Correr.

Tabela 6.1: Taxa média de Infiltração de ar em cada instante do ciclo de abertura/ fecho de porta - Caso de estudo: Porta de Correr.

Temperatura no exterior, $T_{ext}$ (°C)	Taxa média de Infiltração (m³/s) (l/s)		
	Abertura	Permanência da Porta Aberta	Fecho
14	0,21 (210)	0,505 (505)	0,287 (287)
15	0,219 (219)	0,52 (520)	0,282 (282)
16	0,227 (227)	0,535 (535)	0,304 (304)

A figura 6.3 permite fazer uma análise ao aumento do valor médio de temperatura do ar no interior da câmara após um ciclo completo de abertura/fecho da porta. Tal como seria de esperar, após a análise das figuras 6.1 e 6.2, a temperatura média do ar no interior da câmara aumenta com o incremento do diferencial de temperatura entre os dois meios, uma vez que o fluxo de ar é tanto maior quanto maior for esta diferença de temperatura, portanto, há uma maior infiltração de ar quente para o interior da câmara de refrigeração que conduz a um

aumento do valor médio da temperatura do ar no interior desta. Em média, por cada  $^{\circ}C$  de aumento da temperatura do ar exterior (ou da diferença entre as temperaturas do ar interior e exterior), a temperatura do ar no interior da câmara incrementa  $0,09^{\circ}C$ , considerando uma porta de correr com uma área  $A = 2,64m^2$ . A temperatura média do ar no interior da câmara de refrigeração também pode ser calculada para cada um dos instantes do ciclo de abertura/ fecho de porta, abertura, permanência da porta aberta e fecho. No sentido de avaliar qual o aumento de temperatura em cada um destes instantes, tal como se pode observar na tabela 6.2. Comparando as tabelas 6.1 e 6.2 verifica-se que no geral, para cada intervalo de tempo do ciclo de abertura/ fecho de porta, quanto maior for a taxa de infiltração de ar maior será o aumento da temperatura média do ar no interior do espaço refrigerado, à exceção do que se verifica no intervalo de tempo correspondente ao fecho da porta quando  $T_{ext} = 14^{\circ}C$ , pois o aumento de temperatura do ar que se observou é menor que quando  $T_{ext} = 15^{\circ}C$  sendo a taxa de infiltração ligeiramente superior. Tal facto, pode ser explicado pela pequena diferença que se verifica na taxa de infiltração de ar entre os dois casos, e sendo o diferencial de temperatura entre os dois meios menor quando  $T_{ext} = 14^{\circ}C$  o aumento de temperatura também será menor que no caso de  $T_{ext} = 15^{\circ}C$ , pois, aqui a diferença de temperatura entre o espaço refrigerado e o seu exterior é maior, e consequentemente, a interação térmica também é maior.

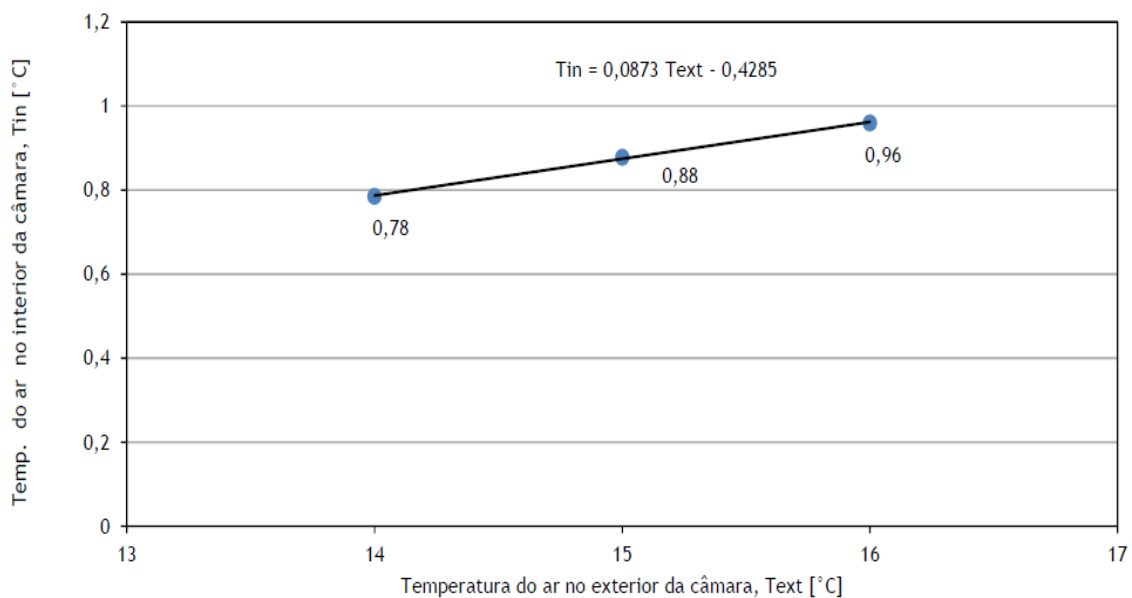


Figura 6.3: Valor médio da temperatura do ar no espaço refrigerado no final do ciclo para diferentes valores de temperatura do ar no exterior da câmara - Caso de estudo: Porta de Correr.

Tabela 6.2: Aumento da temperatura média do ar no interior da câmara em cada instante do ciclo de abertura/ fecho de porta - Caso de estudo: Porta de Correr.

Temperatura no exterior, $T_{ext}$ (°C)	Aumento da temperatura média do ar no interior da câmara (°C)		
	Abertura	Permanência da Porta Aberta	Fecho
14	0,092	0,574	0,119
15	0,103	0,633	0,143
16	0,113	0,693	0,153

### 6.2.2 Análise de Sensibilidade para o Modelo da Porta de Dobradiças

Na figura 6.4 apresentam-se os resultados numéricos da evolução da infiltração durante o ciclo de abertura/ fecho de porta, para as diferentes temperaturas do ar no exterior da câmara. Através da sua análise verifica-se que à medida que decorre o movimento de abertura da porta, entre  $0s < t < 3s$ , o fluxo de ar através da abertura aumenta rapidamente atingindo o seu valor máximo,  $I = 0,546m^3/s$ ,  $I = 0,562m^3/s$  e  $I = 0,576m^3/s$  para  $T_{ext} = 14°C$ ,  $T_{ext} = 15°C$  e  $T_{ext} = 16°C$ , respetivamente, quando  $t = 3s$ , instante em que a porta se encontra totalmente aberta. A diferença de temperatura entre as duas divisões conduz a grandes movimentações de ar através da abertura. De  $t > 3s$  a  $t = 11s$  a porta é mantida aberta. Durante 2s, ou seja, entre  $3s < t < 5s$ , verifica-se que o fluxo de ar diminui ligeiramente, sendo que a partir daqui mantém-se constante até  $t = 11s$ . Durante este período de tempo a variação da taxa de infiltração de ar é desprezável, pois a área da abertura é constante não havendo qualquer movimento efetuado pela porta, e consequentemente, não se verificam quaisquer movimentações de ar induzidas por este movimento. Durante o movimento de fecho da porta, a partir de  $t > 11s$ , verifica-se um ligeiro aumento no fluxo de ar até  $t = 12,2s$ . Este ligeiro aumento é provocado pelo próprio movimento da porta aquando do seu fecho, uma vez que promove a movimentação de ar, isto é, o arrastamento de ar para o interior do espaço refrigerado. Daqui em diante, o fluxo de ar diminui até um valor mínimo, correspondente a uma abertura de  $5^\circ$ , em  $t = 14s$ , decorrente da diminuição da área de abertura. Este comportamento do fluxo de ar é semelhante para cada um dos valores de temperatura do ar no exterior utilizados na simulação, contudo, torna-se mais acentuado com o aumento da diferença de temperatura do ar entre os dois meios.

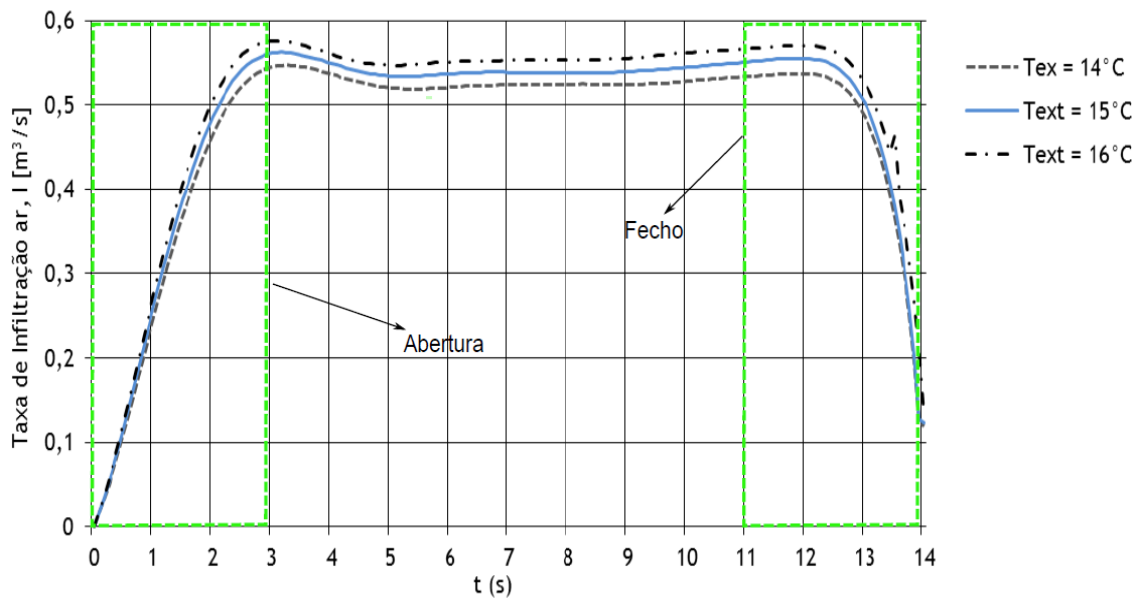


Figura 6.4: Resultados numéricos da evolução da infiltração de ar no ambiente refrigerado em cada passo de tempo para diferentes temperaturas do ar no exterior da câmara - Caso de estudo: Porta de dobradiças.

A análise da figura 6.5 permite aferir que a infiltração média de ar aumenta com a diferença de temperatura entre o espaço refrigerado e o ambiente exterior, pois a diferença de pressão entre os dois espaços é maior, conseqüentemente, o fluxo de ar também será maior. Assim, a comparação da concentração de gás traçador entre os instantes  $t = 0s$  e  $t = 14s$ , permite determinar o valor da taxa de infiltração média durante todo o ciclo de abertura/fecho da porta com uma área igual a  $A = 2,64m^2$ . Deste modo é possível concluir que o fluxo de ar para o interior da câmara é tanto maior quanto maior for a diferença de temperatura entre os dois meios. Em média, por cada  $^{\circ}C$  de aumento da temperatura do ar exterior (ou da diferença entre as temperaturas do ar interior e exterior), a taxa de infiltração através da porta incrementa  $0,016m^3/s$ , ou seja, 16 litros/s, considerando uma porta de dobradiças com uma área  $A = 2,64m^2$ . Neste sentido, na tabela 6.3 é apresentada a taxa média de infiltração para cada um dos instantes do ciclo de abertura/ fecho em função da diferença de temperatura do ar entre os dois ambientes. Da análise da tabela 6.3, verifica-se que o intervalo de tempo em que taxa média de infiltração de ar é maior, corresponde ao período em que a porta permanece totalmente aberta durante 8 s. A tabela vem mais uma vez comprovar que, quanto maior for a diferença de temperatura entre os dois ambientes maior é a taxa de infiltração de ar.

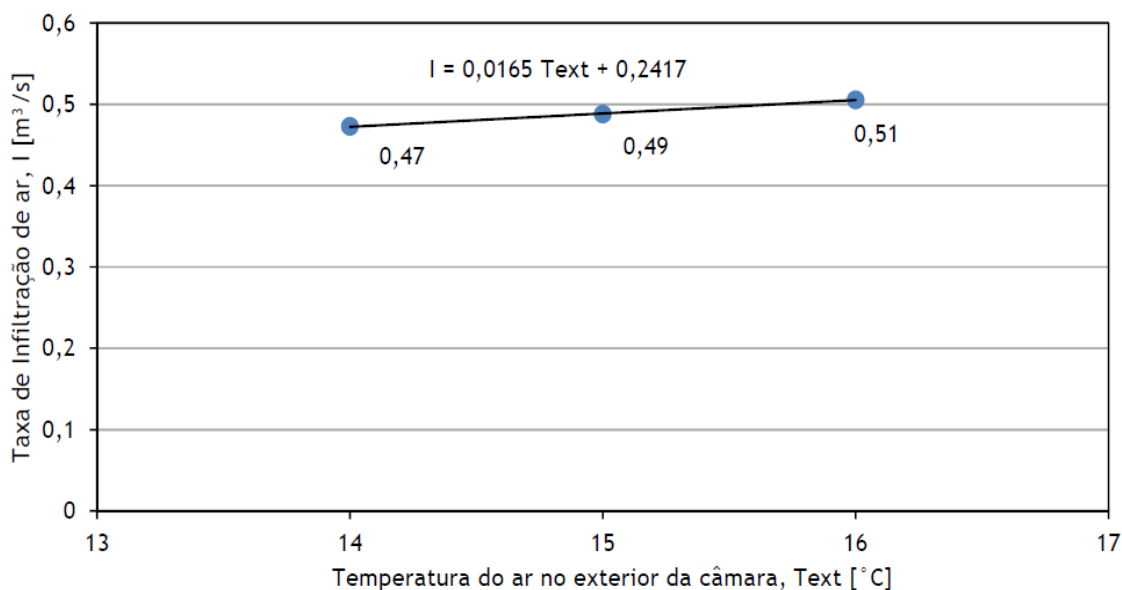


Figura 6.5: Valor médio da infiltração no final do ciclo para diferentes valores de temperatura do ar no exterior da câmara - Caso de estudo: Porta de dobradiças.

Tabela 6.3: Taxa média de Infiltração de ar em cada instante do ciclo de abertura/ fecho de porta - Caso de estudo: Porta de dobradiças.

Temperatura no exterior, $T_{ext}$ (°C)	Taxa média de Infiltração (m³/s) (l/s)		
	Abertura	Permanência da Porta Aberta	Fecho
14	0,339 (339)	0,527 (527)	0,46 (460)
15	0,354 (354)	0,542 (542)	0,475 (475)
16	0,369 (369)	0,557 (557)	0,506 (506)

A figura 6.6 permite fazer uma análise ao aumento do valor médio de temperatura do ar no interior da câmara após o ciclo de abertura/ fecho da porta. Tal como seria de esperar, após a análise das figuras 6.4 e 6.5, a temperatura média do ar no interior da câmara aumenta com o incremento do diferencial de temperatura do ar entre os dois meios, uma vez que o fluxo de ar é tanto maior quanto maior for esta diferença de temperatura. Portanto, há uma maior infiltração de ar quente para o interior da câmara que conduz a um aumento do valor médio da temperatura do ar no interior desta. Em média, por cada °C de aumento da temperatura do ar exterior (ou da diferença entre as temperaturas do ar interior e exterior), a temperatura do ar no interior da câmara incrementa  $0,10^{\circ}C$ , considerando uma porta de dobradiças com uma área  $A = 2,64m^2$ . A temperatura média do ar no interior da câmara de refrigeração também pode ser calculada para cada um dos instantes do ciclo de abertura/ fecho de porta, abertura, permanência da porta aberta e fecho. No sentido de avaliar qual o aumento de temperatura em cada um destes instantes, os valores encontram-se apresentados na tabela 6.4. Comparando as tabelas 6.3 e 6.4 verifica-se que, para cada intervalo de tempo do ciclo de abertura/ fecho de porta, quanto maior for a taxa de infiltração de ar maior será o aumento da temperatura média

do ar no interior do espaço refrigerado.

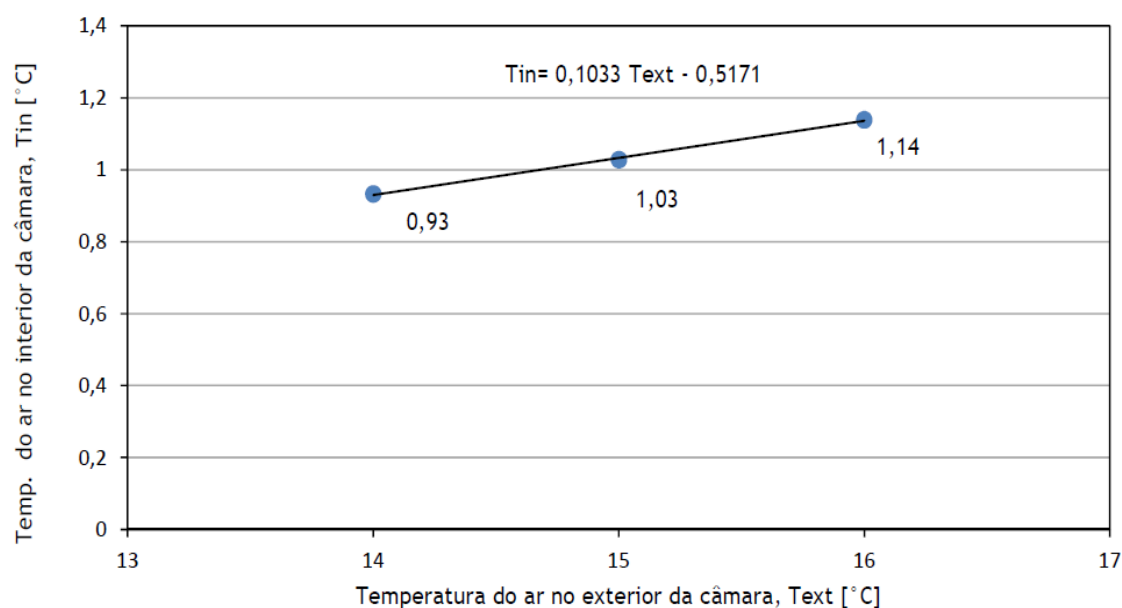


Figura 6.6: Valor médio da temperatura do ar no espaço refrigerado no final do ciclo para diferentes valores de temperatura do ar no exterior da câmara - Caso de estudo: Porta de dobradiças.

Tabela 6.4: Aumento da temperatura média do ar no interior da câmara em cada instante do ciclo de abertura/ fecho de porta - Caso de estudo: Porta de dobradiças.

Temperatura no exterior, $T_{ext}$ (°C)	Aumento da temperatura média do ar no interior da câmara (°C)		
	Abertura	Permanência da Porta Aberta	Fecho
14	0,148	0,589	0,189
15	0,165	0,648	0,208
16	0,183	0,709	0,239

### 6.2.3 Nota Conclusiva

Após a análise de sensibilidade realizada para ambos os modelos de tipologia de portas desenvolvidos é possível ter uma pequena ideia da influência que o fluxo de ar invasivo, infiltrações, para o interior dos espaços refrigerados pode ter ao nível do campo de temperaturas do ar que aqui se encontra. A movimentação de ar quente para o interior da câmara pode trazer consequências gravíssimas que põem em causa a qualidade dos produtos, e conseqüentemente, a segurança alimentar. As alterações na temperatura do ar podem levar a situações em que as condições ideais de temperatura e humidade relativa do ar de armazenamento não se verifiquem, conduzindo à degradação dos produtos por agentes microbianos, que encontram aqui condições propícias ao seu desenvolvimento. Para além da questão da segurança alimentar, também o consumo de energia decorrente do ar quente que se infiltra nas câmaras de refrigeração é um importante aspeto a ter em consideração, uma vez que vai encarecer a fatura energética das empresas que

se encontram neste ramo de atividade. A infiltração de ar quente para o interior do espaço refrigerado vai levar ao aumento da temperatura do ar e, conseqüentemente, dos produtos que ali se encontram armazenados. Este calor introduzido no interior da câmara tem de ser removido e para tal é necessário o acionamento do sistema de refrigeração até ao instante em que a temperatura de referência seja restabelecida, havendo então um consumo de grande quantidade de energia. Neste sentido, é necessário procurar e implementar soluções adequadas a cada caso. Soluções estas que vão desde a adoção de dispositivos de proteção, como cortinas de ar, cortinas de PVC flexível, portas de abertura e fecho rápido, e de antecâmaras com controlo rigoroso de temperatura e humidade do ar, até soluções que visam a otimização do ciclos de abertura de porta, ou seja, utilização de mapas de cargas e descargas de produtos, de modo a promover aberturas metódicas dos espaços refrigerados.

### 6.3 Comparação entre Portas de Correr e Portas de Dobradiças

Depois de terem sido analisadas ambas as tipologias de porta do ponto de vista da taxa de infiltração de ar e da sua influência na temperatura média do ar no interior da câmara de refrigeração, uma questão pertinente que deve ser colocada é, qual dos dois tipos de porta é mais adequado do ponto de vista da minimização da infiltração de ar e, conseqüentemente, do aumento de temperatura do ar no interior do espaço refrigerado. No sentido de avaliar qual dos tipos de porta é mais adequado, foi realizada uma análise comparativa para o modelo de referência, ou seja, quando a temperatura do ar no exterior da câmara é igual a  $15^{\circ}C$ ,  $T_{ext} = 15^{\circ}C$ , para ambos os tipos de porta.

A figura 6.7 traduz evolução da infiltração durante o ciclo de abertura/fecho de porta, com a temperatura do ar no exterior igual a  $15^{\circ}C$ ,  $T_{ext} = 15^{\circ}C$ . A análise da figura permite aferir que durante quase todo o ciclo, a infiltração é maior quando se utiliza a porta de dobradiças, à exceção do instante  $t = 4,6s$ , instante em que o valor da infiltração de ar é aproximadamente igual para ambos os tipos de porta. Este instante corresponde ao tempo em que a infiltração atinge o valor máximo no caso da porta de correr, e o valor mínimo no caso da porta de dobradiças. Durante o movimento de abertura, entre  $0s < t < 3s$ , o fluxo de ar no caso da porta de dobradiças aumenta rapidamente até ao seu valor máximo, enquanto que, no caso da porta de correr este continua a aumentar após a porta estar totalmente aberta. Verifica-se portanto que, o fluxo de ar para o interior da câmara quando é utilizada uma porta de correr, para além de ser menor, aumenta mais lentamente que no caso de ser utilizada uma porta de dobradiças. Quando a porta se encontra totalmente aberta, entre  $3s < t < 11s$ , o fluxo de ar para o interior da câmara dá-se em proporções diferentes consoante o tipo de porta, no entanto, apresenta um comportamento semelhante, na medida em que é quase constante durante este período de tempo. Durante o movimento de fecho da porta, entre  $11s < t < 14s$ , os dois tipos de porta apresentam comportamentos distintos. No caso da porta de dobradiças verifica-se que o fluxo de ar aumenta quando se inicia o movimento de fecho até ao instante  $t = 12,2s$ , instante em que o fluxo de ar começa a diminuir. Para a porta de correr, observa-se que no instante em que o movimento de fecho se inicia,  $t = 11s$ , o fluxo de ar automaticamente começa a diminuir até ao instante em que atinge o seu valor mínimo, em  $t = 14s$ .

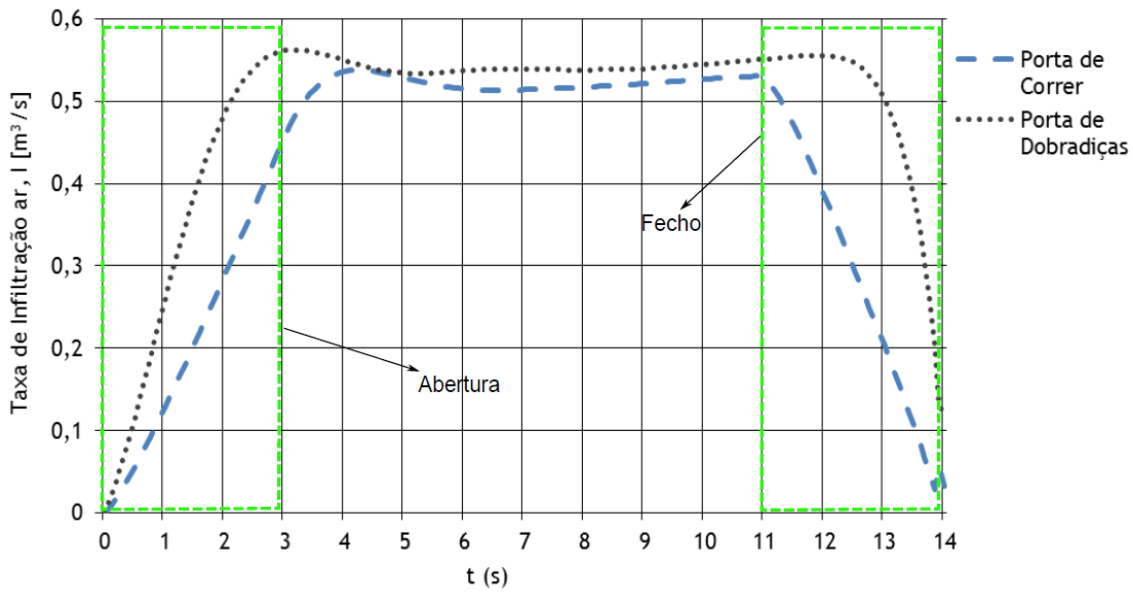


Figura 6.7: Resultados numéricos da evolução da infiltração de ar no ambiente refrigerado em cada passo de tempo para  $T_{ext} = 15^{\circ}C$  - Comparação dos casos de estudo.

A análise da figura 6.8 permite aferir que a infiltração média de ar é maior 19,5% quando se utiliza uma porta de dobradiças. Tal como foi referido anteriormente, aquando da análise da figura 6.7, verificou-se que ao longo do ciclo, a infiltração de ar é maior quando se utiliza uma porta de dobradiças, e como seria de esperar também a infiltração média durante todo o ciclo é maior que para o caso da utilização de uma porta de correr.

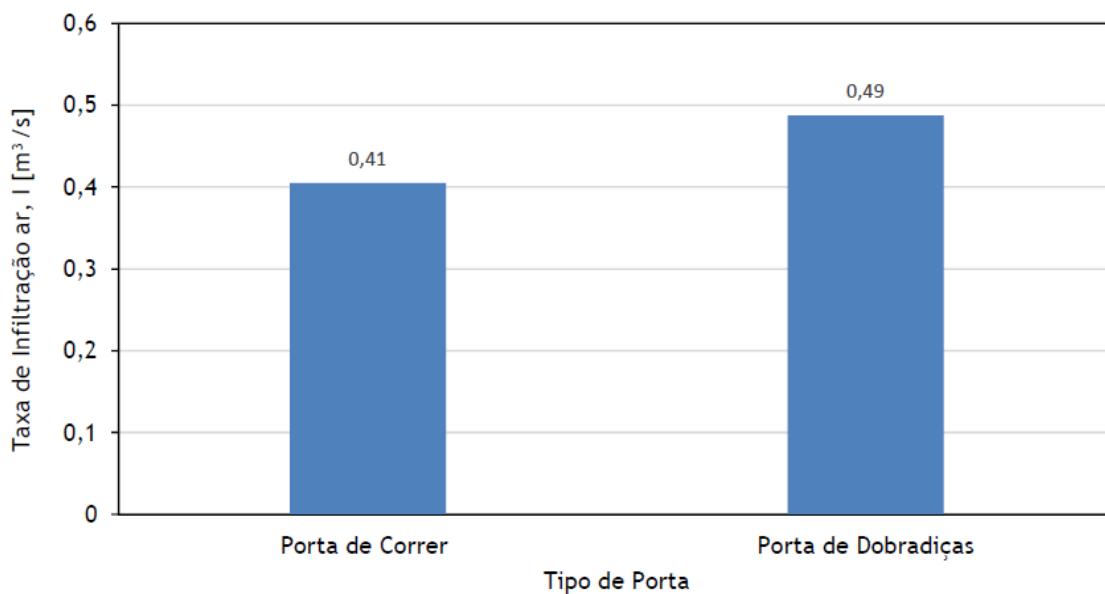


Figura 6.8: Valor médio da infiltração no final do ciclo para  $T_{ext} = 15^{\circ}C$  - Comparação dos casos de estudo.

A figura 6.9 e a tabela 6.5 traduzem evolução da temperatura média do ar no interior do espaço refrigerado durante o ciclo de abertura/fecho de porta, com a temperatura do ar no exterior

igual a  $15^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{ext} = 15^{\circ}\text{C}$ , para cada tipo de porta. A análise conjunta da figura e da tabela permite aferir que, no período correspondente à abertura, em média, em cada segundo (s) a temperatura do ar no interior da câmara incrementa  $0,0028^{\circ}\text{C}$ , considerando a porta de correr, e  $0,0048^{\circ}\text{C}$  considerando a porta de dobradiças. No período de tempo em que a porta se encontra totalmente aberta, em média, em cada segundo (s) a temperatura do ar no interior da câmara incrementa  $0,0066^{\circ}\text{C}$ , considerando a porta de correr, e  $0,0068^{\circ}\text{C}$  considerando a porta de dobradiças. Finalmente, no período de tempo correspondente ao movimento de fecho da porta, em média, em cada segundo (s) a temperatura do ar no interior da câmara incrementa  $0,0035^{\circ}\text{C}$ , considerando a porta de correr, e  $0,0061^{\circ}\text{C}$  considerando a porta de dobradiças.

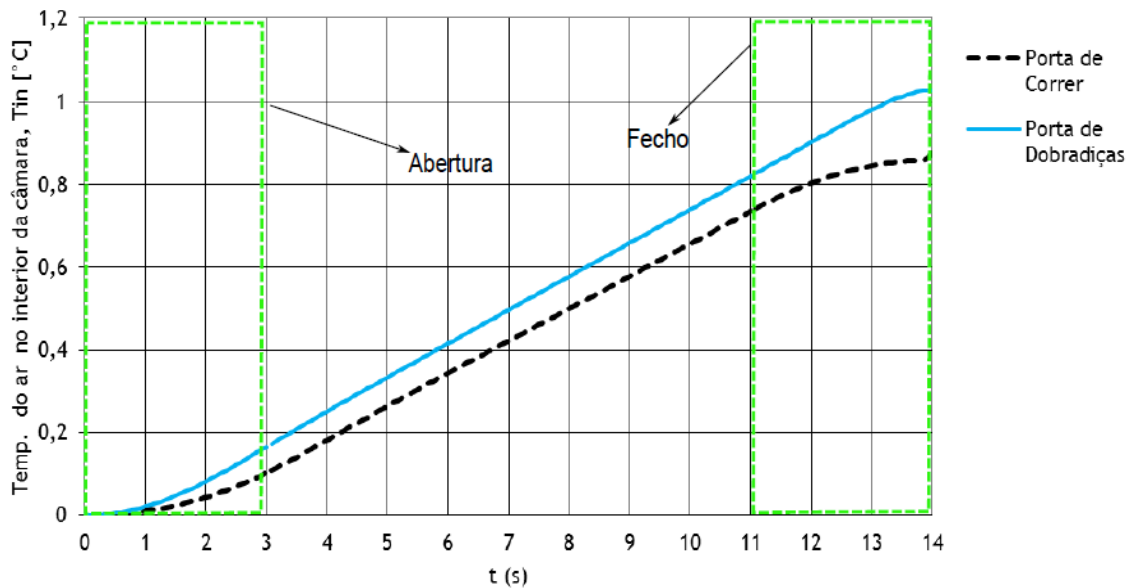


Figura 6.9: Resultados numéricos da evolução da temperatura média do ar no interior do espaço refrigerado em cada passo de tempo para  $T_{ext} = 15^{\circ}\text{C}$  - Comparação dos casos de estudo.

Tabela 6.5: Relação entre a temperatura no interior do espaço refrigerado e o período de tempo do ciclo de abertura/ fecho de porta - Caso de estudo: Comparação dos casos de estudo.

Tipo de Porta	Relação entre a temperatura do ar no interior da câmara com o período de tempo do ciclo de abertura/ fecho		
	Abertura	Permanência da Porta Aberta	Fecho
Correr	$T_{in} = 0,0028t - 0,0202$	$T_{in} = 0,0066t - 0,139$	$T_{in} = 0,0035t + 0,2899$
Dobradiças	$T_{in} = 0,0048t - 0,031$	$T_{in} = 0,0068t - 0,0814$	$T_{in} = 0,0061t + 0,0155$

A análise da figura 6.10 vem no seguimento da análise das figuras 6.7, 6.8 e 6.9, que comparam o fluxo de ar e a temperatura no interior da câmara de refrigeração para ambos os tipos de porta. Daqui se pode concluir que, se no caso da utilização de uma porta de dobradiças a infiltração de ar é maior durante todo o ciclo, também a temperatura média do ar no interior do espaço refrigerado é maior (17%), pois, o aumento de temperatura do ar na câmara é função do fluxo de ar para o seu interior, ou seja, da infiltração de ar.

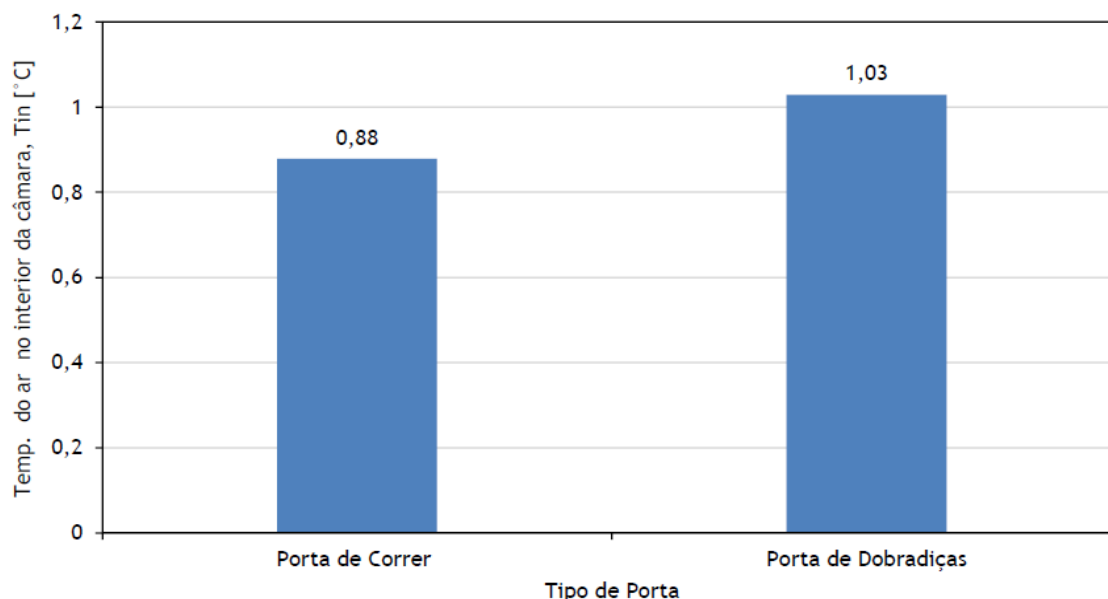


Figura 6.10: Valor médio da temperatura do ar no espaço refrigerado no final do ciclo para  $T_{ext} = 15^{\circ}C$  - Comparação dos casos de estudo.

### 6.3.1 Nota Conclusiva

A análise comparativa de ambos os tipos de porta que podem ser utilizados em câmaras de refrigeração, sugere que do ponto de vista de minimização do fluxo de ar para o interior da câmara, infiltração, a porta de correr apresenta vantagens face à porta de dobradiças. As figuras 6.7 e 6.9, de entre as figuras apresentadas são as mais sugestivas ao permitirem claramente aferir acerca do grau de infiltração de ar e temperatura média do ar no interior do espaço refrigerado durante todo o ciclo de abertura/fecho. A análise destas figuras permite concluir que durante todo o processo de abertura e fecho de porta, a porta de correr é aquela que apresenta um melhor comportamento no que toca à prevenção da infiltração de ar, e consequentemente, diminuição de ganhos térmicos. Há dois fatores a ter em atenção no momento em que se pretende comparar os dois tipos de porta: tipo de movimento e a área da abertura. No que diz respeito ao movimento que a porta efetua, tal como já referido, a porta de dobradiças efetua um movimento rotativo e a porta de correr um movimento linear. A trajetória descrita pelo movimento da porta influi no modo como se deslocam as massas de ar através da abertura. No caso da porta de dobradiças, o próprio movimento da porta tanto, durante a abertura como no fecho, conduz a um arrastamento de grandes quantidades de ar que incitam uma determinada velocidade neste, promovendo assim maiores taxas de infiltração de ar. Esta análise é comprovada, na figura 6.7, pelos intervalos de tempo correspondentes à abertura,  $0s \leq t \leq 3s$ , e ao fecho,  $11s \leq t \leq 14s$ . No instante da abertura, o diferencial de temperatura do ar entre o ambiente interior e exterior leva a que o ar se infiltre no interior da câmara tanto na porta de dobradiças como na porta de correr, contudo, no caso da porta de dobradiças a infiltração é afetada pelo próprio movimento da porta que cria forças de extração/sucção que induzem uma maior taxa de infiltração de ar. Já depois de a porta estar totalmente aberta, entre  $3s < t < 5s$ , verifica-se que devido à ausência de movimento, e portanto, inexistência de forças de extração, o fluxo de ar para o interior da câmara diminui. Durante o movimento de fecho, ambas as tipologias de porta apresentam comportamentos diferenciados. Na situação da porta de correr, como é

normal, a infiltração de ar diminui em função da diminuição do grau de abertura, no entanto, para a porta de dobradiças verifica-se um aumento na infiltração que antecede o período de tempo em que esta começa a diminuir, este aumento deve-se ao movimento efetuado pela porta que empurra o ar para o interior da câmara de refrigeração. Paralelamente ao movimento da porta, a área da abertura é outro aspeto a ter em consideração. No caso da porta de correr, a área da abertura aumenta/diminui gradualmente com o movimento da porta, facto que é muito importante do ponto de vista da minimização da infiltração. Contudo, para o caso da porta de dobradiças a situação é bastante diferente, uma vez que em todos os instantes a área da abertura se encontra em grande parte exposta ao ambiente exterior, tal como foi possível observar nas figuras apresentadas ao longo do capítulo 5.

## 6.4 Comparação das previsões numéricas com resultados experimentais

Nesta secção apresenta-se a comparação da infiltração de ar através da abertura da porta durante o ciclo de abertura/ fecho de porta, resultante de algumas medidas experimentais realizadas por Foster *et al.* [22], e do modelo numérico desenvolvido no presente trabalho.

A figura 6.11 representa a evolução da infiltração de ar pela abertura da porta em função do tempo do ciclo de abertura/ fecho de porta. Um parâmetro comum a todos os casos apresentados na figura é a tipologia de porta utilizada, trata-se de uma porta de correr. Porém, relativamente a outros parâmetros que têm influência na infiltração do ar para o espaço refrigerado, verifica-se que cada um dos casos apresenta características próprias. Deste modo, importa conhecer as características de cada um dos casos afim de permitir uma análise mais consistente dos resultados. Estas encontram-se compiladas na tabela 6.6.

Da análise da figura 6.11 e tendo em consideração os parâmetros subjacentes a cada um dos casos de estudo, presentes na tabela 6.6, é possível aferir que em todos os casos a infiltração de ar aumenta com o decorrer do tempo do ciclo de abertura/ fecho de porta. Contudo, a taxa de crescimento da infiltração varia de acordo com as condições em que os estudos foram realizados. Verifica-se que o modelo numérico desenvolvido no presente estudo é aquele que apresenta a infiltração de ar mais reduzida com o decorrer do tempo. Tal facto, pode ser explicado com base nos parâmetros utilizados para realizar cada um dos estudos em análise. Dentro destes parâmetros destacam-se, a temperatura no interior do espaço refrigerado,  $T_{in}$ , a temperatura no exterior do espaço refrigerado,  $T_{ext}$ , o tempos que compõem o ciclo de abertura/ fecho de porta, e a área da abertura. O modelo numérico desenvolvido em comparação com os outros casos de estudo, é aquele que apresenta um menor diferencial de temperatura entre os dois meios, sendo apenas  $15^{\circ}C$ , enquanto que, nos casos experimentais 1 e 2 a diferença de temperatura entre o ar no interior da câmara de refrigeração e o ar no seu exterior é  $20^{\circ}C$  e  $40^{\circ}C$ , respetivamente. Relativamente aos períodos de tempo que compõem o ciclo de abertura/ fecho de porta são idênticos à exceção do instante em que a porta se mantém totalmente aberta, que nos casos experimentais é maior. Por último, a área da porta, que no caso do modelo numérico é  $A = 2,64m^2$ , e nos casos experimentais é  $A = 4,352m^2$ .

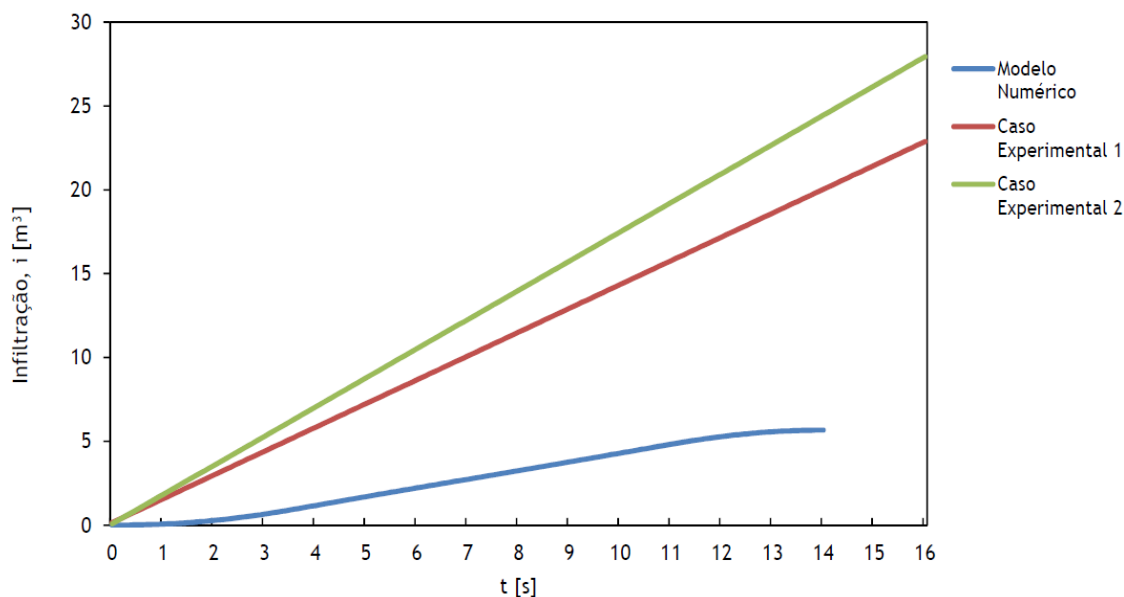


Figura 6.11: Evolução da infiltração de ar ( $m^3$ ) pela abertura da porta (Numérico e Experimental) em função do tempo do ciclo de abertura/fecho da porta.

Tabela 6.6: Parâmetros utilizados em cada um dos casos de estudo.

Caso de estudo	$T_{in}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{ext}$ ( $^{\circ}C$ )	Tempo (s) Abertura/ Aberta/ Fecho	Área ( $m^2$ ) L×H
Modelo Numérico	0	15	3/ 8/ 3	1,2 × 2,2
Caso Experimental 1	0	20	3/ 10/ 3	1,36 × 3,2
Caso Experimental 2	-20	20	3/ 10/ 3	1,36 × 3,2

A comparação das previsões numéricas obtidas no presente estudo com os dois casos experimentais apresentados, permitem aferir que o valor da infiltração no decorrer do ciclo de abertura/ fecho de porta é muito menor no caso do modelo numérico. Como já foi referido, os parâmetros que estão subjacentes a cada um dos estudos, estão na base da diferença que se verifica entre os resultados. Mesmo comparando os dois casos experimentais, é possível observar que a diferença entre ambos é, em média, da ordem de 20%, ou seja, a infiltração no caso experimental 2 é, em média, 20% superior à do caso experimental 1 durante todo o ciclo. Aquilo que difere entre os dois casos experimentais é a diferença de temperatura entre os espaço refrigerado e o ambiente exterior, pois no caso experimental 1,  $T_{in} = 0^{\circ}C$  e no caso experimental 2  $T_{in} = -20^{\circ}C$ . Ora, para além da diferença de temperatura entre os dois meios, relativamente ao modelo numérico, nos casos experimentais, a área da porta é maior, bem como o período que esta se encontra totalmente aberta. Por outro lado, para obter resultados experimentais foram realizadas um conjunto de medições através das quais se obtiveram linhas de tendência representativas da variação da infiltração ao longo do ciclo, como é exemplo o caso experimental 2. Contudo, estas linhas, podem em alguns casos, estar sobrestimadas uma vez que no caso experimental 1 a linha de tendência foi obtida, unicamente, com base numa medição experimental e, segundo o autor, nesta situação a tendência da infiltração provavelmente não teria uma taxa

de variação tão acentuada quanto aquela que foi considerada. Na realidade teria, portanto, uma tendência assemelhada à das previsões obtidas no modelo numérico. Deste modo, e face à tendência similar apresentada pelas linhas, pode-se assumir que as previsões numéricas obtidas com o presente modelo retratam com proximidade o fenómeno real.



# Capítulo 7

## Conclusões

### 7.1 Introdução

O presente trabalho consiste no desenvolvimento de dois modelos numéricos para diferentes geometrias de porta, porta de correr e porta de dobradiças, afim de avaliar qual das duas soluções é mais adequada do ponto de vista da minimização da infiltração de ar (quente e húmido) para o interior do espaço refrigerado, e também para avaliar qual o efeito que a imposição de diferentes valores de temperatura do ar no ambiente exterior tem na infiltração de ar. A quantificação da taxa de infiltração de ar é conseguida com base no método da concentração decrescente de um gás traçador cujo transporte é modelado numericamente em conjunto com o escoamento de ar. Assim, com base no valor da concentração do gás traçador em cada passo de tempo da simulação é possível conhecer qual a infiltração, e deste modo, avaliar o desempenho de cada uma das tipologias de porta utilizadas, e a influência que a temperatura do ar no exterior da câmara tem relativamente à infiltração de ar.

Neste capítulo são apresentados os principais contributos do estudo realizado do ponto de vista da melhoria do desempenho térmico deste tipo de instalações. Por outro lado, são também tratados alguns aspetos que merecem melhor esclarecimento, e finalmente, são apresentadas algumas sugestões de investigação futura que complementem o presente estudo.

### 7.2 Contribuições do Trabalho

A importância da refrigeração no setor da indústria agroalimentar é já conhecida, pois é um dos processos mais importantes na garantia da qualidade dos produtos alimentares, perspetivando a saúde pública. Tendo em consideração o peso que a refrigeração, neste setor de atividade, representa em termos energéticos, surge a necessidade estudar áreas de atuação que visam a melhoria do desempenho energético das instalações. Esta situação é agravada pelo crescimento da população mundial que estimula cada vez mais o consumo de produtos alimentares e, conseqüentemente, a sua produção. A refrigeração é um processo indispensável desde o momento da produção até à distribuição dos produtos junto dos consumidores finais. Assim, o desenvolvimento de metodologias que promovam a melhoria do desempenho destas instalações, do ponto de vista do consumo de energia e da garantia da segurança alimentar, são assuntos de extrema importância e que devem ser estudados.

As previsões numéricas do estudo paramétrico realizado para cada um dos tipos de porta, destinado à análise do fluxo de ar entre o espaço refrigerado e o ambiente exterior, e o efeito deste fluxo no campo de temperaturas do ar no interior da câmara de refrigeração em função de diferentes valores de temperatura impostos no ar do ambiente exterior, permitiram avaliar que quanto maior for a diferença de temperatura entre os dois ambientes maior será a taxa de infiltração (12 litros/s e 16 litros/s para portas de correr e portas de dobradiças, respetivamente)

em cada passo de tempo de ciclo de abertura/ fecho de porta e, em consequência, maior será o aumento da temperatura média do ar no interior da câmara ( $0,09^{\circ}C$  e  $0,10^{\circ}C$  para portas de correr e portas de dobradiças, respetivamente), pois sendo o fluxo de ar para o espaço refrigerado tanto maior quanto maior for a diferença de temperatura entre os dois ambientes, é normal que a infiltração de uma maior quantidade de ar promova uma mais rápida interação térmica. Este fluxo de ar processa-se em função do diferencial de temperatura do ar que gera diferenças de pressão entre o espaço refrigerado e o ambiente exterior. Nesta situação, a existência de uma linha onde a diferença de pressão entre os dois meios é zero leva a que, com a variação da cota em relação a esta linha, o gradiente de pressão entre os dois meios seja diferente tanto abaixo como acima desta. Assim, a pressão abaixo da linha neutra aumenta mais rapidamente no interior da câmara que no seu exterior, facto que conduz a um escoamento de ar desde o interior da câmara para o seu exterior na zona abaixo da linha neutra. Por outro lado, acima da linha de pressão neutra, a pressão no interior da câmara diminui mais rapidamente quando comparada com a diminuição de pressão no exterior desta, motivo que conduz ao fluxo de ar desde o exterior da câmara para o seu interior. Quando é utilizada a porta de dobradiças, a formação de vórtices durante o movimento de abertura é um fator que evidencia uma rápida interação térmica entre os dois meios, em consequência da existência de forças geradas pelo próprio movimento da porta.

Assim, independentemente do tipo de porta utilizada, o aumento da diferença de temperatura entre os dois ambientes conduz a um aumento da infiltração de ar (quente e húmido) para o interior da câmara de refrigeração, e paralelamente verifica-se o aumento da temperatura média do ar no espaço refrigerado, pois esta é função da infiltração de ar.

O estudo comparativo dos dois tipos de porta para o modelo de referência,  $T_{ext} = 15^{\circ}C$ , permitiu avaliar qual dos tipos de porta é mais adequado do ponto de vista da minimização da infiltração de ar e, conseqüentemente, do aumento de temperatura média do ar no espaço refrigerado. As previsões numéricas indicam que perante as condições de simulação do modelo de referência, a porta de correr apresenta um melhor desempenho durante todo o ciclo de abertura/fecho, pois em cada passo de tempo a infiltração é menor (19,5%), e deste modo, no final do ciclo de abertura/ fecho a temperatura média do ar no interior da câmara vai ser menor (17%) que aquando da utilização da porta de dobradiças. A tipologia de porta utilizada influencia o modo como se processa o escoamento de ar. Verifica-se que o fluxo de ar e, conseqüentemente, a interação térmica se processa mais rápido quando se utiliza a porta de dobradiças. O tipo de movimento efetuado por cada uma das portas está na origem da diferença de comportamento. O movimento rotativo efetuado pela porta de dobradiças provoca a movimentação de grandes massas de ar, isto é, durante a abertura gera forças de sucção que conduzem à maior movimentação de ar entre os dois ambientes, e durante o fecho, o movimento da porta induz forças de impulsão que empurram o ar exterior para dentro do espaço refrigerado. Na porta de correr, o movimento linear descrito por esta não gera quaisquer forças que incitem o fluxo de ar entre os dois ambientes, e não considerando o gradiente de temperatura, sendo a infiltração de ar apenas função da variação da área da abertura da porta.

Através da análise efetuada é possível concluir que o controlo da temperatura do ar, climatização do espaço, no exterior da câmara é um fator que apresenta extrema importância no que diz respeito à minimização da infiltração de ar e, conseqüentemente, no desempenho térmico da câmara. Neste sentido, quando se pondera a racionalização de energia e o aumento

da eficiência energética das instalações, a consideração deste fator deve ser tida em atenção na medida em que elevadas diferenças de temperatura entre os dois ambientes vão ter grande influência na fatura energética e acima de tudo promovem alterações nas condições ideais de armazenamento dos produtos. No presente estudo a diferença de temperatura do ar entre os dois ambientes varia apenas entre  $14^{\circ}C$  e  $16^{\circ}C$ , e mesmo assim o valor da temperatura média do ar no interior da câmara aumenta cerca  $1,13^{\circ}C$  em apenas 14s (caso da porta de dobradiças). Contudo, pensando em situações onde estejam presentes câmaras de congelação e as condições de temperatura do ar no ambiente exterior não sejam controladas, a diferença de temperatura entre os dois meios pode superar, facilmente, os  $30^{\circ}C$  e numa situação mais próxima da realidade, a câmara poderá estar muito mais tempo aberta. Nestas situações, a infiltração de ar e, conseqüentemente, o aumento de temperatura do ar no interior da câmara poderão tomar proporções alarmantes, vindo daqui a necessidade de tomar medidas que previnam estas situações. Para além do controlo das condições atmosféricas como a temperatura do ar no ambiente exterior (utilização de antecâmaras), podem ainda ser ponderadas soluções que levam à adoção de dispositivos de proteção colocados na abertura da porta que criam uma barreira que minimiza as infiltrações, como é o caso das cortinas de ar, cortinas de PVC flexível e portas de abertura e fecho rápido. A utilização de antecâmaras permite que as condições do ar no ambiente exterior sejam controladas, permitindo assim a regulação da diferença de temperatura entre os dois ambientes, a utilização de antecâmaras deve ser avaliada do ponto de vista da sua eficiência na minimização da infiltração de ar e também do ponto de vista económico. Para além disso, a utilização de antecâmaras não inviabiliza a utilização de dispositivos de proteção que com certeza vão permitir a redução da infiltração de ar uma vez que constituem uma barreira à passagem do ar proveniente do exterior (quente e húmido). Como é óbvio a conjugação deste tipo de dispositivos apresenta um grande contributo para a minimização da infiltração de ar, todavia, em qualquer situação é necessário realizar uma análise que avalie a rentabilidade económica do investimento e a eficiência dos dispositivos. Independentemente, dos dispositivos que possam ser utilizados no sentido de reduzir a infiltração de ar para os espaços refrigerados, há um aspeto que deve ter sido sempre em atenção e acima de tudo deve ser considerado em qualquer situação, que é a utilização de mapas de cargas e descargas de produtos, de modo a promover aberturas metódicas dos espaços refrigerados. A utilização destes mapas inibe a abertura desnecessária das portas, isto é, estas só são abertas quando se justifique. Neste sentido, é organizado um mapa de cargas e descargas, e só quando a quantidade de produtos o justifique é que as câmaras devem ser abertas para realizar o seu carregamento e/ou descarregamento. Este tipo atitude parte das empresas e é extremamente importante a sua consideração, pois sem que haja qualquer custo associado consegue-se racionalizar a utilização da energia. Adicionalmente, os resultados obtidos permitem a sensibilização de colaboradores das empresas através de ações de formação para os efeitos causados tanto pela abertura desnecessária das portas como pelo tempo excessivo de abertura.

### **7.3 Sugestões de Trabalhos Futuros**

Nesta secção são apresentados um conjunto de aspetos que estão relacionados com o presente estudo e que futuramente poderão vir a ser objeto de investigação.

A simulação do modelo numérico desenvolvido para ambos os tipos de porta exigiu um acom-

panhamento exaustivo de todo o processo uma vez que se trata de um modelo que em cada passo de tempo requer a alteração das condições de fronteira da zona representativa da porta de modo a simular o seu movimento de abertura/ fecho. Esta necessidade de alteração manual das condições de fronteira da porta fica por vezes sujeita ao erro humano que pode ter influência nos resultados obtidos, para além de incrementar o tempo de simulação, pois no final do processo iterativo de cada passo de tempo é necessária a ação do utilizador para iniciar a simulação do processo iterativo correspondente ao passo de tempo seguinte.

Neste sentido, o *Ansys Fluent* permite a automatização de todo este processo. Seria, portanto, interessante o desenvolvimento de uma programação que automatizasse todo o ciclo de abertura/ fecho de porta, de modo a minimizar o tempo de simulação, evitando também quaisquer erros que possam advir do processo manual. Conseguindo a automatização do processo de abertura/ fecho da porta, ficaria aberta a possibilidade da realização de um conjunto de estudos paramétricos que ajudariam a explorar em maior detalhe esta problemática ainda pouco investigada, tais como:

- Estudar qual a influência que a velocidade do ar no ambiente exterior teria ao nível da infiltração de ar, ou seja, realizando uma análise para diferentes valores de velocidade do ar no exterior, mas também infligindo diferentes direções ao fluxo de ar nesta zona;
- Avaliar a influência que a velocidade de abertura/ fecho de porta tem ao nível da infiltração de ar. Neste sentido seria também importante realizar um movimento mais discretizado da porta, ou seja, em vez de em cada passo de tempo o movimento ser de  $5^\circ$  ou  $33,3mm$ , consoante o tipo de porta, realizar movimentos muito mais discretizados;
- Variação dos tempos que compõem o ciclo de abertura/ fecho de porta, isto é, variação do tempo que a porta demora a abrir, o tempo que esta se encontra aberta e o tempo que demora a fechar, permitindo assim avaliar qual a sua influência na infiltração de ar.

No presente estudo, as previsões numéricas obtidas vão ao encontro daquilo que seria de esperar, isto é, são plausíveis e coerentes. No entanto, a validação experimental do estudo é um aspeto muito importante a ter em consideração, e que deve ser realizado. Deste modo, seria importante efetuar um estudo experimental que promovesse a medição da infiltração de ar, e avaliação do fluxo de ar e do campo de temperaturas com base nos estudos paramétricos que aqui foram estudados.

A utilização da técnica experimental do método dos gases traçadores de concentração decrescente combinado com a Anemometria por Laser Doppler e/ ou Velocimetria por imagem de partículas permite a medição da infiltração de ar, avaliação do campo de temperaturas e fluxo de ar nas diferentes zonas da câmara, bem como a quantificação da velocidade do ar nas várias zonas de interesse.

## Bibliografia

- [1] J. P. Bernardo, *Política Energética Nacional - Desafios para 2020*. Direção Geral de Energia e Geologia, 2013. xiii, 1
- [2] Eurostat, *Energy, transport and environment*, 2012th ed. Luxembourg Publications Office of European Union, 2012. 1
- [3] CITEVE, *Plano setorial de melhoria da eficiência energética em PME*, iapmei ed. EFINERG, 2012. xiii, xvii, 2, 9, 10
- [4] D. W. Sun, *Computational Fluid Dynamics in Food Processing*, ser. Contemporary Food Engineering. Taylor & Francis, 2007. [Online]. Available: <http://books.google.pt/books?id=Xt-Y1ZwU0WwC> 2, 3
- [5] FAO, *Food Outlook: Biannual Report on Global Food Markets*, november ed. FAO, 2013. 3
- [6] M. W. Rosegrant, M. S. Paisner, S. Meijer, and J. Witcover, *Food Outlook: Global Market Analysis*, november ed. FAO, 2001. 3
- [7] FAO, *2020 Global Food Outlook: Trends, Alternatives, and Choices*, august ed. International Food Policy Research Institute, 2012. 3
- [8] W. F. Stoecker, *Industrial refrigeration handbook*, ser. Other McGraw-Hill books of interest. McGraw-Hill, 1998. [Online]. Available: <http://books.google.pt/books?id=00NUAAAAMAAJ> xiii, 4, 5, 6, 10, 12, 13, 17, 21, 22
- [9] A. M. Foster, *CFD Optimization of air movement through doorways in refrigerated rooms*. CRC Press, 2007, pp. 167 -- 193. xiii, xvii, 4, 6, 14, 17, 18, 21, 22
- [10] R. Faramarzi, B. A. Coburn, and R. Sarhadian, "Showcasing energy efficiency solutions in a cold storage facility," *Commercial Buildings: Technologies, Design, Performance Analysis, and Building Industri Trends*, no. 3, pp. S107--S118, 2002. 6
- [11] FCT, "Diagnóstico de apoio às jornadas de reflexão estratégica: Eixo temático 4 - recursos naturais e ambiente: Agro-alimentar," *Estratégia Nacional de Investigação e Inovação para uma Especialização Inteligente 2014-2020*, no. 2, pp. 1--19, 2014. 9, 10
- [12] A. S. of Heating Refrigerating and A.-C. Engineers, *2006 Ashrae Handbook: Refrigeration*, ser. ASHRAE Handbook Refrigeration SI. ASHRAE, 2006. [Online]. Available: <http://books.google.pt/books?id=touHPwAACAAJ> 10, 12, 13
- [13] -----, *2010 Ashrae Handbook: Refrigeration*, ser. ASHRAE Handbook Refrigeration Systems/Applications Inch-Pound System. ASHRAE, 2010. [Online]. Available: <http://books.google.co.uk/books?id=m0o7bWAACAAJ> xvii, 11, 12, 13
- [14] FRIGODOOR, "Cold store door for cold rooms and freezer rooms," 2014. [Online]. Available: [http://www.frigodoor.com/images/pdf/FRIGODOOR\\_Catalog.pdf](http://www.frigodoor.com/images/pdf/FRIGODOOR_Catalog.pdf) xiii, 15, 16, 40
- [15] DAN-doors. [Online]. Available: <http://www.dan-doors.com/products/insulated-doors/> xiii, 15

- [16] P. Chen, D. J. Cleland, S. J. Lovatt, and M. R. Bassett, "An empirical model for predicting air infiltration into refrigerated stores through doors," *International Journal of Refrigeration*, vol. 25, no. 6, pp. 799 -- 812, 2002. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700701000895> 16
- [17] J. A. Evans, E. C. Hammond, A. J. Gigiél, A. M. Foster, L. Reinholdt, K. Fikiin, and C. Zilio, "Assessment of methods to reduce the energy consumption of food cold stores," *Applied Thermal Engineering*, vol. 62, no. 2, pp. 697 -- 705, 2014. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431113007321> xiii, 19, 20
- [18] A. E. 741-00, *Standard Test Method for Determining Air Change in a Single Zone by Means of a Tracer Gas Dilution*, ASTM Standard Std., sept. 2009. 17, 18
- [19] J. O. da União Europeia, Ed., *Regulamento (CE) N.º 842/2006 do Parlamento Europeu e do Conselho de 17 de Maio de 2006 relativo a determinados gases fluorados com efeito de estufa.*, no. 161. Parlamento Europeu e Conselho da União Europeia, 2006. 18
- [20] -----, *Regulamento (UE) N.º 517/2014 do Parlamento Europeu e do Conselho de 16 de Abril de 2014 relativo aos gases fluorados com efeito de estufa e que revoga o Regulamento (CE) n.º 842/2006.*, no. 150. Parlamento Europeu e Conselho da União Europeia, 2014. 18
- [21] A. M. Foster, "Cold store protection and infiltration," 2012. [Online]. Available: [http://www.khlim-inet.be/media/ice-e/packs/en/ICE\\_info\\_pack\\_door\\_protection\\_and\\_infiltration\\_v3.pdf](http://www.khlim-inet.be/media/ice-e/packs/en/ICE_info_pack_door_protection_and_infiltration_v3.pdf) 14, 16, 21, 22
- [22] A. M. Foster, M. J. Swain, R. Barrett, and S. J. James, "Experimental verification of analytical and {CFD} predictions of infiltration through cold store entrances," *International Journal of Refrigeration*, vol. 26, no. 8, pp. 918 -- 925, 2003. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700703000975> xvii, 17, 26, 27, 93, 105
- [23] A. M. Foster, "Door protection in cold stores," 2012. [Online]. Available: [http://www.khlim-inet.be/media/ice-e/packs/en/ICE\\_case\\_study\\_door\\_protection\\_v2.pdf](http://www.khlim-inet.be/media/ice-e/packs/en/ICE_case_study_door_protection_v2.pdf) 21
- [24] T. Norton and D. W. Sun, *An Overview of CFD Applications in the Food Industry*. CRC Press, 2007, pp. 1 -- 41. 23, 31, 32, 33, 34
- [25] M. Orlandi, F. M. Visconti, and S. Zampini, "Cfd assisted design of display cabinets," *2nd IIR International Conference on the Cold Chain and Sustainability*, 2013. xiii, 23, 24
- [26] J. C. Gonçalves, J. J. Costa, A. R. Figueiredo, and A. M. G. Lopes, "{CFD} modelling of aerodynamic sealing by vertical and horizontal air curtains," *Energy and Buildings*, vol. 52, no. 0, pp. 153 -- 160, 2012. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778812002940> xiii, 24, 25, 28, 40
- [27] M. Yataghene and J. Moureh, "3d-numerical simulation of the effectiveness of a confined cavity with air curtain subjected to laterally external sheared cross-flow: Mass transfer analysis," 2014. xiii, 25, 26
- [28] A. M. Foster, R. Barrett, S. J. James, and M. J. Swain, "Measurement and prediction of air movement through doorways in refrigerated rooms," *International Journal of Refrigeration*, vol. 25, no. 8, pp. 1102 -- 1109, 2002. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700701001086> 27, 40

- [29] A. M. Foster, M. J. Swain, R. Barrett, P. D'Agaro, and S. J. James, "Effectiveness and optimum jet velocity for a plane jet air curtain used to restrict cold room infiltration," *International Journal of Refrigeration*, vol. 29, no. 5, pp. 692 -- 699, 2006. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S014070070600003X> 27
- [30] J. C. Gonçalves, J. J. Costa, A. R. Figueiredo, and A. M. G. Lopes, "Infiltração de ar através de portas de acesso a câmaras frigoríficas. verificação experimental de previsões analíticas e através de cfd," 2009. [Online]. Available: <http://repositorio.ipv.pt/handle/10400.19/337> xiii, 28, 29
- [31] P. D. Gaspar, L. C. Gonçalves, and R. Pitarma, "Experimental analysis of the thermal entrainment factor of air curtains in vertical open display cabinets for different ambient air conditions," *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, no. 5, pp. 961 -- 969, 2011, {MNF} 2009 Special Issue. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431110005028> 29
- [32] J. Blazek, *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications: Principles and Applications*. Elsevier Science, 2001. [Online]. Available: <http://books.google.pt/books?id=asWGy362QFIC> 31, 32, 33, 34
- [33] R. Pletcher, J. Tannehill, and D. Anderson, *Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer, Second Edition*, ser. Series in Computational and Physical Processes in Mechanics and Thermal Sciences. Taylor & Francis, 1997. [Online]. Available: <http://books.google.co.in/books?id=ZJPbtHeilCgC> 32, 33, 34
- [34] S. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, ser. Series in computational methods in mechanics and thermal sciences. Taylor & Francis, 1980. [Online]. Available: <http://books.google.pt/books?id=5JMYZMX3OVcC> 32, 33, 34
- [35] ANSYS, *ANSYS FLUENT 14 User's Guide*, 2011. xiii, 34, 35, 36, 37, 42, 43, 45, 46, 47, 48, 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56, 57, 58, 60, 65, 66
- [36] P. D. Gaspar, "Optimização do desempenho e da eficiência energética de equipamentos de refrigeração," Ph.D. dissertation, Universidade da Beira Interior, 2008. 34, 35, 36, 37, 47, 48, 49, 50, 58, 60, 65, 66, 67
- [37] F. Inc., "First order vs. second order," 2003. [Online]. Available: <http://jullio.pe.kr/fluent6.1/help/html/ug/node841.htm>
- [38] P. J. S. P. Oliveira, *Mecânica Computacional: Notas Didáticas*, Departamento de Eng. Electromecânica, Universidade da Beira Interior, 2001. 49, 51, 58, 66
- [39] P. D. Gaspar and R. A. Pitarma, "Esquemas de discretização em escoamentos com regime de convecção mista: Estudo de caso," 2004. [Online]. Available: [http://webx.ubi.pt/~dinis/Papers/art\\_isec\\_03.pdf](http://webx.ubi.pt/~dinis/Papers/art_isec_03.pdf) 51