



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR
Faculdade de Engenharia
Departamento de Engenharia Electromecânica

Modelação numérica do desempenho térmico de câmaras frigoríficas para conservação de produtos cárneos

Rodrigo José Passarinho Campos

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

Orientador: Prof. Doutor Pedro Dinis Gaspar

Universidade da Beira Interior
Covilhã, Portugal

Covilhã e UBI, Outubro de 2012

Agradecimentos

A elaboração deste trabalho não teria sido possível sem a colaboração, estímulo e empenho de diversas pessoas. Gostaria, por este facto, de expressar toda a minha gratidão e apreço a todos aqueles que, direta ou indiretamente, contribuíram para que esta tarefa se tornasse uma realidade. A todos quero manifestar os meus sinceros agradecimentos.

Em primeiro lugar, ao Professor Pedro Dinis Gaspar, pela sua orientação, cordialidade, simpatia, empenho e paciência com que sempre me recebeu, também pela motivação que sempre imprimiu no decorrer dos trabalhos. Tudo isto não foi apenas fundamental para a minha aprendizagem académica, mas também para o meu desenvolvimento pessoal.

À empresa Viegas e Lucito, Lda., agradeço pela total disponibilidade e amabilidade durante a fase do estudo experimental.

Aos colegas do Curso de Mestrado em Electromecânica da Universidade da Beira Interior pela amizade e companheirismo, demonstrados ao longo deste meu percurso académico.

Aos meus amigos que nunca estiveram ausentes, agradeço a amizade e os incentivos que sempre me disponibilizaram.

Ao meu PAI, à minha MÃE, pela sólida formação que me foi dada, tanto a nível pessoal como académico, sem os incentivos deles seria impossível cortar a meta, sou um privilegiado, os meus eternos agradecimentos.

À Carla por acreditar em mim até ao último segundo, mesmo quando tudo parecia ser impossível de alcançar. O meu agradecimento pela força que me foi dada nestes últimos anos.

Resumo

A presente dissertação tem como principal objetivo contribuir para o estudo do aumento da eficiência energética e melhoria do desempenho térmico de câmaras frigoríficas utilizadas para conservação e armazenamento de produtos cárneos, vulgarmente utilizadas no setor agroindustrial. Neste âmbito, são abordadas várias temáticas relacionadas com eficiência energética, nomeadamente as diretrizes implementadas na Europa com o intuito de melhorar a eficiência energética.

É desenvolvida uma análise experimental do desempenho térmico de uma câmara frigorífica na zona da Covilhã, verificando as condições externas e parâmetros de construção onde está inserida. É analisado todo o sistema de frio, nomeadamente o seu estado de conservação e modo de operação. No interior da câmara frigorífica é desenvolvido um estudo experimental, tendo-se em consideração o *layout*, desde a organização dos produtos a conservar até à disposição dos evaporadores, o procedimento de manuseamento dos produtos, e efectuada a medição da velocidade e temperatura de insuflação do ar, da temperatura do ar no espaço refrigerado, e da temperatura das várias superfícies.

Também é considerado um modelo com geometria tridimensional da câmara frigorífica, simulado por Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD), em regime permanente, avaliando deste modo o escoamento do ar e a transferência de calor com mais detalhe.

Na construção dos modelos CFD foi necessário definir, um modelo físico-matemático baseado nas equações da continuidade, da quantidade de movimento e da energia. A turbulência foi considerada através do modelo de turbulência $k-\epsilon$ padrão.

Da comparação resultante entre os resultados numéricos e experimentais, apesar de haver uma ligeira desfasagem de resultados, o modelo é validado. Deste modo, é desenvolvido um estudo paramétrico, que consiste na alteração das condições de fronteira no evaporador, pelo aumento do

valor da temperatura do ar e redução do valor da velocidade do ar de insuflação.

Da análise dos resultados numéricos do estudo paramétrico, prevê-se que o sistema de frio, para a carga de produtos definida pela análise experimental, se encontra sobredimensionado, permitindo assim que a temperatura e velocidade de insuflação do ar sejam alteradas. Com esta alteração, reduz-se o consumo energético do sistema mantendo um desempenho térmico similar e conseqüentemente garantindo a segurança alimentar. Assim, prevê-se uma melhoria de eficiência energética, e uma conseqüente poupança de recursos ambientais, energéticos e financeiros.

Palavras-chave

Eficiência energética

Desempenho térmico

Câmaras frigoríficas

Agroindustrial

Produtos cárneos

Dinâmica de Fluidos Computacional

Estudo experimental

Abstract

The present dissertation has the main objective of contributing to the study of improving energy efficiency and thermal performance in cold rooms used for conservation and storage of meat products, commonly used in the agro industrial sector. Within this framework are addressed several issues related to energy efficiency, including the guidelines implemented in Europe in order to reach the goal of improving energy efficiency.

An experimental analysis of the thermal performance of a cold room in the Covilhã region is developed, verifying its external conditions and construction parameters. The cooling system is analysed, including its conservation status and operation mode. Experimental tests are developed inside the cold room taking into account the layout, from the organization of products storage to the evaporators location and position, the procedure of handling the products, and it is performed the measurement of the discharge air velocity and temperature, air temperature in refrigerated environment, and temperature of the various surfaces.

Also, it is developed a three-dimensional model of the cold room, simulated by Computational Fluid Dynamics (CFD), in steady state, allowing the detailed evaluation of the airflow and heat transfer. The setup of the CFD model required the definition of a physical-mathematical model based on the equations of continuity, momentum and energy. The turbulence was considered by standard $k-\epsilon$ turbulence model.

From the comparison of numerical and experimental results, although there is a slight shift between results, the model was validated. Thus, a parametric study is developed, which consists in changing the boundary conditions value at the discharge grille of the evaporator. The air temperature value is increased while the air velocity value is reduced.

From the analysis of the numerical results provided by the parametric study, it is predicted that the cold system, for product loading defined on the experimental analysis, is oversized, thus enabling the modification of

the discharge air temperature and velocity. In this modification, the energy consumption is reduced maintaining similar thermal performance e consequently ensuring the food safety. Thus, it is predicted an improvement of the energy efficiency and a consequent savings of environmental resources, energy and financial resources.

Keywords

Energy efficiency

Thermal performance

Cold rooms

Agroindustrial sector

Meat products

Computational Fluid Dynamics

Experimental study

Índice

Agradecimentos.....	i
Resumo.....	iii
Palavras-chave.....	iv
Abstract.....	v
Keywords.....	vi
Índice.....	vii
Lista de Figuras.....	xi
Lista de Tabelas.....	xiii
Nomenclatura.....	xv
1. Introdução.....	1
1.1. Considerações gerais.....	1
1.2. Sector das Carnes.....	4
1.2.1. Saneamento.....	4
1.2.2. Refrigeração e armazenamento de carcaças.....	6
1.2.3. Tempo de arrefecimento.....	8
1.2.4. Sistemas de refrigeração.....	9
1.2.5. Outros sistemas.....	11
1.2.6. Disposição das carcaças e conseqüente capacidade.....	12
1.2.7. Refrigeração e Secagem.....	13
1.2.8. Carne embalada.....	14
1.2.9. Carne de suíno.....	15
1.2.10. Carne fresca de suíno.....	16
1.2.11. Refrigeração e armazenamento de vários tipos de carne.....	16
1.2.12. Refrigeração rápida.....	16

1.2.13.	Carnes congeladas	17
1.2.14.	Qualidade das carnes congeladas.....	17
1.3.	O problema em estudo e a sua relevância.....	19
1.4.	Objetivos e contribuição da dissertação.....	20
1.5.	Visão geral e organização da dissertação.....	21
2.	Estado da arte	23
2.1.	Introdução	23
2.2.	Câmaras frigoríficas.....	23
2.2.1.	Câmaras em alvenaria	23
2.2.2.	Câmaras modulares.....	24
2.2.3.	Características construtivas.....	24
2.3.	Estudos numéricos e experimentais.....	27
3.	Estudo Experimental	33
3.1.	Considerações gerais.....	33
3.2.	Descrição da empresa	33
3.2.1.	Considerações gerais.....	33
3.2.2.	Equipamentos e câmaras frigoríficas	34
3.2.3.	Câmara de refrigeração 1	38
3.3.	Ensaio Experimental.....	40
3.3.1.	Equipamento experimental.....	40
3.3.2.	Dados recolhidos.....	41
4.	Modelo Físico-Matemático.....	45
4.1.	Introdução	45
4.2.	Equações gerais de governo do escoamento	45

4.2.1.	Equação de estado	45
4.2.2.	Equação da continuidade	46
4.2.3.	Equação da quantidade de movimento	46
4.2.4.	Equação da energia	47
4.3.	Modelo de turbulência	47
4.3.1.	Introdução	47
4.3.2.	Modelação da turbulência.....	48
5.	Modelo Numérico	51
5.1.	Introdução	51
5.2.	Geometria tridimensional.....	51
5.3.	Método numérico de resolução	52
5.4.	Malha de discretização e equação geral de transporte.....	53
5.5.	Resolução das equações algébricas	54
5.5.1.	Método de interpolação da pressão	54
5.5.2.	Algoritmo de acoplamento pressão-velocidade	55
5.6.	Condições de fronteira	55
5.6.1.	Parâmetros de turbulência	57
5.6.2.	Condições de fronteira nas paredes	58
5.6.3.	Zona fluida	61
5.6.4.	Zona sólida.....	61
5.7.	Promoção da convergência da solução e relaxação de variáveis	62
6.	Análise e discussão de resultados	65
6.1.	Introdução	65
6.2.	Resultados experimentais.....	65
6.3.	Previsões numéricas.....	67

6.3.1. Campo de velocidades	68
6.3.2. Campo de temperaturas	70
6.4. Validação do modelo numérico.....	73
6.5. Estudo paramétrico	74
7. Conclusões	77
7.1. Considerações gerais.....	77
7.2. Conclusões específicas.....	77
7.3. Sugestões de trabalho futuro	80
Referências Bibliográficas	83
Anexo A - Temperatura ambiente	87
Anexo B - Temperatura superficial.....	89
Anexo C - Velocidade de insuflação de ar.....	91

Lista de Figuras

Fig. 1 - Modo de funcionamento dos primeiros frigoríficos (Ferraz e Gomes, 2008).	4
Fig. 2 - Passos do processamento de carne (ASHRAE, 2006).	5
Fig. 3 - Curvas de refrigeração de carcaças de bovinos (ASHRAE, 2006).	13
Fig. 4 - Curvas da taxa de encolhimento de carcaças de bovinos (ASHRAE, 2006).	14
Fig. 5 - Origem do petróleo e gás natural consumidos na União Europeia (Machado, 2008).	20
Fig. 6 - Desenho de câmara frigorífica modular (ColdKit, 2012).	24
Fig. 7 - Isolantes térmicos usados na construção de câmaras frigoríficas (Neves Filho, 2000).	25
Fig. 8 - Câmara de refrigeração e planos de simetria (Ho et al., 2010).	28
Fig. 9 - Padrão de medição da velocidade na saída do ventilador (Xie et al., 2006).	30
Fig. 10 -Carcaças na câmara de refrigeração (Cortesia: Viegas e Lucito, Lda.). ...	34
Fig. 11 -Compressores do sistema de frio (Cortesia: Viegas e Lucito, Lda.).	35
Fig. 12 -Condensadores na cobertura do edifício (Cortesia: Viegas e Lucito, Lda.).	36
Fig. 13 -Planta geral do edifício.	37
Fig. 14 -Localização dos evaporadores e via aérea, na câmara frigorífica 1 (Cortesia: Viegas e Lucito, Lda.).	38
Fig. 15 -Placa característica de um evaporador(Cortesia: Viegas e Lucito, Lda.)..	38
Fig. 16 -Planta da câmara de refrigeração 1.	39
Fig. 17 -Planta da câmara de refrigeração 1, com a respetiva grelha de medição de temperaturas do ar.	42
Fig. 18 -Grelha de medição de velocidades no ventilador.	43
Fig. 19 -Geometria tridimensional da câmara frigorífica.	52
Fig. 20 -Volume de controlo bidimensional (Oliveira, 2001).	53
Fig. 21 -Identificação da localização das condições fronteira.	56
Fig. 22 -Zonas climáticas de Inverno e Verão em Portugal continental (RCCTE, 2006).	59
Fig. 23 -Velocidade média nas grelhas de insuflação.	66

Fig. 24 -Campo de velocidades [m/s] (Plano y-z em $x = 5,0$ m).	68
Fig. 25 -Vetores de velocidade [m/s] (Plano y-z em $x = 5,0$ m: Plano perpendicular localizado a meio de um evaporador).	69
Fig. 26 -Vetores de velocidade [m/s] (Plano y-z em $x = 6$ m: Plano perpendicular localizado entre dois evaporadores).	70
Fig. 27 -Campo de temperaturas [K] (teto, parede Sul e parede Este).	71
Fig. 28 -Campo de temperaturas [K] (Plano y-z em $x = 6,15$ m: Plano perpendicular localizado no centro de um evaporador).	72
Fig. 29 - Campo de temperaturas [K] (Plano x-z em $y = 3,0$ m: Plano longitudinal a meia largura da câmara).....	72
Fig. 30 - Campo de temperaturas [K] (Plano y-z em $x = 6,15$ m: Plano perpendicular no centro de um evaporador com alteração do valores das condições de fronteira impostas nas grelhas de insuflação e aspiração dos evaporadores).	75

Lista de Tabelas

Tabela 1. Alterações de massa numa carcaça de carne de bovino (ASHRAE, 2006).	14
Tabela 2. Vida útil de armazenamento de carnes (ASHRAE, 2006).....	17
Tabela 3. Dados técnicos do anemómetro de turbina (Manual de instruções do modelo testo 416).	40
Tabela 4. Dados técnicos do termómetro (Manual de instruções do modelo Fluke 54 II)	41
Tabela 5. Parâmetros impostos nas condições de fronteira Velocity-inlet e Pressure-outlet, respetivamente na grelha de insuflação e grelha de aspiração.	58
Tabela 6. Cargas térmicas impostas na condição de fronteira de fluxo de calor. .	60
Tabela 7. Temperatura imposta na superfície das carcaças.	60
Tabela 8. Propriedades térmicas do ar, no interior da câmara frigorífica.	61
Tabela 9. Propriedades térmicas das carcaças	62
Tabela 10. Fatores de relaxação das variáveis dependentes.....	63
Tabela 11. Dados estatísticos das medições efetuadas.	67
Tabela 12. Comparação de dados experimentais com previsões numéricas, e respetivo erro relativo.	74
Tabela 13. Dados recolhidos da simulação efetuada com novas condições de fronteira, com o histórico dos dados experimentais e numéricos.	76
Tabela 14. Temperatura do ar ambiente da câmara frigorífica.	87
Tabela 15. Temperatura superficial, paredes, chão e teto.	89
Tabela 16. Velocidade de insuflação do ar, nas várias saídas dos evaporadores. .	91

Nomenclatura

Geral:

A	Área, [m ²];
C_μ	Constante do modelo do modelo de turbulência;
$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, \sigma_k, \sigma_\varepsilon$	Constantes do modelo do modelo de turbulência;
C_p	Calor específico a pressão constante, [kJ/kg·K];
D_h	Diâmetro hidráulico, [m];
e	Erro relativo, [%];
g	Aceleração da gravidade, [9,81 m/s ²];
I_t	Intensidade de turbulência, [%];
k	Energia cinética turbulenta, [m ² /s ²];
K	Coefficiente de transmissão de calor por condução, [W/m·K];
M_w	Peso molecular do gás, [kg/kmol];
p	Pressão, [Pa];
P	Geração de energia cinética turbulenta, [m ² /s ²]; Perímetro, [m];
Q	Caudal volumétrico, [m ³ /s];
q	Carga térmica, [W/m ²];
R	Constante dos gases ideais [J/kmol·K] (=8314,472);
S_ϕ	Termo fonte para a variável genérica ϕ ;
T	Temperatura, [K ou °C];
t	Tempo, [s];
u	Componente da velocidade segundo x, [m/s];
U	Vetor velocidade, [m/s]
V	Volume, [m ³];
v	Componente da velocidade segundo y, [m/s];
w	Componente da velocidade segundo z, [m/s];
x, y, z	Sistema de coordenadas global, [m];

Índices inferiores:

amb	Ambiente;
c	Carcaças;

chão	Chão;
E, O, S e N	Identificação das faces, (Este, Oeste; Sul e Norte);
h	Hidráulico;
iluminação	Iluminação;
op	Operativa;
PU	Poliuretano;
r	Relativa;
refrigeração	Refrigeração;
t	Turbulência;
teto	Teto;
w	parede.

Simbologia grega:

λ	Condutibilidade térmica, [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]; Resíduos;
ρ	Massa específica, [$kg \cdot m^{-3}$];
ε	Taxa de dissipação de energia cinética turbulenta, [m^2/s^3];
$\Gamma \phi$	Coefficiente de difusão para a variável genérica ϕ ;
μ	Viscosidade dinâmica, [$N \cdot s/m^2$];
μ_T	Viscosidade turbulenta, [$N \cdot s/m^2$];

Acrónimos

ASHRAE	American Society for Heating Refrigeration and Air-conditioning Engineers.
CAE	Código de atividade económica.
CFD	Computational Fluid Dynamics.
EPS	Poliestireno Expandido.
HACCP	Hazard Analysis and Critical Control Point.
IIR	International Institute of Refrigeration.
NASA	National Aeronautics and Space Administration.
PRESTO!	PREssure STaggering Option.

PUR	Poliuretano.
RaNS	Reynolds-averaged Navier-Stokes.
RCCTE	Regulamento das características de comportamento térmico de edifícios.
RNG	Renormalization Group method.
SIMPLE	Semi implicit Method for pressure Linked Equations.
SIMPLEC	Semi implicit Method for pressure Linked Equations Consistent approximation

1. Introdução

1.1. Considerações gerais

A refrigeração é uma área muito abrangente, sendo utilizada em várias atividades: ramo alimentar, em que a refrigeração permite a conservação dos produtos sem se deteriorarem; no sector dos serviços de saúde, onde desempenha um papel importante no armazenamento de vacinas, e na crescente aplicação de técnicas de criocirurgia e de crioterapia; na área do condicionamento de ar destinada à melhoria do conforto térmico favorecendo, em última instância, o desenvolvimento económico e social em países quentes. Na indústria, a refrigeração é utilizada em variados processos industriais relacionados com o ramo alimentar, químico, plástico entre outros. No sector energético, a aplicação da refrigeração possibilitou o transporte e armazenamento de gás natural líquido, como uma fonte de energia com reduzido impacto ambiental (Gaspar, 2008).

Nesta investigação, a refrigeração vai ser abordada no âmbito do sector agroindustrial, mais especificamente na otimização do desempenho térmico e da eficiência energética de câmaras frigoríficas. As câmaras frigoríficas são definidas como sendo qualquer espaço de armazenagem, que tenha as condições internas controladas por um sistema de refrigeração. As câmaras frigoríficas estão divididas em dois ramos, as câmaras de refrigeração, cuja finalidade é armazenar os produtos a temperaturas próximas de 0 °C, e as câmaras de congelados, cuja finalidade é prolongar o período de armazenagem dos produtos a baixas temperaturas, em geral abaixo de -18 °C (Chagas, 2006).

No entanto, ao longo dos tempos, a conservação de alimentos passou por diversas evoluções até chegar às câmaras frigoríficas, sendo a conservação de alimentos, um conjunto de métodos que evitam a deterioração dos alimentos durante um período mais ou menos lento. Os vários processos e evoluções que esta temática teve, foram sempre relacionados com as técnicas e necessidades existentes na agricultura, pescas e pecuária.

No período Paleolítico, o homem caçava e colhia alimentos para satisfazer a sua fome imediata, mesmo assim, havia necessidade de conservar alimentos, pois em alguns dias, a caça não era tão abundante. Primeiramente, o homem primitivo utilizava a parte mais fria e escura da caverna para armazenar os alimentos. Outro recurso utilizado consistia em secar os alimentos, expondo-os ao Sol. Com o aparecimento do fogo, a conservação tornou-se mais eficiente, o homem pendurava a caça próxima do fogo para facilitar a mastigação, mas foi observado que após esse tratamento, a caça demorava mais tempo a apresentar sinais de deterioração, surgindo deste modo a fumaça. Na época das grandes navegações, todas estas teorias foram fundamentais para sobrevivência e sucesso das expedições, e com o surgimento do intercâmbio de alimentos, aumentou a necessidade de uma conservação mais eficiente. A salga foi muito utilizada nessa época, transformando a carne em carne-seca. A adição de açúcar em frutas também surgiu na mesma época.

Na China, era usado gelo (recolhido nas superfícies dos rios e lagos congelados e conservado cuidadosamente, em poços cobertos com palha) com a finalidade de conservar o chá que consumiam. As civilizações gregas e romanas que também aproveitavam o gelo recolhido no alto das montanhas para preparar bebidas e alimentos gelados (Ferraz e Gomes, 2008).

Estudos realizados por cientistas, entre eles o célebre químico francês Louis Pasteur, demonstraram que alguns tipos de bactérias são responsáveis pela putrefação dos alimentos e por muitos tipos de doenças e epidemias. Ainda através de estudos, ficou comprovado que a contínua reprodução das bactérias poderia ser impedida em muitos casos, ou pelo menos limitada, pela aplicação de frio, isto é, baixando suficientemente a temperatura do ambiente em que os mesmos proliferam. Essas conclusões provocaram, no século XVIII, uma grande expansão da indústria do gelo, que até então se mostrava incipiente (Ferraz e Gomes, 2008).

Distinguem-se diferentes meios de conservação, aqueles que permitem destruir parte ou totalidade dos microrganismos e outros que impedem ou

retardam o crescimento dos microrganismos de alteração. Como processos de conservação nos dias de hoje temos os aditivos alimentares, atmosfera modificada, conservação pelo calor, conservação pelo frio, desidratação, secagem e filtração, entre outros (Ferraz e Gomes, 2008).

A indústria dos alimentos congelados expandiu-se poucas décadas depois da Segunda Guerra Mundial (Ho *et al.*, 2010). A evolução deu-se a partir do gelo natural, mas como se estava muito dependente do clima, engenheiros e investigadores voltaram-se para a busca de meios e processos que permitissem a obtenção artificial de gelo, libertando o homem da dependência da natureza. Como consequência desses estudos, em 1934 foi inventado, nos Estados Unidos da América, o primeiro sistema mecânico de fabricação de gelo artificial. Durante meio século foram surgindo vários aperfeiçoamentos nos processos de fabricação de gelo artificial, no entanto essa evolução foi sendo travada, visto que, a população em geral tinha a crença que o gelo produzido artificialmente era prejudicial para a saúde humana. Em 1890, o inverno dos Estados Unidos da América, foi pouco rigoroso, como consequência, quase não houve formação de gelo nesse ano. A situação obrigou que se usasse gelo artificial, quebrando o tabu existente. Surgiram então os primeiros frigoríficos (Fig. 1), que eram constituídos por um recipiente, quase sempre isolado por meio de placas de cortiça, dentro do qual eram colocadas pedras de gelo e os alimentos a ser conservados. A fusão do gelo absorvia parte do calor dos alimentos e reduzia, de forma considerável, a temperatura no interior do espaço refrigerado. Apenas em 1918 surgiu o primeiro frigorífico automático, que funcionava a eletricidade, fabricado pela Kelvinator Company, dos Estados Unidos da América. A partir de 1920, a evolução deste tipo de equipamentos foi exponencial (Ferraz e Gomes, 2008).

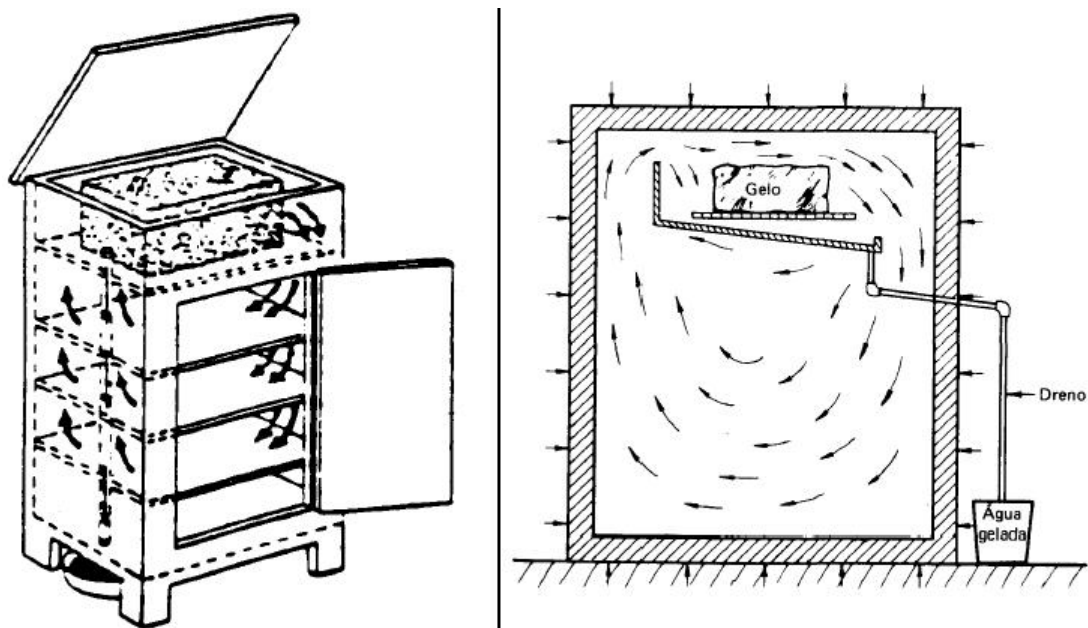


Fig. 1 - Modo de funcionamento dos primeiros frigoríficos (Ferraz e Gomes, 2008).

1.2. Sector das Carnes

Em todo o mundo cerca de 4 a 5 milhões de animais quadrúpedes são abatidos a cada dia que passa, para satisfazer as exigências de carnes vermelhas e seus derivados (suínos, bovinos, ovinos, caprinos e veados são alguns exemplos). A maioria desses animais é abatida em matadouros comerciais sob vigilância, no entanto uma pequena percentagem são abatidos em quintas.

1.2.1. Saneamento

As boas práticas podem ser aplicadas a todas as etapas do processamento dos alimentos, não só para proteger os consumidores finais, mas também os requisitos da aparência dos alimentos. Os passos relativos ao processamento da carne encontram-se expostos no fluxograma exposto na Fig. 2.

Passos do processamento da carne

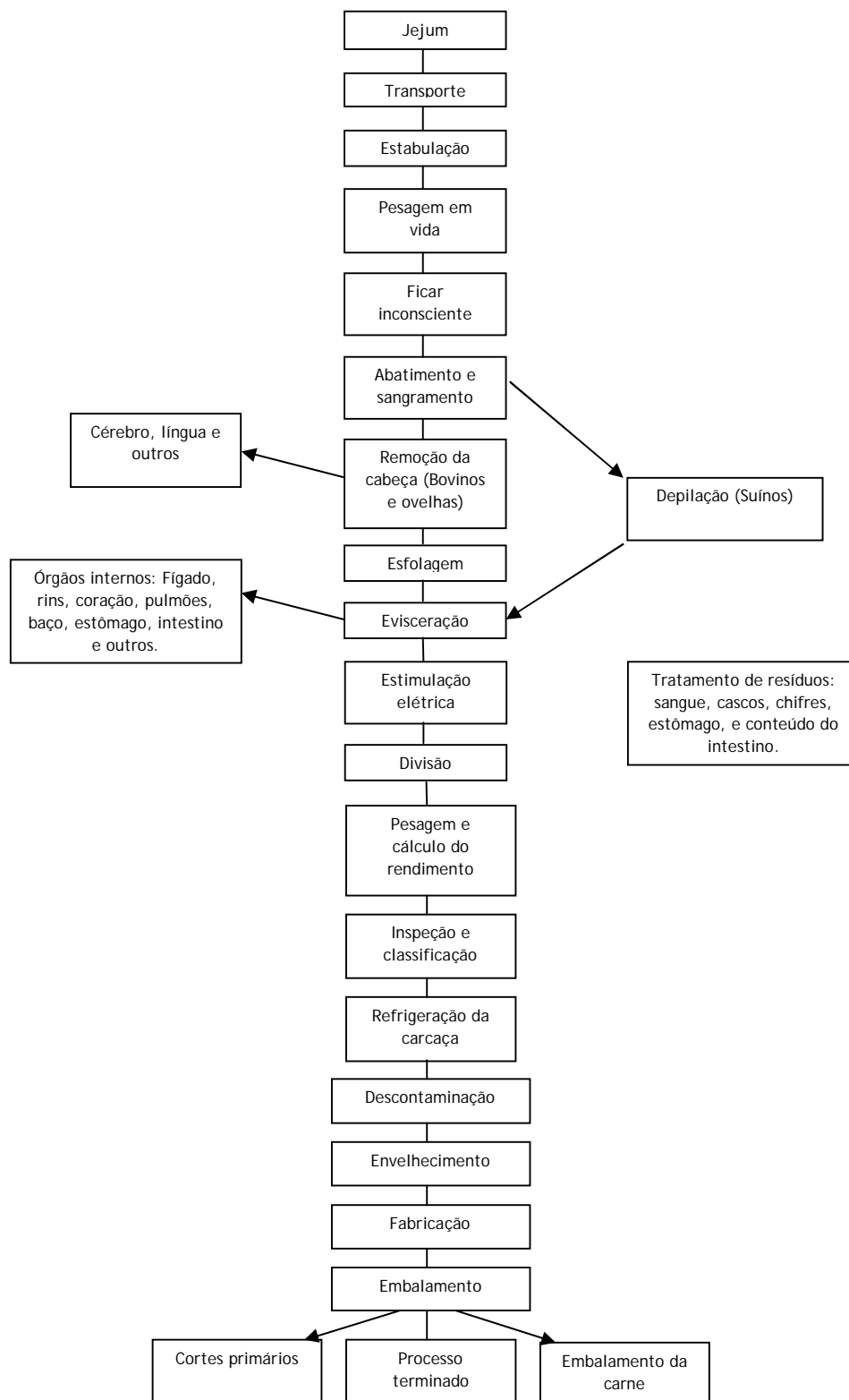


Fig. 2 - Passos do processamento de carne (ASHRAE, 2006).

Os mesmos princípios podem ser aplicados em relação ao saneamento dos edifícios e equipamentos.

A utilização adequada das boas práticas de higiene pode minimizar o crescimento e contaminação bacteriana. Isso envolve a utilização de matérias-primas limpas, água e ar limpo, tratamento sanitário, bom controlo de temperatura (refrigeração e congelamento), e escrupulosa limpeza das superfícies em contacto com o produto quando são colocados novos produtos nas mesmas.

Os produtos pré cozinhados apresentam problemas adicionais, devido às condições favoráveis para o crescimento bacteriano assim que ficam abaixo dos 55 °C.

O crescimento bacteriano não é tão rápido a temperaturas abaixo dos 5 °C, apesar de existirem microrganismos que conseguem sobreviver ao congelamento e armazenamento prolongado. Abaixo dos -10 °C, as bactérias estão dormentes, algumas células das bactérias morrem durante o armazenamento, no entanto a atividade das sobreviventes é renovada rapidamente com o aumento da temperatura. O melhor procedimento seria cozinhar os alimentos sem descongelamento.

As regras de HACCP (*Hazard Analysis and Critical Control Point*) recomendam que as carcaças de carnes vermelhas e outras variedades de carne devem ser refrigeradas a 5 °C num prazo máximo de 24 horas. Esta temperatura deve ser mantida durante a exposição, armazenamento e transporte dos produtos.

1.2.2. Refrigeração e armazenamento de carcaças.

Um dispositivo de refrigeração remove o calor da carcaça o mais rápido possível. Os efeitos secundários, como a redução de massa das carcaças devido à rápida descida da temperatura, o que pode reduzir a suavidade do produto, têm que ser considerados. A estimulação elétrica pode minimizar a redução de massa das carcaças devido ao frio. A rápida redução da

temperatura é importante para reduzir o crescimento de microrganismos que existem na superfície da carcaça. As condições de temperatura, humidade e movimento do ar devem ser consideradas para atingir as temperaturas na carne desejadas, dentro do tempo limite, e ao mesmo tempo prevenir o excessivo encolhimento, contaminação óssea e descoloração. A carcaça deve ter sempre uma aparência fresca e luminosa. A pulverização de água fria de forma intermitente em carcaças de bovinos de 3 a 8 horas durante a refrigeração é um procedimento normal nos matadouros comerciais. Esta prática reduz as perdas evaporativas e velocidade de arrefecimento. Este processo diminui o fenómeno do encolhimento de carcaças refrigeradas.

Os regulamentos não permitem que a carcaça refrigerada exceda a massa da carcaça quente pré-lavada.

A carcaça é arrefecida por arrefecimento evaporativo. Por este método, os tecidos à superfície ficam secos e a humidade desloca-se em direção à superfície, onde evapora. O equilíbrio é alcançado quando a diferença de temperatura é mínima, diminuindo as perdas por evaporação. As reduções de massa, normalmente perdas evaporativas, variam entre 7,5 a 2% (Kastner, 1981).

Allen *et al.* (1987) descobriram que as carnes arrefecidas através de pulverização de água fria têm perdas de 0,3% em comparação com 1,5% das que não utilizam este método. A lavagem das carcaças, a duração do ciclo de pulverização, e a gordura da carcaça também afetam o encolhimento. Com a utilização dos métodos adequados, o encolhimento provocado pelo arrefecimento pode ser quase eliminado.

A pulverização de água fria poderá originar uma redução moderada no encolhimento das carcaças durante o arrefecimento sem ter uma influência prejudicial na qualidade dos músculos.

Alguns estudos com carne de bovinos e suínos indicam que a população bacteriana, com arrefecimento convencional ou com pulverização de água fria, não é afetada pelo método de arrefecimento (Dickson, 1991). Contudo Acuff *et al.* (1991) mostraram que a utilização de desinfetantes acresce

uma redução significativa no número de bactérias nas carcaças (0,02% de solução de cloro ou 1 a 3% de ácidos orgânicos).

1.2.3. Tempo de arrefecimento

Embora certos princípios sejam idênticos, a refrigeração de carcaças de bovino e de suíno difere substancialmente. A carcaça de carne de bovino maciça é apenas parcialmente refrigerada no final do período padrão durante a noite. Em média as carcaças de carne de suíno podem ser totalmente refrigeradas em 8 a 12 horas (não estando pronta para corte). Durante o restante período apenas se realiza o equilíbrio térmico.

As carcaças de bovinos sem peles e destinadas em grande parte para venda como carnes frescas, devem ser refrigeradas a temperaturas suficientemente altas para evitar o congelamento e danos na aparência. As carcaças de suíno, com pele, devem tolerar uma certa quantidade de congelamento na superfície. As carcaças de bovino podem ser refrigeradas com um encolhimento de 0,5%, enquanto que as de suíno resultam um encolhimento de 1,25% a 2% (ASHRAE, 2006)

A maior parte da refrigeração da carne de bovino (16 a 20 horas) é feita durante a noite em salas refrigeradas com uma elevada humidade e capacidade de circulação de ar. O restante processo de refrigeração até atingir o equilíbrio térmico ocorre durante o período de armazenamento que é em média 24 horas mas pode ser alargado para 48 a 72 horas, normalmente numa sala de conservação separada, com baixa capacidade de refrigeração e de circulação do ar.

Alguns distribuidores carregam para embarque um dia após o abate, porque alguns veículos de transporte refrigerados têm uma grande capacidade para remover o calor residual durante os primeiros dois dias em trânsito. Esta prática é muito importante na entrega rápida de carnes frescas para o mercado.

1.2.4. Sistemas de refrigeração

De acordo com a ASHRAE (2006), os sistemas de refrigeração comumente utilizados na refrigeração, assim como nas salas de conservação de carcaças, utilizam amônia como fluido primário e são normalmente de três tipos:

- Serpentina seca;
- Pulverização de salmoura gelada;
- Serpentina de pulverização.

Os sistemas de arrefecimento de serpentina seca constituem a maioria das instalações de arrefecimento e salas de conservação. Estes sistemas normalmente incluem unidades de refrigeração equipadas com serpentinas, equipamento de descongelamento e ventiladores para promoverem a circulação de ar ou vapor. As serpentinas são normalmente alhetadas com espaçamento de 6 a 8 mm, ou com espaçamento variável para evitar a formação de gelo que reduz a transferência de calor e aumentar a perda de carga da instalação.

Os sistemas de serpentina seca funcionam com temperaturas de superfície abaixo dos 0 °C. As serpentinas devem ser descongeladas periodicamente, geralmente a cada 4 horas, e cada 24 horas para serpentinas com 6 a 8 mm de espaçamento entre alhetas.

O descongelamento pode ser feito manualmente ou automaticamente através dos seguintes métodos:

Gás quente de descongelamento: introduz diretamente o gás no sistema, através do compressor atingindo as serpentinas, com os ventiladores desligados. A aspiração do evaporador é estrangulada para manter uma pressão na serpentina de cerca de 400 a 500 kPa (aproximadamente 5 °C a 10 °C). Em seguida as serpentinas agem como condensadores e fornecem calor para derreter a camada de gelo. O gás quente de descongelamento atua rapidamente, necessitando de 10 a 30 minutos para completar a descongelação.

Descongelamento através da pulverização da serpentina: é também realizada com os ventiladores desligados, pulverizando as superfícies da serpentina com água, a qual fornece calor para derreter a camada de gelo. Água entre 10 °C a 25 °C pode ser usada para evitar o congelamento nas serpentinas. Devem-se tomar precauções para que as linhas de drenagem não congelem. Este método poderá ser mais rápido que o de gás quente de descongelação.

Sala com ar de descongelação: (para salas a 2 °C ou temperatura superior) é realizada com os ventiladores ligados, nos quais as linhas de alimentação e aspiração estão fechadas (com alívio da pressão a partir da serpentina para a linha de aspiração), para permitir que seja derretida a película de gelo através de convecção do ar que flui entre as serpentinas. A refrigeração continua durante o descongelamento, no entanto há uma consequente redução da taxa de refrigeração. Este processo é muito lento, poderão ser necessários desde 30 minutos a algumas horas.

Descongelação elétrica: utiliza resistências elétricas com os ventiladores tanto desligados como ligados. Durante a descongelação o fluxo do refrigerante é interrompido.

As unidades de refrigeração podem ser descongeladas por qualquer um dos três métodos ou com a combinação dos três primeiros métodos. Todos os métodos envolvem a redução da capacidade de refrigeração, que varia com a perda de tempo e a entrada de calor (ASHRAE, 2006).

Os sistemas de arrefecimento de pulverização de salmoura gelada foram substituídos por outros, visto que, necessitavam de um espaço de construção de grandes dimensões, tinham uma baixa capacidade inerente e dificuldade de controlo (ASHRAE, 2006).

Os sistemas de arrefecimento de serpentina de pulverização, consistem em unidades de refrigeração equipadas com serpentinas, bancos pulverizadores de água salgada, e ventiladores para promover a circulação do ar ou vapor. A refrigeração é fornecida pelo refrigerante primário nas serpentinas. A recirculação de água salgada ou não salgada é continuamente pulverizada sobre as serpentinas, eliminando a formação de gelo e a necessidade de períodos de descongelação. A salmoura mais usada é o cloreto de sódio, com soda cáustica ou outro aditivo que controle o pH. Como a salmoura de cloreto de sódio é corrosiva, os tubos das serpentinas normalmente encontram-se protegidos. A salmoura é também altamente corrosiva para o sistema de transporte e outros equipamentos do sistema de refrigeração. Água glicolada com adição de inibidores de complexos é outra solução de pulverização usada em vez do cloreto de sódio. Tal como acontece com a salmoura de cloreto de sódio, a água glicolada é constantemente diluída pela humidade condensada para fora dos espaços que estão a ser refrigerados e deve ser concentrada por evaporação da água a partir dele. A nova concentração requer equipamento especial para minimizar as perdas de glicol. Os resíduos que são acumulados nos concentradores podem tornar-se num problema operacional. Para evitar esta situação, os aditivos e pH devem ser rigorosamente controlados. Nas serpentinas alhetadas é normalmente usada água glicolada.

Uma vez que a água glicolada não é corrosiva quando comparada com o cloreto de sódio, reduz-se bastante o custo da construção da unidade de refrigeração, bem como a manutenção do equipamento e do espaço.

1.2.5. Outros sistemas

Uma atenção considerável é direcionada para o projeto de sistemas que reduzem a quantidade de arrefecimento evaporativo no momento da entrada no sistema de refrigeração e eliminam a condensação e o gotejamento. Obtiveram-se bons resultados utilizando túneis de frio por onde são feitos passar os produtos antes de entrar na sala de refrigeração.

O volume de condensado no teto é reduzido porque a taxa de arrefecimento evaporativo é reduzida proporcionalmente ao grau de arrefecimento da parede. A diminuição da utilização da água quente durante a limpeza, uma melhor limpeza a seco, o controlo do tempo de limpeza e a utilização de suportes de madeira, são fatores que ajudam a diminuir a condensação na sala de refrigeração (ASHRAE, 2006).

A qualidade e o rendimento do armazenamento podem ser melhorados, com o preenchimento simultâneo de várias salas, encurtando o tempo de arrefecimento. Este efeito tem que ser compensado com mais salas de refrigeração. A refrigeração completa é mantida no início do preenchimento, logo, o pico de carga é reduzido. O corte de carcaças quentes pode ser iniciado apenas com um pequeno arrefecimento (ASHRAE, 2006).

1.2.6. Disposição das carcaças e consequente capacidade

Para assegurar uma circulação do ar eficaz, é necessário considerar várias medidas e restrições. As carcaças são suportadas em carris fixos no teto, em que os topos dos carris devem estar pelo menos entre 3 a 4 metros acima do chão. As carcaças não podem tocar umas nas outras, pelo que o espaçamento entre elas varia com o tamanho da carcaça, sendo em média de 750 milímetros.

A temperatura corporal de um animal de abate é de cerca de 39 °C. Após o abate, as alterações fisiológicas geram calor e tendem a aumentar a temperatura da carcaça, enquanto que a perda de calor através da superfície diminui. Para minimizar a deterioração, a temperatura da carcaça deve ser reduzida, tão rapidamente quanto possível, para 1,5 °C. Na prática, as temperaturas comuns no primeiro dia de frio, são de 1,5 °C a 7° C na superfície e de 15 °C nos locais de maior quantidade de massa.

Uma sala refrigerada com temperatura do ar a 1 °C e 90% de humidade relativa do ar irá manter a carcaça bem refrigerada, e com boa aparência (Thatcher e Clark, 1968).

1.2.7. Refrigeração e Secagem

A refrigeração de carcaças segue um conjunto de curvas conforme as expostas na Fig. 3. De salientar que alguma perda de calor ocorre antes da carcaça entrar na sala de refrigeração. A taxa de refrigeração está dependente das condições externas, ou seja, condições de Verão e de Inverno, uma vez que estas influenciam o desempenho do sistema. A taxa de transferência de calor aumenta com o aumento da velocidade do ar, e com uma menor temperatura do ar, no entanto estes parâmetros estão limitados, uma vez que, é necessário evitar a congelação superficial.

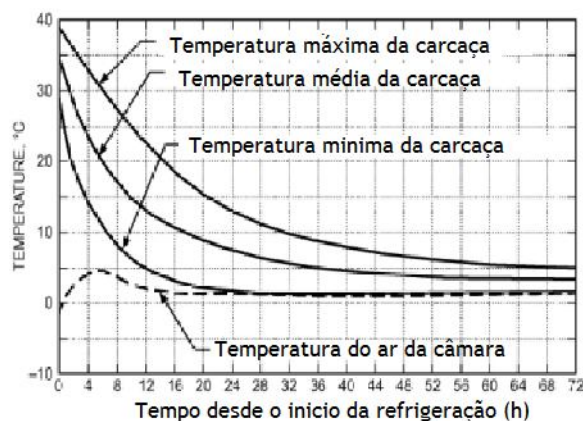


Fig. 3 - Curvas de refrigeração de carcaças de bovinos (ASHRAE, 2006).

Na Fig. 4 pode-se observar as diferenças de pressão da superfície da carcaça, e da pressão da sala de refrigeração, assim como a curva de encolhimento.

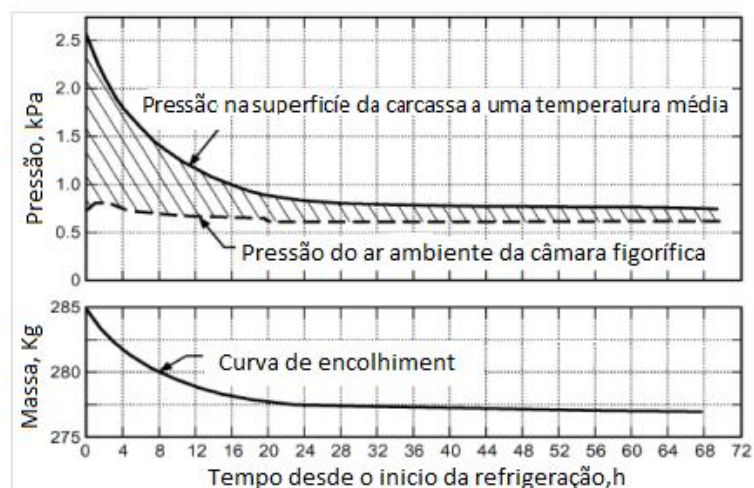


Fig. 4 - Curvas da taxa de encolhimento de carcaças de bovinos (ASHRAE, 2006).

As alterações de massa que ocorrem durante a refrigeração de uma carcaça de carne de bovino encontram-se na Tabela 1.

Tabela 1. Alterações de massa numa carcaça de carne de bovino (ASHRAE, 2006).

Refrigeração	Massa, kg
Massa seca inicial	279
Água absorvida na lavagem	3,6
Massa húmida inicial	283
Água utilizada na refrigeração com insuflação	7,3
Gotejamento	4,5
Massa no máximo depois do abate	287
Massa perdida 8 a 24 horas depois do abate	8,1
Armazenamento	
Massa perdida/dia	1,4
Massa final (48 h depois do abate)	278

1.2.8. Carne embalada

A maioria da carne que sai de um matadouro é para ser embalada em vácuo e dividida de acordo com as suas características. Desta forma, os clientes

podem comprar apenas as partes em que estão interessados e consequentemente diminuir os desperdícios. O embalamento a vácuo com adição de dióxido de carbono, azoto, ou uma combinação de gases tem as seguintes vantagens:

- Cria condições anaeróbias, impedindo o crescimento de bolor;
- Oferece melhores condições de higiene;
- Retém a humidade e retarda o encolhimento;
- Impede a entrada de bactérias e prolonga a vida útil de exposição;

A refrigeração continua depois do embalamento, uma vez que a exclusão de oxigénio ou a adição de gases não diminui a velocidade da ação enzimática nos músculos (ASHRAE, 2006).

1.2.9. Carne de suíno

As câmaras de refrigeração de carnes de suíno têm de contemplar as seguintes características:

- Refrigeração tão rápida quanto possível, para retardar o desenvolvimento de bactérias e prevenir a deterioração;
- Encolhimento devido ao frio, 0,1% a 0,2%;
- Carcaças firmes, secas e brilhantes. Sem congelamento da superfície ou no interior da carcaça, de forma a proporcionar um corte eficiente.

A altura do trilho de suporte deve ser de 2,75 metros para fornecer uma boa circulação do ar. Para evitar o contacto entre carcaças as vigas devem estar espaçadas com um mínimo de 760 mm. O espaçamento de cada suíno varia de acordo com o tamanho dos mesmos, mas em média para uma carcaça de 80 kg o espaçamento é de cerca de 330 mm (ASHRAE, 2006).

1.2.10. Carne fresca de suíno

As carnes frescas de suínos são normalmente embaladas no local do corte. Se não forem enviadas para o vendedor/distribuidor no mesmo dia, devem ser mantidas em câmaras de refrigeração com uma temperatura de -7°C a -2°C .

As câmaras de refrigeração podem ser do tipo serpentinas secas com gás de descongelação, ou pulverização de salmoura gelada. As câmaras devem ter difusores para evitar a exposição direta das carcaças ao ar injetado. Como o produto é embalado e acondicionado num curto espaço de tempo, o controlo de humidade não é muito importante (ASHRAE, 2006).

1.2.11. Refrigeração e armazenamento de vários tipos de carne

A temperatura da carne deve ser reduzida rapidamente a -2°C a -1°C para reduzir a deterioração. A utilização de caixas grandes é particularmente desadequada, pois a carne aí disposta é difícil de refrigerar. Em caixas com mais de 75 mm de espessura, pode ser adicionado gelo seco no centro da caixa e deste modo aumentar a eficácia da refrigeração (ASHRAE, 2006).

1.2.12. Refrigeração rápida

Um túnel de refrigeração rápida deve ser concebido, para funcionar com ar a uma temperatura de -30°C a -40°C , e com velocidades de ar sobre o produto de 2,5 m/s a 5 m/s. Durante o carregamento inicial a temperatura do ar poderá aumentar para -20°C . No projeto de unidades de refrigeração rápida, são utilizadas serpentinas com ventiladores axiais para a circulação do ar.

O método de descongelamento recomendado faz uso de água e/ou gás quente. O tempo necessário para refrigerar um produto depende da profundidade do produto, do tamanho dos pedaços individuais, da temperatura e velocidade do ar. Normalmente 0,5 a 4 horas é um período

de frio satisfatório para atingir a desejada temperatura de $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$. Outra vantagem deste método é baixo encolhimento, cerca de 0,5 a 1% (ASHRAE, 2006).

A Tabela 2 indica a vida útil de armazenamento de produtos de carne, em função de várias temperaturas.

Tabela 2. Vida útil de armazenamento de carnes (ASHRAE, 2006).

Produto	Meses			
	Temperatura $^{\circ}\text{C}$			
	-12	-18	-23	-29
Carne Bovino	4 a 12	6 a 18	12 a 24	12
Carne Ovino	3 a 8	6 a 16	12 a 18	12
Carne de Veado	3 a 4	4 a 14	8	12
Carne de Porco	2 a 6	4 a 12	8 a 15	10
Carne de vitela picada	3 a 4	4 a 6	8	10
Enchidos de porco	1 a 2	2 a 6	3	4
Presuntos e bacon	1 a 3	2 a 4	3	4
Presuntos e bacon, não curados	2	4	6	6
Figado de Bovino	2 a 3	2 a 4		
Alimentos cozinhados	2 a 3	2 a 4		

1.2.13. Carnes congeladas

A comercialização de carnes congeladas poderá ter muitas vantagens em relação aos produtos frescos, uma vez que permite uma produção em massa e assim reduzir os custos.

1.2.14. Qualidade das carnes congeladas

A seguir ao abatimento de um animal, as reações fisiológicas e bioquímicas continuam até 32 horas depois. A congelação da carne antes deste ciclo estar completo faz com que a carne fique dura.

A carne de suíno congelada tem um sabor mais pobre, com um maior tempo de manutenção após o abate.

O congelamento afeta:

- **Cor** - A cor da carne congelada depende da taxa de congelação. Testes em bifes de bovino que foram congelados por imersão em líquido ou a uma exposição de ar entre -30 °C e -40 °C, revelaram que o congelamento a -30 °C produziu uma cor mais semelhante ao do produto não congelado. Uma temperatura inicial da carne de 0 °C foi necessária para obter os melhores resultados (Lentz, 1971).
- **Sabor e maciez** - o sabor não parece ser afetado por congelamento, mas a sensibilidade pode ser afetada, dependendo da condição da carne e da temperatura final de congelamento. Um rápido congelamento a temperaturas baixas traz uma maior sensibilidade, no entanto não se chegou a nenhum consenso à cerca deste assunto (Lentz, 1971).
- **Gotejamento** - a taxa de congelação geralmente afeta a quantidade de gotejamento, e a perda de vitaminas através das superfícies de corte após o descongelamento. Um congelamento rápido tende a reduzir o gotejamento, embora muitos outros fatores, tais como o pH da carne, também tem efeito sobre o gotejamento.
- **Alterações na gordura** - A uma temperatura de -21 °C, a gordura da carne de suíno tem alterações significativas em 112 dias, enquanto que a carne de bovino não tem qualquer alteração em 260 dias à mesma temperatura. As temperaturas de -30 °C a -35 °C durante um ano não há qualquer alteração nos dois tipos de carne.

Relatórios sobre o efeito de diferentes temperaturas de armazenagem sobre a oxidação de gordura de carne congelada indicam que uma temperatura de -20°C ou inferior é desejável (ASHRAE, 2006). Cortes de gordura de suíno realizados em -6 °C, -12 °C, -18 °C e -23 °C mostram aumentos no valor de peróxidos, ácidos gordos e são mais pronunciados nas duas temperaturas mais elevadas. Para armazenamento de 48 semanas, uma temperatura de -18°C ou inferior é essencial para evitar alterações de gordura. Carne moída e rissóis de carne de suíno moída armazenados a temperaturas de -12 °C, -18 °C e -23 °C indicam que as carnes devem ser

armazenados a $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ ou inferior para apresentarem boa qualidade após 5 a 8 meses. Para armazenamento mais longo, $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ é desejável (ASHRAE, 2006).

Em carnes confeccionadas, o congelamento é mais crítico, uma vez que em 3 meses a uma temperatura entre $-9\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $-11\text{ }^{\circ}\text{C}$, a deterioração é já bastante acentuada (ASHRAE, 2006).

1.3. O problema em estudo e a sua relevância

No mundo em que vivemos, o desenvolvimento encontra-se intimamente ligado ao aumento do consumo energético. É necessário inverter esta tendência. Para tal, é necessário atuar com urgência, uma vez que são necessários muitos anos para se por em marcha a inovação no sector energético.

Os dirigentes da União Europeia em 2007 propuseram um triplo objetivo para 2020, habitualmente designado por “20-20-20”, 20% do consumo de energia ser proveniente de fontes renováveis, aumentar 20% a eficiência energética e reduzir em 20% a emissão de gases que provocam o efeito estufa.

Um problema que a Europa tem de enfrentar é o aumento da dependência das importações energéticas que se tem verificado nos últimos anos, com a agravante de estas serem provenientes na maioria dos casos de um número restrito de países e muitos deles assolados pela insegurança. Por exemplo metade do gás natural que é consumido na Europa é proveniente apenas de três países, Rússia, Noruega e Argélia como se pode observar na Fig. 5. O preço dos combustíveis fósseis fez uma grande escalada nos últimos anos, no entanto, este facto pode acelerar o processo de investigação e inovação no sector energético. A emissão de gases poluentes é também um assunto que nunca pode ser esquecido, caso contrário o mundo terá de enfrentar graves consequências para as suas economias e ecossistemas.

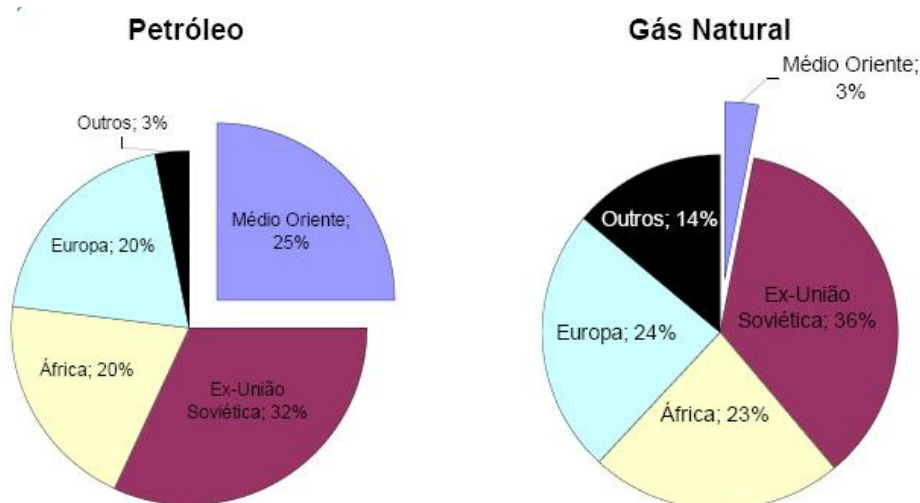


Fig. 5 - Origem do petróleo e gás natural consumidos na União Europeia (Machado, 2008).

A Europa teve a necessidade de elaborar um documento onde se pode estabelecer uma estratégia energética. Assim sendo, foi elaborado o livro verde (COM, 2006), que assenta em três pilares essenciais: conciliar o desenvolvimento sustentável, competitividade e segurança do aprovisionamento. Deste modo o livro verde apresenta seis grandes domínios em que é necessária ação para responder aos desafios energéticos que se perspetivam. Um dos domínios apresentados refere *"Para a segurança e competitividade do aprovisionamento energético: rumo a um cabaz energético mais sustentável, **eficiente** e diversificado."*

É na melhoria da eficiência energética que as simulações por Dinâmica de Fluidos Computacional (*Computational Fluid Dynamics - CFD*), podem dar o seu contributo, nomeadamente na simulação do escoamento de ar em câmaras de refrigeração.

1.4. Objetivos e contribuição da dissertação

Tendo em conta as temáticas abordadas no item anterior, o principal objetivo da dissertação é contribuir para o aumento da eficiência energética e do desempenho térmico de câmaras frigoríficas para a

conservação e armazenamento de produtos cárneos vulgarmente utilizadas no setor agroindustrial. De notar que o trinómio: eficiência energética, desempenho térmico e segurança alimentar nunca podem ser dissociados neste caso específico, pelo que é objetivo desta dissertação analisar através de CFD, condições que potenciem ganhos nas três componentes.

O presente estudo tem como objetivo específico, a simulação do escoamento de ar e transferência de calor numa geometria tridimensional, onde é contemplada a via aérea como modo de transporte e armazenamento dos produtos cárneos. A transferência de calor é contemplada em regime permanente. A análise resultante da distribuição dos campos de velocidades e de temperaturas do ar, permite avaliar as condições de frio segundo as quais o equipamento está a funcionar. O propósito da análise será promover a eficiência energética e o desempenho térmico, nunca desancorando do cumprimento dos parâmetros que garantem a segurança alimentar dos alimentos.

1.5. Visão geral e organização da dissertação

A dissertação encontra-se organizada do geral para o particular no que toca à abordagem dos diferentes assuntos. Inicialmente é realizado um enquadramento da temática que envolve o estudo exposto na dissertação. Posteriormente com o avançar dos capítulos, são especificadas as temáticas de um modo gradual em termos de complexidade dos assuntos abordados, de modo a facilitar a sua compreensão. A dissertação divide-se em seis capítulos.

No *Capítulo 1* é feita uma introdução global do tema, onde é abordada a temática em que o presente estudo se enquadra. São também referidos os objetivos e as contribuições da dissertação.

No *Capítulo 2* é realizada uma descrição das estruturas envolvidas, assim como a revisão da bibliografia considerada mais relevante para o estudo.

No *Capítulo 3* é feita uma descrição extensiva da empresa que colaborou neste estudo, disponibilizando a câmara frigorífica a ser analisada. São também descritos todos os procedimentos e equipamentos utilizados na recolha de dados, que permitem analisar o funcionamento dos equipamentos de frio, assim como são indicadas as particularidades das condições de fronteira definidas no modelo numérico.

No *Capítulo 4* é descrito o modelo físico-matemático, onde são identificadas as equações de governo e o modelo de turbulência utilizado para a simulação do escoamento de ar e da transferência de calor na câmara frigorífica.

No *Capítulo 5* é analisado o modelo numérico iterativo que resolve as equações identificadas no *Capítulo 4*. Este capítulo contém também a descrição e especificações das condições de fronteira aplicadas no modelo computacional.

No *Capítulo 6* é desenvolvida a análise e discussão de resultados experimentais e numéricos. A comparação das duas análises permite chegar à validação do modelo numérico. É também neste capítulo que se apresenta um estudo paramétrico.

No *capítulo 7* é feita uma análise crítica a toda a dissertação, incluindo a identificação de possíveis causas que possam contribuir para previsões numéricas menos precisas. São também enumeradas possíveis melhorias que possam ser feitas ao presente estudo, no sentido de contribuir para o objetivo da dissertação, isto é, melhoria da eficiência energética e do desempenho térmico de câmaras frigoríficas de conservação de produtos cárneos.

2. Estado da arte

2.1. Introdução

Neste capítulo é realizada uma exposição de conceitos e de estudos de índole experimental e numérica com maior relevância para o estudo em questão, resultantes da bibliografia consultada. Pode-se desde já salientar que estudos de carácter científico e académico na área da refrigeração, no sector agroindustrial, são escassos.

Na parte inicial do capítulo é feita uma descrição dos tipos de câmaras frigoríficas existentes, bem como das principais características construtivas. Por fim são abordados artigos de índole numérica e experimental, cujo objetivo passa por perceber os processos já investigado na área da Dinâmica de Fluidos Computacional, identificando deste modo quais os principais parâmetros considerados, e quais poderão ser mais preponderantes na análise efetuada. No sub-capítulo relativo à exposição dos estudos experimentais, o objetivo é verificar os dados que necessitam de ser medidos no terreno, e qual a melhor forma de os medir.

2.2. Câmaras frigoríficas

Existem dois grandes grupos de câmaras frigoríficas, câmaras em alvenaria e câmaras modulares. De seguida são expostas as principais características de cada um dos tipos e os seus detalhes diferenciadores.

2.2.1. Câmaras em alvenaria

Estas câmaras apoiam-se em fundações convencionais. Nas câmaras de média e alta temperatura, as paredes são construídas diretamente sobre as fundações sendo o material isolante colocado entre a primeira e a segunda laje de betão. Nas câmaras de baixa temperatura, as paredes e a camada isolante apoiam sobre uma placa "suspensa", construindo-se deste modo uma câmara de ar. Nas paredes em alvenaria é colocada uma barreira de

vapor. Sobre essa barreira de vapor são colocadas duas ou três camadas de material isolante para que a espessura total seja adequada à temperatura interna e externa da câmara.

2.2.2. Câmaras modulares

Estas câmaras podem ser feitas em qualquer dimensão com a utilização de painéis que contêm isolante no seu interior, permitindo a redução de tempo na construção das fundações, na sua aplicação e na sua remoção. Os painéis de isolamento térmico são ligados entre eles por meio de junções metálicas. Esta solução permite uma aplicação bastante rápida, bem como, se necessário uma mudança na estrutura, nomeadamente quando é necessário ampliar as câmaras. Pode-se identificar uma câmara frigorífica modular com a observação da Fig. 6.

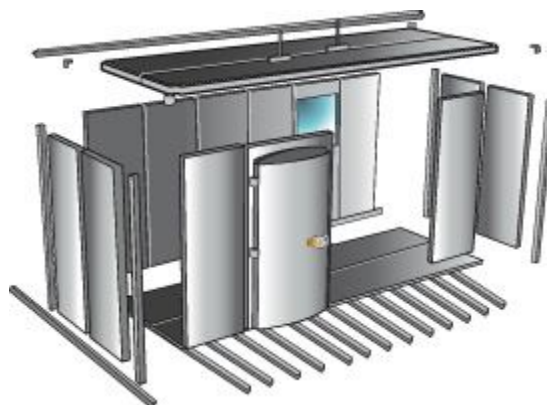


Fig. 6 - Desenho de câmara frigorífica modular (ColdKit, 2012).

2.2.3. Características construtivas

Um isolamento eficiente é dos aspetos mais importantes na construção de uma câmara, uma vez que, tem responsabilidade direta no aumento ou redução do consumo de energia elétrica, bem como na capacidade de refrigeração. O isolamento térmico considera uma baixa condutividade térmica e conseqüentemente uma elevada resistência térmica.

Entre os materiais isolantes (Fig. 7), responsáveis em grande parte pelo desempenho energético das câmaras frigoríficas, está-se a substituir o recheio de poliestireno expandido (EPS) pelo poliuretano (PUR) injetado. Apesar de ser um material mais caro, o poliuretano está a ser substituído principalmente na Europa e nos Estados Unidos da América. As razões são técnicas e ambientais. Primeiro, porque para a mesma espessura de isolamento, o painel com PUR apresenta um coeficiente global de transmissão de calor menor do que o de EPS, tornando-o um isolamento mais eficiente. Adicionalmente, porque a produção de poliuretano pode ser feita sem emissão de gases prejudiciais à camada de ozono (Chagas, 2006). A quantidade de material isolante a ser introduzida é diretamente proporcional às temperaturas de serviço e ambientais. Como exemplo, para a manutenção de temperatura interna na câmara entre 8 °C e 20 °C, uma camada de 60 mm de poliuretano expandido com densidade de 25 kg/m³ a 30 kg/m³ pode ser suficiente. Em contrapartida, para manter uma temperatura interna em torno de -30 °C, a espessura do mesmo material isolante deve ser superior a 200 mm (Chagas, 2006).

Material	Cortiça	Fibra de vidro	Poliestireno expandido	Poliuretano expandido
Densidade (kg/m ³)	100-150	20-80	10-30	40
Condutibilidade térmica (kcal/mh°C)	0,032	0,030	0,030	0,020
Resistência à passagem de água	Regular	Nenhuma	Boa	Boa
Resistência à difusão de vapor, em relação ao ar parado	20	1,5	70	100
Segurança ao fogo	Pobre	Boa	Pobre	Pobre
Resistência à compressão (kgf/m ²)	5.000	Nenhuma	2.000	3.000

Fig. 7 - Isolantes térmicos usados na construção de câmaras frigoríficas (Neves Filho, 2000).

O isolamento térmico é formado por materiais de baixa condutividade térmica, que como se pode observar na Fig. 7, são porosos. A transferência de calor ocorre, principalmente por condução. Nos espaços vazios ocorre também convecção e radiação, porém os valores respetivos são desprezáveis.

Os acessórios também têm evoluído, termostatos e controladores digitais de temperatura ganharam maior precisão e durabilidade, enquanto que as portas frigoríficas se tornaram mais eficientes e robustas, incorporando componentes fabricados com termoplásticos, eliminando problemas com oxidação.

Em relação ao piso das câmaras, quando uma câmara é mantida a uma temperatura relativamente alta (acima do ponto de solidificação), não é necessário isolar o piso, simplificando a construção. Além disso, o acréscimo do fluxo de calor através do piso não é tão alto para exigir um ajuste mais significativo nos equipamentos de refrigeração. Em todos os outros casos, o piso deve ser isolado de forma a evitar perdas de energia. Quando o piso estiver isolado, a instalação é aplicada no local. Para câmaras de congelados, devem ser tomadas precauções para evitar o congelamento do piso, visto que, vários materiais criam fissuras a baixas temperaturas.

Qualquer espaço refrigerado torna-se uma fonte de vapor em virtude da diferença de pressões de vapor entre o ar externo e o ar interno da câmara. É então necessária uma barreira de vapor. A humidade que penetrar no isolamento irá diminuir a resistência térmica, aumentando a perda de energia, podendo ainda danificar o isolamento por mudança de fase de líquido para sólido. A este fator ainda pode ser adicionada a sujidade que ao longo do tempo se deposita no material, aumentando a possibilidade de crescimento de microrganismos. A perda de eficiência do isolamento origina ainda um aumento na carga térmica de refrigeração, o que ocasiona um aumento no consumo de energia elétrica.

Existem três tipos de barreira de vapor:

- Uma camada fina de fluido ou plástico, aplicada na superfície exterior do isolamento;
- Películas de vedação (folhas plásticas e filmes de metal) aplicadas na superfície de suporte (quando o isolamento for interno);

- Proteção na forma de painéis pré-fabricados em forma de sanduíche, ou folhas de plástico. Deve ser assegurado que a barreira não esteja interrompida nas uniões dos painéis.

2.3. Estudos numéricos e experimentais

Ho *et al.* (2010) efetuaram uma simulação numérica da temperatura e da velocidade do ar na refrigeração de câmaras frigoríficas. O espaço refrigerado em estudo tem um conjunto de unidades de refrigeração tipo teto, instaladas na frente de conjuntos de paletes de produtos. Foram consideradas as diretrizes dadas por Tressler *et al.* (1968), em que para qualquer tipo de recipiente de armazenamento utilizado devem ser colocados de forma a permitir a circulação do ar em torno deles para melhorar a eficácia de arrefecimento. Para manter a circulação vertical, as embalagens não devem ser colocadas muito perto das paredes. Uma folga de 0,15 m deve ser guardada em torno de toda a câmara de armazenamento. São também necessários corredores entre as várias zonas de empilhamento. Fundamentalmente, para o manuseio de produtos deve ser planeada a existência de corredores para não perder muito espaço de armazenamento. As embalagens não devem ser empilhadas a 0,30 - 0,46 m abaixo do teto, ou 0,15 m abaixo da parte inferior das unidades de refrigeração. Embalagens de produtos congelados nunca devem ser empilhadas diretamente no chão, mas podem ser empilhadas em paletes ou em prateleiras, de preferência 0,10 m acima do chão. Uma folga de 0,05 m a 0,15 m de cada lado das paletes é necessária para providenciar um espaço livre de 0,10 a 0,30 m entre duas paletes, reduzindo assim a dificuldade de colocação e remoção de paletes bem como para induzir a circulação vertical do ar.

Soluções numéricas do fluxo de ar e da transferência de calor em estado estacionário foram obtidas utilizando um modelo tridimensional completo e um modelo bidimensional equivalente, para o qual se definiram dois planos de simetria (Fig. 8). Foram obtidos resultados a partir de ambos os modelos para verificar a concordância de previsões numéricas entre estes. A análise

paramétrica foi realizada utilizando o modelo equivalente com vários valores de velocidade do ar e localização das unidades de refrigeração. Verificou-se uma melhor eficácia de arrefecimento e uniformidade de temperatura no espaço refrigerado, que poderia ser conseguido usando uma maior velocidade de escoamento do ar e/ou localização das unidades de arrefecimento mais perto das paletes do produto.

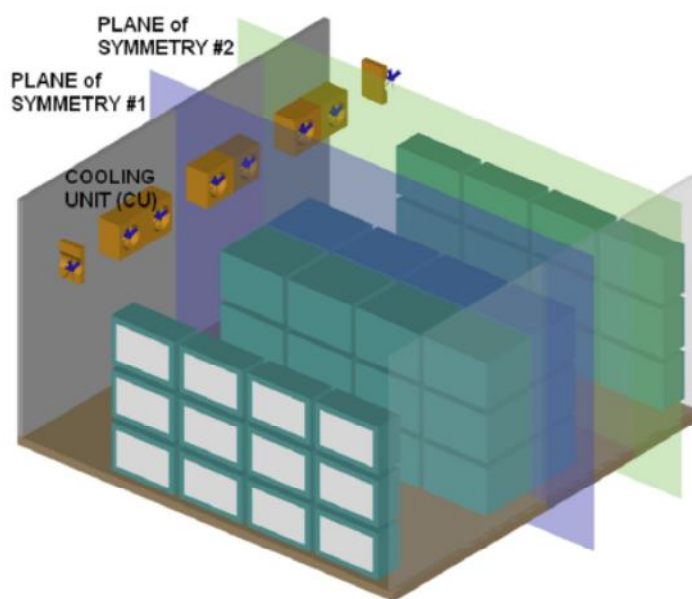


Fig. 8 - Câmara de refrigeração e planos de simetria (Ho *et al.*, 2010).

Para ter uma refrigeração eficaz com a temperatura uniforme em todo o espaço refrigerado, são considerados os seguintes parâmetros:

- Temperatura máxima do ar;
- Temperatura média do ar;
- Desvio padrão da distribuição da temperatura do ar, em relação à temperatura média do ar.

Os primeiros dois parâmetros expressam a eficácia do sistema. O último parâmetro representa a uniformidade da temperatura do ar, o qual também é um fator importante no armazenamento refrigerado.

Normalmente, a melhor situação, verifica-se quando a temperatura máxima, média e o desvio padrão do ar têm os valores mais baixos.

Hoang *et al.* (2000) efetuaram uma análise do fluxo de ar numa câmara frigorífica através de CFD. O modelo do fluxo de ar foi desenvolvido em estado estacionário do ar incompressível, fazendo uso das equações de Navier-Stokes (*Reynolds Averaged Navier-Stokes - RANS equations*). A turbulência foi simulada através de dois modelos, k- ϵ standard, e versão RNG (*Renormalisation-Group*). A circulação forçada de ar foi modelada de acordo com as características do ventilador e das tubagens do evaporador. Foi usado o método dos volumes finitos. A validação do modelo foi realizada por comparação dos cálculos de velocidade média do ar, com as velocidades médias do ar medidas através de uma sonda omnidirecional. O erro relativo da velocidade do ar é de 26%. Foi concluído, com esta análise, que o modelo de turbulência k- ϵ RNG não ajudou a melhorar a previsão dos resultados do escoamento de ar. Os autores também concluíram que para melhorar a previsão de resultados será necessária uma malha mais refinada e modelos de turbulência mais detalhados.

A taxa de refrigeração e a qualidade dos produtos alimentares numa câmara frigorífica são dependentes do campo de temperaturas do ar, o qual está estritamente ligado com o campo de velocidades do ar. Hoje em dia, a estrutura do escoamento em grande parte das câmaras frigoríficas está longe de ser perfeito, o que se torna um problema técnico para a redução de custos de energia, e para a melhoria da uniformidade da temperatura do ar dentro das câmaras frigoríficas. A metodologia de simulação por CFD é um método útil para obter benefícios consideráveis, com um baixo custo. No seguimento desta linha de ideias, Xie *et al.* (2006), realizaram um estudo, cujo objetivo principal foi desenvolver um modelo CFD válido para prever os campos de temperatura e velocidade do ar numa câmara frigorífica, e assim determinar os fatores que afetam a uniformidade destes dois campos. Com base em estudos anteriores, nesse

estudo foi proposto o modelo de turbulência $k-\epsilon$ e o algoritmo SIMPLE. Para validar a simulação numérica foram realizados ensaios experimentais dentro de uma câmara frigorífica, destinados à medição da temperatura do ar ambiente, que foi medida ao longo de um plano vertical, em 30 posições diferentes com o auxílio de termopares. A velocidade do ar na saída dos ventiladores que foi medida através de um anemômetro de copos. Esta medição foi feita em vários pontos da saída do ventilador, tendo obedecido a um padrão, como se pode observar na Fig. 9, tendo sido o valor imposto como condição de fronteira correspondente à média dos treze valores.

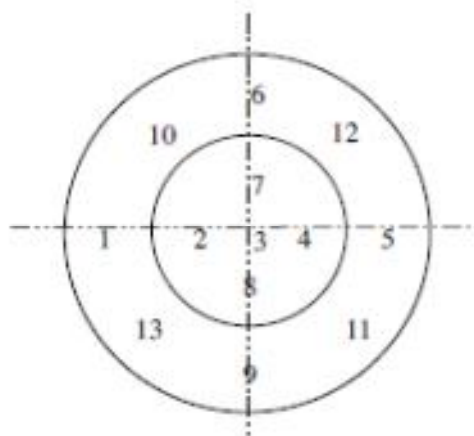


Fig. 9 - Padrão de medição da velocidade na saída do ventilador (Xie *et al.*, 2006).

Observou-se neste estudo, que os resultados da simulação que foi feita utilizando CFD estavam de acordo com os dados recolhidos experimentalmente. As aproximações que foram feitas no modelo, em relação à câmara frigorífica real, simplificaram o modelo mas limitaram a precisão do mesmo, como foi o caso das aproximações geométricas e as condições de fronteira uniformes. No entanto, o modelo desenvolvido neste estudo pode ser usado para prever um escoamento padrão numa câmara frigorífica. Alguns parâmetros de projeto, tais como, a velocidade do ar no ventilador, disposição dos produtos alimentares foram também abordados neste estudo. Na simulação CFD, o campo de temperaturas e velocidades do ar foram bastante afetados pelos parâmetros de projeto considerados.

A Dinâmica de Fluidos Computacional permite o estudo de parâmetros considerados relevantes no desempenho global de equipamentos. No caso em particular, no estudo de processos térmicos em câmaras frigoríficas. Possibilita a previsão de características, com a análise da distribuição de temperaturas do ar e do gradiente de velocidade do ar. Estes modelos são validados com o auxílio de análises experimentais. Podendo ser um grande apoio na concepção de projetos, melhorando a eficiência energética dos equipamentos.

3. Estudo Experimental

3.1. Considerações gerais

A análise experimental realizada tem como objetivo a caracterização da câmara frigorífica para a conservação de produtos cárneos, tendo em conta dois parâmetros, a temperatura e a velocidade do ar. Esta caracterização permite definir as condições de fronteira do modelo numérico, bem como, comparar os resultados obtidos através da simulação numérica com os parâmetros reais da câmara frigorífica para aferir o erro das previsões numéricas.

A análise experimental efetuada torna-se ainda mais importante, tendo em conta que a componente de refrigeração em estudo neste trabalho tem como objetivo a conservação de produtos alimentares durante a fase que antecede a sua comercialização. Neste período é imprescindível manter os produtos em bom estado sanitário, com boa aparência, odor, sabor e conteúdo nutritivo, uma vez que, todos estes fatores poderão afetar o valor comercial dos produtos e colocar em causa a saúde pública.

3.2. Descrição da empresa

3.2.1. Considerações gerais

A câmara frigorífica simulada e analisada está inserida na empresa Viegas & Lucito - Comércio de Carnes Verdes e Enchidos, Lda. Esta empresa situa-se no parque industrial do Tortosendo (Conselho da Covilhã).

A empresa Viegas & Lucito, Lda. dedica-se ao comércio e retalho de carnes verdes, bem como de produtos à base de carne, tendo como código de atividade económica (CAE) 52220.

A matéria-prima que entra na empresa corresponde a cerca de 3 toneladas por semana de vários produtos, tais como: carne de suíno, caprino, ovino, aves e bovino. Esta última representa mais de metade da matéria-prima.

Todos os produtos chegam em camiões refrigerados com uma temperatura limite de 4 °C. Uma pequena percentagem das carcaças que entram nas câmaras é desmanchada, cerca de 20%, ficando os produtos resultantes, posteriormente no máximo 24 horas armazenados em frio positivo até serem distribuídos aos clientes. Os produtos que são congelados, são embalados a vácuo ou em sacos. A maioria das carcaças que entram nas instalações da empresa, são apenas refrigeradas até seguirem novamente para a expedição, funcionando neste caso como entreposto, como se pode ver na Fig. 10.

Os produtos resultantes têm uma perda de 2% em relação à matéria-prima.

A empresa Viegas e Lucito, Lda. consome anualmente cerca de 38136 kWh de energia elétrica, tendo uma potência instalada de 41,41 kW.



Fig. 10 -Carcaças na câmara de refrigeração (Cortesia: Viegas e Lucito, Lda.).

3.2.2. Equipamentos e câmaras frigoríficas

Nas instalações da empresa existem três câmaras frigoríficas de refrigeração, uma câmara frigorífica de congelação, dois cais de carga e

descarga, uma sala de desmancha, escritórios, receção, instalações sanitárias, bem como uma casa de máquinas, a qual alberga os quadros elétricos e os compressores do sistema de frio expostos Fig. 11. Na mesma figura pode-se observar que o compressor situado mais à direita aciona o sistema de frio da câmara de congelação. Os restantes três compressores são utilizados pelo sistema de frio das câmaras de refrigeração. Todavia, só funciona um de cada vez, tendo deste modo um funcionamento em paralelo, aumentando significativamente a fiabilidade do sistema. A fiabilidade permite indicar por quanto tempo se deverão manter as características de qualidade definidoras de determinado equipamento (Douglas, 1997). A fiabilidade pode, então, ser definida como a capacidade de um determinado sistema ou equipamento desempenhar a sua função específica em condições definidas, por um determinado período de tempo (Cabrita e Silva, 2002).



Fig. 11 -Compressores do sistema de frio (Cortesia: Viegas e Lucito, Lda.).

A composição das paredes exteriores do edifício é feita por alvenaria na zona exterior, e painel sanduíche na zona interior com cerca de 100 mm de poliuretano. A cobertura tem também os mesmos 100 mm de poliuretano. As três câmaras de refrigeração são constituídas por painel sanduíche com 100 mm de poliuretano. O chão não tem qualquer isolante, e é constituído

por betão. A câmara de congelação, por sua vez, é constituída por painel sanduíche com 120 mm de poliuretano, tem como isolante no chão cerca de 300 mm de cortiça.

De referir que ambos os cais de carga e descarga, bem como, a sala de desmancha são climatizados, estando estabelecido uma temperatura máxima de 14 °C para aquelas zonas.

Os condensadores do sistema de frio estão localizados na cobertura do edifício. A cobertura tem a particularidade de ser mais elevada a Sul, ficando assim os condensadores algumas horas do dia com sombra, como se pode ver na Fig. 12. Na mesma figura pode-se observar que o condensador de maior dimensão pertence ao sistema de frio das câmaras de refrigeração, enquanto que, o condensador de menor dimensão pertence ao sistema de frio da câmara de congelação.



Fig. 12 -Condensadores na cobertura do edifício (Cortesia: Viegas e Lucito, Lda.).

Os evaporadores têm uma localização diferente consoante a câmara frigorífica. A Fig. 13 mostra as diferentes localizações de cada câmara frigorífica. No caso da câmara 2, câmara 3 e câmara de congelação, os evaporadores estão localizados na zona superior da porta. Nas zonas de

cais, sala de desmancha e câmara 1 os evaporadores estão localizados no teto, conforme exposto na Fig. 14. Todos os evaporadores têm descongelação através de resistências elétricas. Esta informação foi aferida tendo em conta a placa de características dos evaporadores, Fig. 15, na qual se pode observar a seguinte referência RWK/E. Por consulta do catálogo técnico do fabricante, CENTAURO, a sigla "RWK" é identificativa do modelo em questão, e "/E" significa que a descongelação no evaporador é assegurada por uma resistência elétrica.



Fig. 13 -Planta geral do edifício.



Fig. 14 -Localização dos evaporadores e via aérea, na câmara frigorífica 1 (Cortesia: Viegas e Lucito, Lda.).

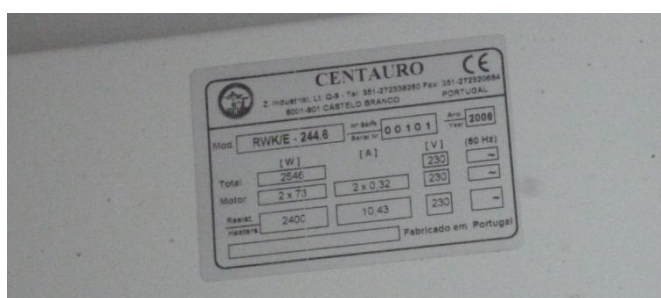


Fig. 15 -Placa característica de um evaporador(Cortesia: Viegas e Lucito, Lda.).

3.2.3. Câmara de refrigeração 1

A câmara de refrigeração 1 foi escolhida para o desenvolvimento do estudo experimental e de modelação numérica exposto nesta dissertação, uma vez que é utilizada a via aérea para armazenar e transportar as carcaças no seu interior, e é a única câmara de refrigeração na empresa Viegas e Lucito, Lda. que trabalha permanentemente. No campo da modelação numérica de câmaras frigoríficas, todos os estudos científicos disponíveis utilizam apenas paletes de medidas normalizadas. Deste modo, espera-se que os

resultados deste estudo sejam úteis para o projeto de câmaras frigoríficas onde seja utilizada a via aérea como meio de armazenamento e transporte dentro das câmaras frigoríficas.

Na Fig. 16 está representada a planta da câmara de refrigeração 1, a qual tem duas paredes expostas para o exterior, uma das quais virada a Sul. As linhas a vermelho representam a via aérea (ver também Fig. 14), onde os paralelepípedos a verde representam os evaporadores, enquanto que, os amarelos representam a localização da iluminação. Esta câmara frigorífica tem uma área de $6 \times 10 \text{ m}^2$, e uma altura de 3,2 m. As portas são de correr e com fecho manual apresentando $1,2 \times 2,2 \text{ m}^2$. Cada corredor da via aérea é separado por 1,0 m. A estrutura da via aérea está distanciada 1,0 m do teto da câmara frigorífica. Cada evaporador tem dois ventiladores, com um motor de 73 W cada um. Cada paralelepípedo de iluminação tem duas lâmpadas fluorescentes de 36 W cada.

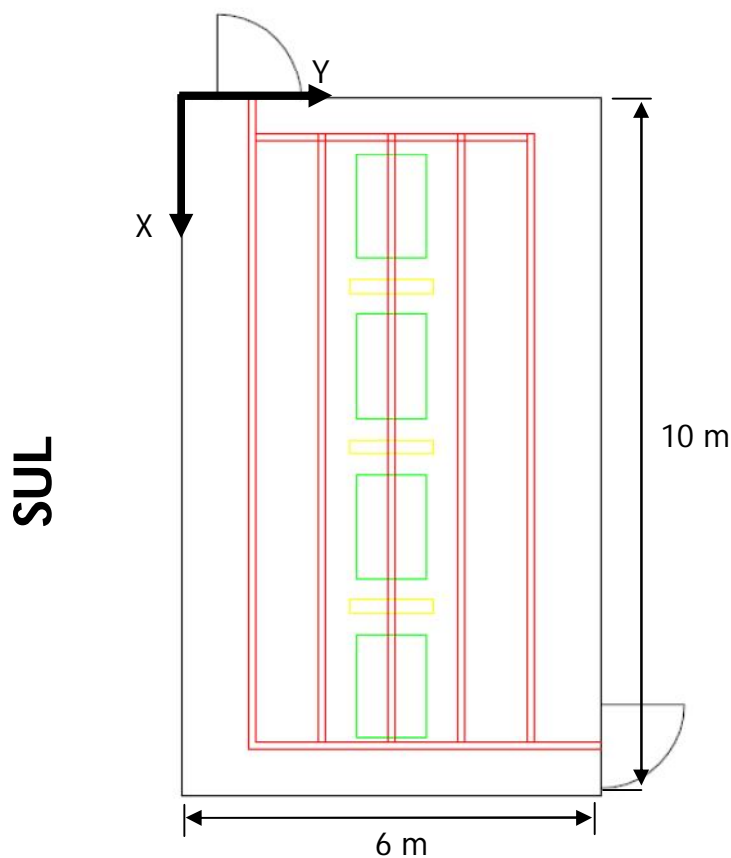


Fig. 16 -Planta da câmara de refrigeração 1.

3.3. Ensaio Experimental

3.3.1. Equipamento experimental

Anemómetro de turbina

Para efetuar as medições da velocidade do ar, foi utilizado um anemómetro de turbina, neste caso o modelo Testo 416, cujas especificações técnicas podem ser consultadas na tabela 3. A sonda turbina que o anemómetro utiliza para fazer as medições, está conectada de forma permanente, não sendo possível conectar qualquer sonda adicional. O aparelho também permite a visualização, no visor, do caudal volumétrico.

Tabela 3. Dados técnicos do anemómetro de turbina (Manual de instruções do modelo testo 416).

Dados técnicos	
Característica	Valor
Pâmetros	Velocidade (m/s)
Variáveis calculadas	Caudal volumétrico (m ³ /h)
Gama de medição	0,6...40m/s (0...60°C)
Resolução	0,1 m/s
Erro	± 0,2 m/s
Sonda	Sonda turbina telescópica 16 mm (conectada permanentemente)
Inervalo de medição	2/s
Temp. funcionamento	-20...50°C
Temp. armazenamento	-40...85°C
Alimentação	1 x pilha 9V
Autonomia	80 h
Directiva CE	2004/108/CEE

Termómetro

Na medição da temperatura do ar e das superfícies (paredes, chão e teto) foi utilizado um termómetro de alta precisão, modelo 54II da marca Fluke, que utiliza uma sonda termopar. Esta pode ser de sete tipos diferentes, através da qual é possível aferir as temperaturas. As suas especificações encontram-se disponíveis na tabela 4.

Tabela 4. Dados técnicos do termómetro (Manual de instruções do modelo Fluke 54 II)

Especificações	
Precisão	$\pm(0,05\% + 0,3^{\circ}\text{C})$ para as sondas J,K,T,E e N.
Resolução	$0,1^{\circ}\text{C} < 1000$ e $1^{\circ}\text{C} \geq 1000$
Vida útil da bateria	Aproximadamente 1000 horas

3.3.2. Dados recolhidos

Foram medidas diversas temperaturas e velocidades do ar no interior da câmara frigorífica. No caso da temperatura do ar, foi seguida a grelha exposta da Fig. 17 (grelha azul), na qual foi tido o cuidado de medir as temperaturas no centro dos evaporadores, no centro da iluminação, em vários pontos ao longo da via aérea e num ponto central, em frente às portas. Têm-se deste modo 45 medições num determinado plano horizontal. Este plano horizontal foi movimentado três vezes na vertical. A medição mais perto do chão foi feita a uma distância de 0,1 m. Esta medida foi considerada tendo em conta a norma ISO 7730, visto que, não existem normas para este tipo de medições em câmaras frigoríficas. As outras duas medições foram realizadas, a mais elevada, à altura da via aérea (2,2 m do chão), visto ser a zona mais elevada onde as carcaças poderão chegar. Por último, foram também realizadas medições num plano médio a cerca de 1,1 m do chão.

As medições da temperatura do ar, foram iniciadas às 9:00h do dia 23 de Agosto. Foram feitas algumas medições iniciais verificando-se que se tinha

atingido o equilíbrio térmico, uma vez que, numa zona em torno de um ponto a variação de temperatura era inferior ao erro do termómetro utilizado. Às 10:20h, o sistema de frio iniciou a descongelação dos evaporadores através de resistências elétricas, durante a qual os ventiladores foram desativados. Passados 12 minutos, os ventiladores entraram novamente em funcionamento após término do período de descongelação dos evaporadores. Cerca das 10:47h foi reiniciada a recolha de dados referente à temperatura do ar. Todas as medições da temperatura do ar podem ser consultadas no anexo A.

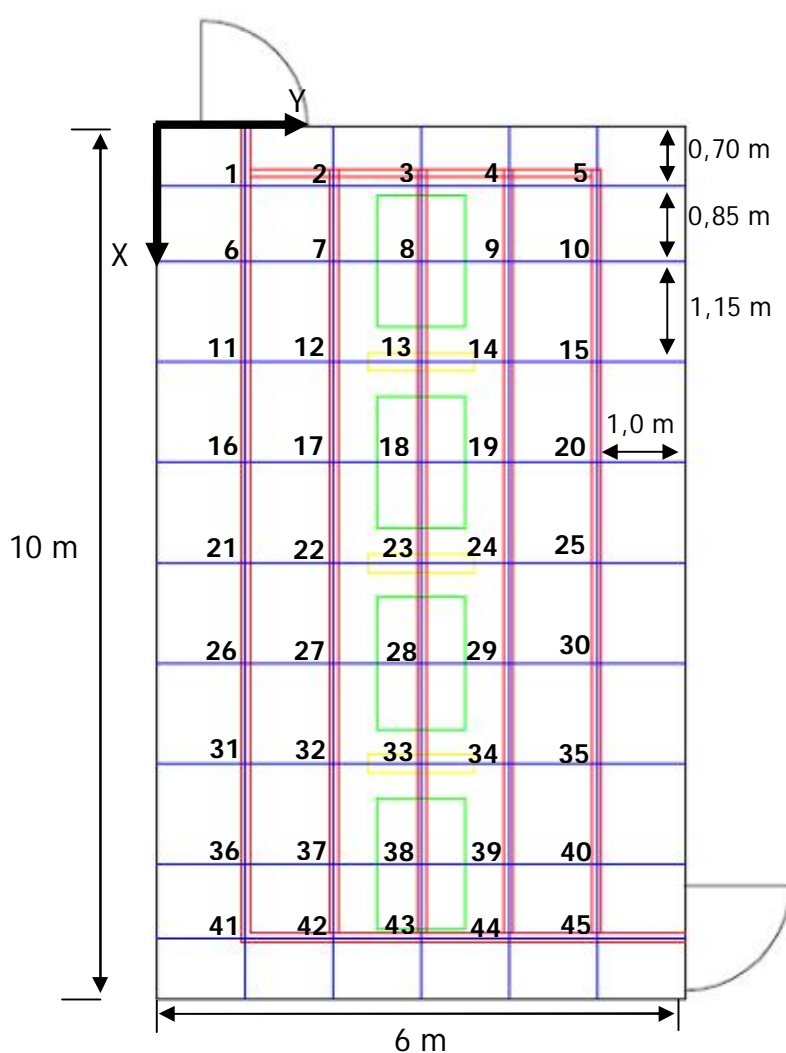


Fig. 17 -Planta da câmara de refrigeração 1, com a respetiva grelha de medição de temperaturas do ar.

A temperatura superficial foi mais um dos parâmetros medidos, nas paredes (num plano médio, em três pontos de cada parede), no chão (em seis pontos distribuídos uniformemente) e no teto (em seis pontos distribuídos uniformemente). Todos os dados recolhidos referentes à medição da temperatura superficial, podem ser consultados no anexo B.

Quanto à velocidade do ar à saída dos ventiladores, foi utilizado o método apresentado por Xie *et al.* (2006), como se pode ver na Fig. 18, tendo sido medida em 7 pontos de cada grelha de saída dos ventiladores (foi feita a medição em oito grelhas de saída de ar, visto que a câmara frigorífica tem quatro evaporadores com duas saídas cada). Os dados estão disponíveis no anexo C.

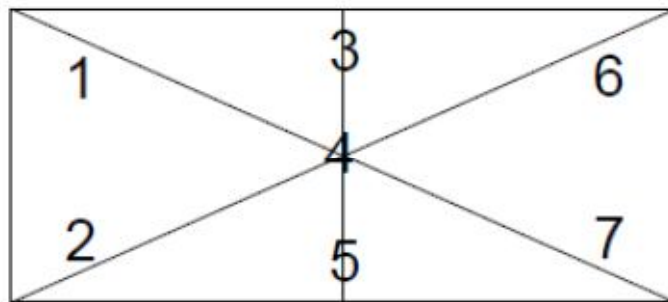


Fig. 18 -Grelha de medição de velocidades no ventilador.

Foi ainda medida a temperatura do ar, à saída das grelhas de insuflação dos evaporadores. Constatou-se que essa temperatura era uniforme ao longo dos quatro evaporadores -1 °C. Foi ainda efectuada a medição do valor do caudal volumétrico através do anemómetro de turbina, $Q = 120 \text{ m}^3/\text{h}$.

Nas várias medições que foram efetuadas, tanto na temperatura superficial, na temperatura e velocidade do ar é realizada uma análise crítica aos valores recolhidos no capítulo 6, onde é feita a discussão de resultados.

4. Modelo Físico-Matemático

4.1. Introdução

Neste capítulo é feita uma análise teórica relativa à representação física e matemática dos fenómenos físicos que definem o escoamento de fluidos com transferência de calor incorporada.

4.2. Equações gerais de governo do escoamento

Nesta secção são definidas as equações gerais, que traduzem a evolução dos fenómenos físicos que se pretendem abordar, assim como, as simplificações resultantes da abordagem seguida para o estudo em causa.

Considerando que o fluido de trabalho, o ar, se comporta como um gás ideal, é essencial relacionar as propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho através da equação de estado dos gases ideais. O estudo foi feito em regime estacionário para uma geometria tridimensional.

4.2.1. Equação de estado

Admitindo que o ar ambiente pode ser tratado como um gás ideal (substância imaginária que obedece à relação $pV = RT$, onde p é a pressão, V é o volume, R é a constante dos gases ideais e T a temperatura), com um erro desprezável (frequentemente com erros menores a 1%) (Boles e Çengel, 2007), é possível estabelecer uma relação entre a massa específica e a temperatura de modo a avaliar as variações de massa específica face às variações de temperatura do escoamento, que traduzem o seu efeito na força de impulsão:

$$\rho = \frac{p_0 p}{R T} \frac{1}{M_w} \quad [1]$$

Onde M_w expressa o peso molecular do gás, e p_{op} representa a pressão operativa. Deste modo, a massa específica depende apenas da pressão operativa e não do campo de pressão local relativo.

Tendo em conta a bibliografia consultada e analisada, a humidade do ar não é considerada, uma vez que, não iria alterar significativamente os resultados. Pesa também na decisão de não considerar a humidade do ar, o facto de se terem visitado muitas empresas do sector agroindustrial e apenas uma pequena minoria controlar a humidade do ar. O sector dos lácteos é onde é mais frequentemente a humidade do ar é controlada, nomeadamente nas queijarias. Outro local onde foi observado a utilização de unidades de tratamento de ar foi nos secadores dos enchidos, ou seja, nas salsicharias.

4.2.2. Equação da continuidade

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

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad [2]$$

Em que u, v e w representam a componente da velocidade segundo as direções cartesianas x, y e z (Fox *et al.*, 2010).

4.2.3. Equação da quantidade de movimento

As equações da quantidade de movimento, tendo em conta as simplificações consideradas são dadas por:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \text{div}(uU) = \text{div}(\mu \text{grad}u) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad [3]$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \text{div}(vU) = \text{div}(\mu \text{grad}v) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \quad [4]$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \text{div}(wU) = \text{div}(\mu \text{grad}w) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \quad [5]$$

Em que, u, v e w são componentes do vetor velocidade U nas coordenadas x, y e z ; μ a viscosidade dinâmica e p a pressão (Chunmei *et al.*, 2008).

4.2.4. Equação da energia

A equação da energia exprime o princípio da conservação de energia exposto pela 1ª lei da termodinâmica aplicada a um fluido em movimento, que é dada por:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \text{div}(UT) = \text{div}\left(\frac{\lambda}{\rho c_p} \text{grad}T\right) + \frac{S_T}{\rho} \quad [6]$$

Onde T é a temperatura e S_T a fonte de calor; λ é o coeficiente de condutividade equivalente e c_p é o calor específico (Chunmei *et al.*, 2008).

4.3. Modelo de turbulência

4.3.1. Introdução

O escoamento de um determinado fluido numa situação prática acarreta uma série de dificuldades, quando se tentam aplicar métodos computacionais para os simular. A manifestação de fenómenos de turbulência é uma dessas dificuldades.

Os movimentos turbulentos são caracterizados por flutuações instantâneas de velocidade e temperatura do fluido. Como consequência destas flutuações, o estado turbulento num fluido contribui significativamente no transporte da quantidade de movimento e no transporte de energia térmica. Muitas teorias e conceitos têm sido formulados na tentativa de obter uma descrição universal para o fenómeno da turbulência, que seja adequado a qualquer problema de interesse prático. Neste sentido,

modelos simplificados têm sido utilizados de forma a analisar problemas específicos em cada área de interesse (Eiger, 1999).

4.3.2. Modelação da turbulência

As equações de Navier-Stokes e a equação da continuidade formam um conjunto de quatro equações diferenciais parciais e não lineares. Essas equações descrevem muitos escoamentos comuns, em que as únicas restrições são relacionadas com fluido ser newtoniano (com uma viscosidade constante) e incompressível (Fox *et al.*, 2010). A solução destas equações corresponde a uma descrição válida dos escoamentos laminares e turbulentos. É possível simular qualquer escoamento turbulento através da resolução das equações apresentadas com as condições de fronteira apropriadas utilizando os procedimentos numéricos aconselháveis e disponíveis para os diferentes casos.

Neste estudo foi utilizado o modelo de turbulência k-ε padrão, devido à sua relativa simplicidade de aplicação e à sua capacidade de simulação de uma gama alargada de escoamentos com ajustes mínimos dos coeficientes. Pesou também na decisão de utilização do referido modelo de turbulência, o facto de a bibliografia consultada não apresentar melhorias significativas nos resultados das previsões numéricas com a utilização de modelos de turbulência mais complexos.

Modelo de turbulência k-ε padrão

O modelo de turbulência k-ε padrão proposto por Launder e Spalding (1972) apresenta-se como sendo um modelo robusto, económico e com precisão aceitável, porém restrito a regiões em que o escoamento é completamente desenvolvido.

Segundo Hoang *et al.* (2000), as equações de transporte do modelo de turbulência são as seguintes:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \text{div}(\rho U k) - \text{div} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \text{grad}(k) \right] = P - \rho \varepsilon \quad [7]$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \text{div}(\rho U \varepsilon) - \text{div} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \text{grad}(\varepsilon) \right] = C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} P - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad [8]$$

Em que P é o termo que representa a geração de energia cinética turbulenta (k) devido aos gradientes de velocidade média; k representa a energia cinética turbulenta; ε a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta; μ_T a viscosidade turbulenta, que pode ser calculada através da equação 9; $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, \sigma_k, e \sigma_\varepsilon$ são constantes empíricas do modelo de turbulência que apresentam os valores, 1.44, 1.92, 1.0 e 1.3, respetivamente.

$$\mu_T = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad [9]$$

Onde C_μ é também uma constante empírica com o valor de 0.09.

As especificações das condições de fronteira destinadas a simular a transferência de calor e o gradiente de velocidades no interior da câmara frigorífica, que são baseadas nos valores determinados a partir dos resultados experimentais, serão analisados no capítulo 5, durante a descrição das condições de fronteira do modelo numérico.

5. Modelo Numérico

5.1. Introdução

No capítulo 5 são descritos os métodos numéricos e a especificação das diversas condições de fronteira aplicadas no Fluent, *software* de Dinâmica de Fluidos Computacional utilizado.

A simulação numérica da Dinâmica de Fluidos Computacional, só foi possível com a construção de uma geometria tridimensional, semelhante à câmara frigorífica analisada. Para realização da geometria utilizou-se o *software* SolidWorks. Para minimizar as exigências computacionais da simulação, foram efetuadas algumas simplificações no modelo tridimensional, tais como: consideraram-se as portas de acesso à câmara frigorífica integradas nas paredes, uma vez que, as portas são construídas do mesmo material que as paredes (painel sanduíche com 100 mm de poliuretano expandido); ocultação de alguns pormenores construtivos, nomeadamente *fillets* dos evaporadores, ventiladores, tubagens, e lâmpadas; aproximação da estrutura das carcaças a um sólido linear, neste caso um paralelepípedo.

5.2. Geometria tridimensional

Na Fig. 19 é representada a geometria tridimensional ($6,00 \times 10,00 \times 3,20 \text{ m}^3$) da câmara frigorífica, a qual se encontra devidamente legendada:

1. Parede exposta a Este;
2. Parede exposta a Sul;
3. Teto;
4. Via aérea de transporte (as portas são na zona por baixo dos itens número 4, 1,2 m de largura e 2,5 m de altura);
5. Carcaças, todos os 9 paralelepípedos com $0,60 \times 0,60 \times 1,50 \text{ m}^3$;
6. Grelhas de insuflação de ar do evaporador;
7. Grelha de aspiração de ar do evaporador.

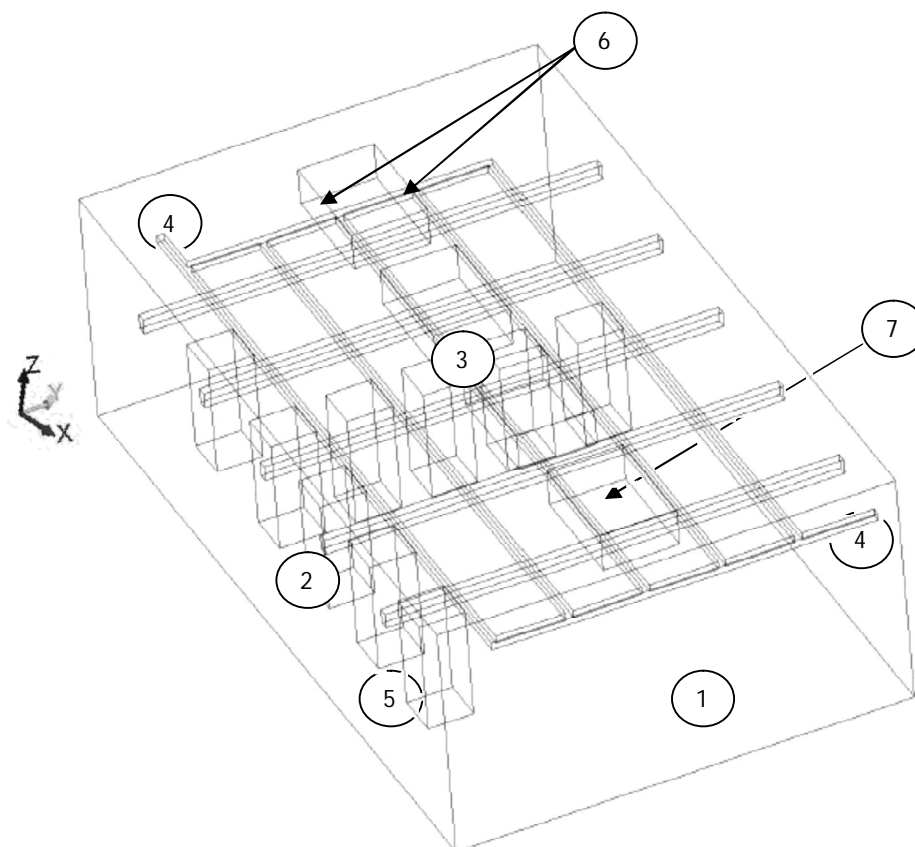


Fig. 19 -Geometria tridimensional da câmara frigorífica.

5.3. Método numérico de resolução

Para a resolução numérica das equações da continuidade, da quantidade de movimento e da energia utilizou-se um processo de discretização, através de volumes finitos. O primeiro passo consiste em subdividir o domínio computacional numa malha, constituída por 56364 elementos, e 11724 nós. No segundo passo é feita a integração das equações de governo em cada volume de controlo, de modo a construir equações algébricas para variáveis dependentes discretas (velocidade, pressão e temperatura). Por ultimo realiza-se a linearização das equações discretizadas, e a resolução do sistema de equações lineares resultante para atualizar os valores de velocidade, pressão e temperatura.

Foi utilizada uma formulação segregada, que implica o cálculo iterativo até se obter a solução que cumpra os critérios de convergência definidos. Cada iteração é constituída pelos seguintes passos (Gaspar, 2008):

1. Inicialização do procedimento de cálculo, com as propriedades do fluido a serem definidas antecipadamente (com o decorrer do procedimento as propriedades do fluido são atualizadas de acordo com a solução resultante da última iteração);
2. Resolução das equações da quantidade de movimento, atualizando o campo de velocidades;
3. Correção da pressão, através de uma equação do tipo Poisson, que é obtida através da equação da continuidade e das equações linearizadas da quantidade de movimento;
4. As equações de turbulência e da energia são resolvidas fazendo uso dos valores atualizados das outras variáveis;
5. Avaliação da convergência das equações com base nos valores previamente definidos.

5.4. Malha de discretização e equação geral de transporte

O cálculo das grandezas escalares é realizado no centro do volume de controlo, admitindo que tem um valor contínuo em todo este, enquanto que as grandezas vectoriais são armazenadas nos pontos centrais das faces de cada volume de controlo (Fig. 20).

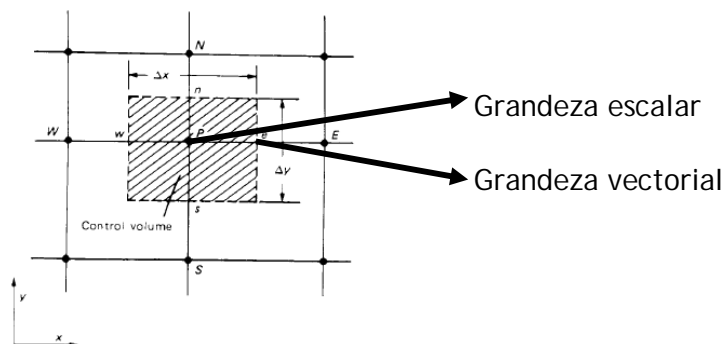


Fig. 20 -Volume de controlo bidimensional (Oliveira, 2001).

A equação geral de transporte para uma variável ϕ , que representa um princípio de conservação, pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \vec{\nabla}(\rho \vec{u} \phi) = \vec{\nabla}(\Gamma_{\phi} \vec{\nabla} \phi) + \mathcal{S}_{\phi} \quad [10]$$

Onde Γ_{ϕ} é o coeficiente difusivo de ϕ , \mathcal{S}_{ϕ} é o termo fonte para a variável ϕ por unidade de volume, $\vec{\nabla} \phi$ é o gradiente d variável ϕ e \vec{u} o vetor velocidade.

Foi considerado o esquema de discretização espacial de diferenças a montante de 1ª ordem (*Upwind differencing scheme*) para energia cinética turbulenta e para a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta. Neste esquema, as grandezas nas faces dos volumes são determinados assumindo que os valores no centro do volume de controlo de qualquer grandeza representam uma média do valor no volume de controlo. Os valores das grandezas nas faces são impostos com o valor no centro do volume de controlo a montante na direção do escoamento. Este esquema de discretização é incondicionalmente limitado e altamente estável, porém apenas possui precisão de primeira ordem em termos do erros de truncatura, o que torna o método muito difusivo.

O esquema de discretização espacial de diferenças a montante de 2ª ordem (*Second Order Upwind differencing scheme*) foi considerado para a quantidade de movimento e energia.

5.5. Resolução das equações algébricas

5.5.1. Método de interpolação da pressão

Para controlar as variações bruscas de pressão entre os centros dos volumes de controlo devido a elevados gradientes dos termos fonte da quantidade de movimento, foi escolhido o método de interpolação PRESTO! -*PREssure Staggering Option* (Patankar, 1980).

5.5.2. Algoritmo de acoplamento pressão-velocidade

O algoritmo base de correção de pressão é o algoritmo SIMPLE - *Semi - Implicit Method for Pressure - Linked Equations*, desenvolvido por Patankar e Spalding em 1972.

O algoritmo SIMPLE determina o campo de pressão, utilizando a relação entre as correções da velocidade e da pressão, cumprindo a conservação de massa. Este algoritmo respeita os seguintes passos, que são aplicados a cada iteração (Oliveira, 2001):

1. Fixar o campo de pressão p^* ;
2. Resolver as equações da quantidade de movimento para obter o campo de velocidade intermédio, u^* , v^* e w^* ;
3. Resolver a equação da correção de pressão, p' ;
4. Obter novo campo de pressão, somando a correção de pressão à pressão existente;

$$p = p^* + p' \quad [11]$$

5. Calcular novas velocidades, somando aos campos existentes as correções de velocidade, u , v e w ;
6. Resolver as equações discretizadas de transporte para qualquer outra variável (por exemplo, temperatura ou turbulência);
7. Tratar p como p^* e voltar ao passo (1) até que uma solução convergida seja obtida.

O algoritmo SIMPLEC, que significa SIMPLEC - Consistente (Van Doormal e Raithby, 1984), apresenta uma só pequena diferença relativamente ao SIMPLE, mas que é suficiente para melhorar significativamente a taxa de convergência. Essa diferença consiste na expressão de cálculo, que permite a correção do fluxo mássico na face.

5.6. Condições de fronteira

Todas as condições de fronteira consideram a imposição de valores obtidos ou calculados a partir das medições efetuadas e descritas no Capítulo 3. As tabelas dos dados recolhidos encontram-se em anexo (A, B e C).

Adicionalmente foram calculadas algumas propriedades, e consultada bibliografia para definir as restantes condições de fronteira.

Na Fig. 21 está identificada a localização das condições de fronteira, com a exceção da superfície das nove carcaças, onde é definida uma condição de fronteira de temperatura imposta. De seguida estão descritas todas as identificações.

1. Condição de fronteira de fluxo de calor imposto, foi definida esta condição de fronteira para todas as paredes e chão;
2. Condição de fronteira de fluxo de calor imposto, esta condição de fronteira afeta ao teto, difere da anterior por ter a adição do fluxo de calor proveniente da iluminação;
3. Condição de fronteira velocidade imposta, nas grelhas laterais de insuflação do evaporador;
4. Condição de fronteira pressão de saída, definida na grelha inferior do evaporador, grelha de aspiração.

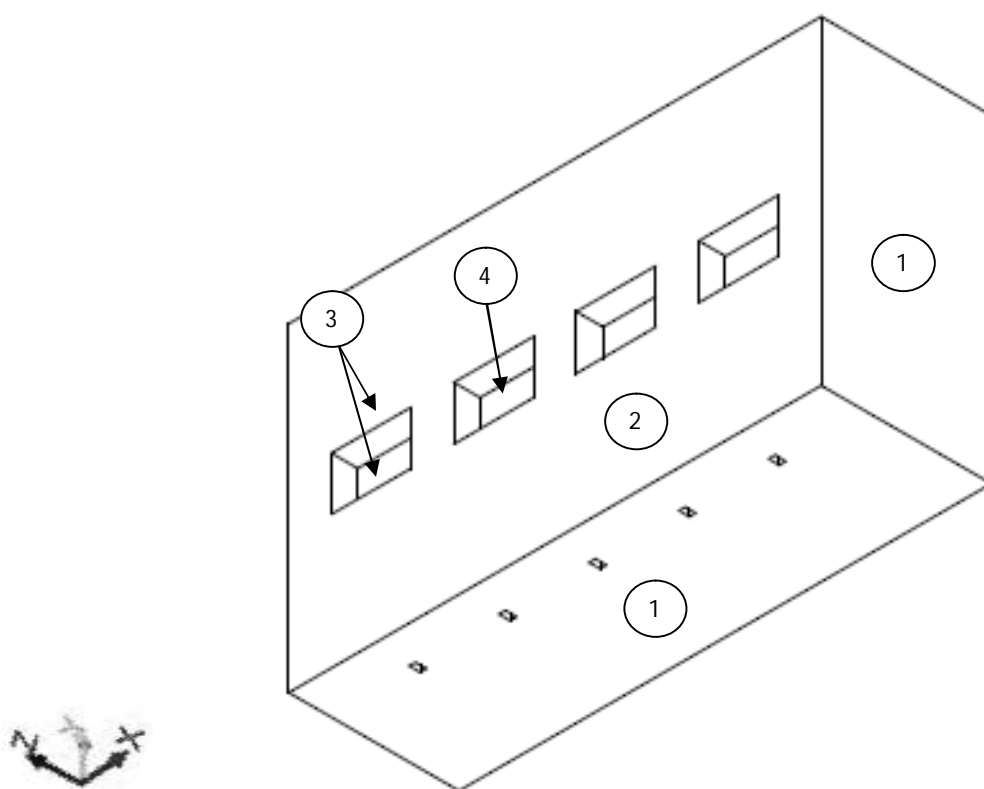


Fig. 21 -Identificação da localização das condições fronteira.

5.6.1. Parâmetros de turbulência

Os parâmetros impostos que possibilitam o cálculo iterativo pelo domínio computacional da energia cinética turbulenta e o coeficiente de dissipação da energia cinética turbulenta, foram a intensidade de turbulência e o diâmetro hidráulico.

Intensidade de turbulência

Quando o escoamento é direcionado, a intensidade de turbulência apresenta um valor baixo (inferior a 1%). Com o aumento da indefinição da direção do escoamento, aumenta a intensidade de turbulência (igual ou superior a 10%). Na zona de aspiração dos evaporadores foi considerada uma intensidade de turbulência de 10%, enquanto que para as grelhas de insuflação do ar foi considerada uma intensidade de turbulência de 5%, pois estas grelhas possibilitam direcionar o ar.

Diâmetro hidráulico

O diâmetro hidráulico para as grelhas de aspiração (1,5x1,0 m²) e insuflação (1,5x0,2 m²), foi calculado através da equação (12).

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad [12]$$

Na Tabela 5, encontram-se os parâmetros impostos nas grelhas de insuflação e aspiração.

Tabela 5. Parâmetros impostos nas condições de fronteira *Velocity-inlet* e *Pressure-outlet*, respectivamente na grelha de insuflação e grelha de aspiração.

Local	Grandeza	Símbolo	Unidade	Valor
Grelha de Insuflação	Intensidade de turbulência	I_t	%	5
	Diâmetro hidráulico	D_h	m	0,353
	Temperatura	T	°C	0
	Velocidade	v	m/s	3,6
Grelha de aspiração	Intensidade de turbulência	I_t	%	10
	Diâmetro hidráulico	D_h	m	1,2
	Temperatura	T	°C	0
	Pressão relativa	p_r	Pa	80

5.6.2. Condições de fronteira nas paredes

Condição de fronteira de fluxo de calor imposto

A condição de fronteira de fluxo de calor imposto, uniformemente distribuído ao longo das superfícies consideradas paredes, resulta da iluminação da câmara frigorífica e do fluxo de calor por condução que percorre as camadas de material que compõem as paredes, chão e teto.

A carga da iluminação de $q_{\text{iluminação}} = 10 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$, é recomendada pelo IIR (1966) que se considera que um fluxo de calor uniforme seja adicionado ao fluxo de calor através do teto.

O fluxo de calor imposto na câmara frigorífica pode ser calculado da seguinte forma:

Na saída da unidade de refrigeração: $T = T_{refrigeração}$ [13]

Através do chão: $q_{chão} = h_{piso}(T_{solo} - T)$ [14]

Através das paredes: $q_w = h_{PU}(T_{amb} - T)$ [15]

Através do teto: $q_{teto} = h_{PU}(T_{amb} - T) + q_{iluminação}$ [16]

A temperatura do ar ambiente foi definida com a consulta ao RCCTE (2006). Sendo esta referência, o país encontra-se dividido em três zonas climáticas de Inverno (I_1 , I_2 e I_3) e em três zonas climáticas de Verão (V_1 , V_2 e V_3), as quais se podem visualizar na Fig. 22. O concelho da Covilhã encontra-se na Zona Climática de Inverno I_3 , tem uma duração da estação de aquecimento de 7,3 meses, encontra-se na zona climática de Verão V_2 e tem uma Temperatura externa de projeto de 32°C (RCCTE, 2006).

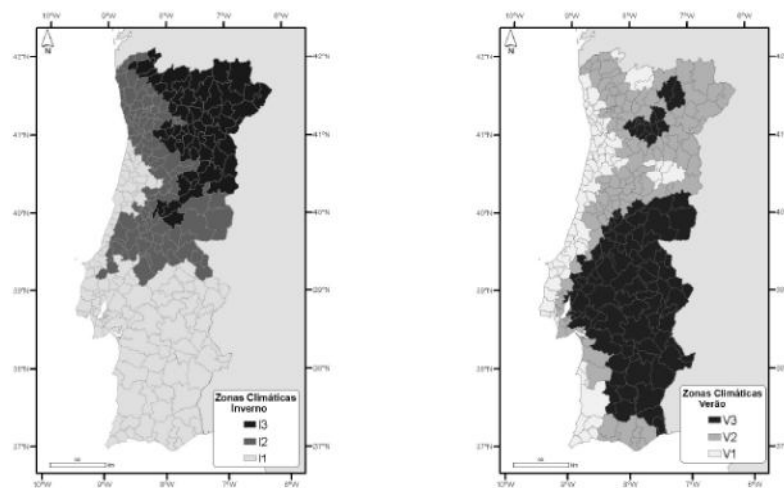


Fig. 22 -Zonas climáticas de Inverno e Verão em Portugal continental (RCCTE, 2006).

A temperatura do solo foi definida com a consulta ao site da NASA , $T_{solo} = 15^{\circ}\text{C}$ (Williams, 2012).

Os coeficientes de transferência de calor ($h_{PU} = 0,23 \text{ W/m}^2\text{K}$ e $h_{piso} = 1,18 \text{ W/m}^2\text{K}$) foram definidos de acordo com Ho *et al.* (2010), uma vez que, as espessuras de piso e do painel sanduíche são as mesmas.

Na Tabela 6 pode-se consultar os valores das cargas térmicas.

Tabela 6. Cargas térmicas impostas na condição de fronteira de fluxo de calor.

Superfície	Símbolo	Unidade	Valor
Teto	q_{teto}	W/m ²	16,88
Chão	$q_{\text{chão}}$	W/m ²	15,34
Parede Este	q_{wE}	W/m ²	6,60
Parede Oeste	q_{wO}	W/m ²	2,88
Parede Sul	q_{wS}	W/m ²	6,95
Parede Norte	q_{wN}	W/m ²	2,90

Condição de fronteira de temperatura imposta

Esta condição de fronteira impõe uma temperatura contínua na parede onde é aplicada. Neste estudo, esta condição de fronteira foi aplicada na superfície das carcaças, uma vez que, no dia dos ensaios experimentais foram colocadas carcaças no interior da câmara frigorífica, tendo estas uma temperatura próxima da temperatura limite superior de conservação. Deste modo, foi considerada a temperatura limite aceite pela empresa, como se pode observar na Tabela 7.

Tabela 7. Temperatura imposta na superfície das carcaças.

Superfície	Símbolo	Unidade	Valor
Carcaças	T_c	°C	5,00

5.6.3. Zona fluida

Zona fluida é o conjunto dos volumes de controlo, onde é realizada a resolução das equações descritas no modelo físico-matemático. No estudo em questão, o fluido é o ar, cujas propriedades térmicas são admitidas conforme ASHRAE (2009). O ar a uma temperatura de 1,3 °C (temperatura média) possui as propriedades descritas na Tabela 8.

Tabela 8. Propriedades térmicas do ar, no interior da câmara frigorífica.

Fluido	Propriedades			
	Grandeza	Símbolo	Unidade	Valor
Ar	Massa específica	ρ	kg/m ³	1,2927
	Viscosidade dinâmica	μ	kg/m·s	17,27 x 10 ⁻⁶
	Condutividade térmica	k	W/m·K	24,27 x 10 ⁻³
	Calor específico	C_p	J/kg·K	1006

De referir que a massa específica não foi considerada constante no modelo computacional, uma vez que esta varia com as diferenças de temperatura. Foi então definido que a massa específica do ar varia de acordo com a equação dos gases ideais. Todas as outras grandezas foram definidas como constantes.

Nas condições de operação foi definida a aceleração gravitacional $g = 9,8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$.

5.6.4. Zona sólida

As carcaças são simuladas como zona sólida. Assim sendo, neste conjunto de volumes de controlo apenas é resolvida a equação de transferência de calor por condução.

As propriedades térmicas das carcaças foram todas definidas constantes, conforme exposto na Tabela 9 (ASHRAE, 2009).

Tabela 9. Propriedades térmicas das carcaças

Sólido	Propriedades			
	Grandeza	Simbolo	Unidade	Valor
Carcaças	Massa específica	ρ	kg/m ³	1090
	Condutividade térmica	k	W/m·K	0,506
	Calor específico	C_p	J/kg·K	3240

5.7. Promoção da convergência da solução e relaxação de variáveis

A relaxação de variáveis promove a convergência da solução, através da redução dos valores das variáveis durante o procedimento de resolução. Importa salientar que a relaxação de variáveis não altera a solução, altera apenas o tempo de obtenção da solução. Envolve a modificação dos valores da variável dependente, obtidos pelo algoritmo numérico de resolução, amortecendo variações bruscas que possam suceder durante o processo iterativo (Gaspar, 2008).

Os fatores de relaxação foram ajustados, tendo em conta a redução dos resíduos. Primeiramente mantiveram-se os valores definidos por defeito pelo programa, foram sendo diminuídos até que o critério de paragem definido para as variáveis foi atingido. Os fatores de relaxação encontram-se na Tabela 10.

O critério de paragem definido para todas as variáveis é de $\lambda = 1 \times 10^{-3}$, com a exceção da energia, que foi definido um critério de paragem quando o resíduo atinge um valor de $\lambda = 1 \times 10^{-6}$ (Gaspar, 2008).

Tabela 10. Fatores de relaxação das variáveis dependentes

Grandeza	Factor de relaxação
Massa específica	0,5
Pressão	0,3
Forças de corpo	0,5
Quantidade de movimento	0,7
Energia cinética turbulenta	0,5
Taxa de dissipação turbulenta	0,5
Viscosidade turbulenta	0,7
Energia	0,6

Para atingir uma solução em se verifique convergência do processo iterativo, é necessário fazer vários ajustes ao longo dos ensaios, nomeadamente nos fatores de relaxação de variáveis dependentes, no próprio número de iterações, e na malha computacional. Por vezes não há aumento dos resíduos, o que levaria a uma solução divergente, mas há a estabilização num valor acima da tolerância definida, impossibilitando também a chegada a uma solução convergente. No presente estudo, os resíduos chegaram a valores aceitáveis, a maioria abaixo da tolerância definida. O único resíduo que ficou no limiar da tolerância definida foi o correspondente à turbulência. No entanto, de acordo com os resultados obtidos considerou-se um nível de convergência aceitável.

O modelo numérico requereu 5000 iterações para atingir os critérios de paragem definidos. Este processo iterativo levou cerca de 45 minutos num equipamento com processador a 2.2 GHz e com 8 GB de RAM.

6. Análise e discussão de resultados

6.1. Introdução

No capítulo que se inicia, são apresentados e discutidos os resultados das medições experimentais, assim como das previsões numéricas.

Os resultados experimentais e numéricos serão analisados individualmente, e depois comparados, de modo a proceder à validação do modelo numérico. Será também apresentado um estudo paramétrico de otimização, onde se diminuí a temperatura e a velocidade de insuflação do ar nos evaporadores com o intuito de analisar se o desempenho térmico e consequentemente a segurança alimentar se mantêm, com um custo energético inferior.

6.2. Resultados experimentais

Nesta secção são analisados os resultados resultantes das medições descritas no capítulo 3.

A temperatura do ar na câmara frigorífica foi medida num total de 135 pontos (Anexo A), distribuídos por três planos distintos. No plano superior foi obtida uma temperatura média do ar de 1,4 °C, no plano médio de 1,2 °C e no plano inferior de 1,1 °C, resultando numa temperatura média do ar na câmara frigorífica de 1,3 °C. Estes valores estão de acordo com esperado, uma vez que, o ar frio tem uma massa específica mais elevada.

Observando a tabela do Anexo A, constata-se que os valores mais elevados da temperatura do ar se encontram junto às paredes e junto às carcaças, uma vez que estas ainda não se encontravam em equilíbrio térmico com o ar ambiente. O ponto de medição, onde a temperatura se encontra mais elevada, é no ponto 25, junto à parede no plano superior, com um valor absoluto de 2,9 °C. Curiosamente num plano central (transversal), este valor pode-se justificar por ser uma zona onde estavam alocadas carcaças, e nessa mesma zona está uma viga que suporta a via aérea, impedindo a passagem de ar.

Outro parâmetro medido foi a temperatura superficial (Anexo B), verificando-se uma temperatura mais elevada na parede exposta a Este. Tendo em conta o ciclo solar, a parede que se previa estar com uma temperatura mais elevada seria a parede exposta a Sul. No entanto, como as temperaturas foram realizadas durante a manhã, justifica-se que a parede exposta a Este tenha uma temperatura mais elevada, com uma temperatura superficial média de 3,3 °C. As superfícies que se seguem com uma temperatura mais elevada são o teto e o chão, com 2,1 °C e 2,0 °C respetivamente. A temperatura do teto é elevada porque a massa específica do ar quente apresenta um valor inferior, acumulando-se este junto ao teto. Quanto ao chão, que também apresenta um valor de temperatura elevada relativamente à temperatura do ar, pode-se justificar pela falta de isolamento na câmara em análise.

Por último, a velocidade do ar à saída do evaporador, tem um comportamento constante, ou seja, nas oito grelhas de insuflação, o valor da velocidade do ar tem uma variação pouco significativa, como pode ser observado na Fig. 23.

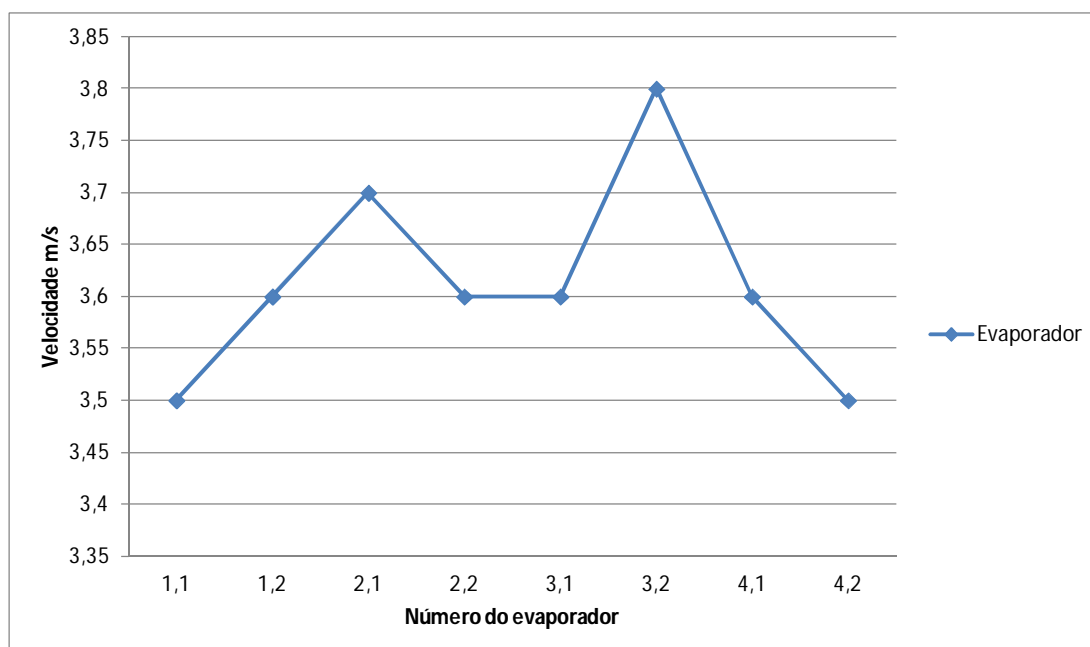


Fig. 23 -Velocidade média nas grelhas de insuflação.

A Tabela 11 resume os principais dados das medições efetuadas na câmara frigorífica. Analisando o desvio padrão pode-se afirmar que a propriedade que tem menos flutuação nas medições efetuadas é a velocidade do ar. Tanto a temperatura superficial como a temperatura do ar têm uma maior gama de valores por estarem dependentes da exposição do Sol em algumas paredes, enquanto outras estão expostas para o interior do edifício. Influencia também o facto de haver carcaças em certos pontos em equilíbrio térmico com o ar ambiente da câmara frigorífica, enquanto que em outros pontos, as carcaças ainda não atingiram este mesmo equilíbrio térmico, ficando essas zonas com a temperatura do ar influenciada pela carga térmica transmitida pelas carcaças.

Tabela 11. Dados estatísticos das medições efetuadas.

Propriedade	Máximo	Mínimo	Média	Desvio padrão	Moda
Temperatura do ar °C	2,9	-0,9	1,3	0,9	1,4
Temperatura superficial °C	3,5	1	2,0	0,8	3
Velocidade do ar m/s	4,2	2,5	3,6	0,4	4

6.3. Previsões numéricas

A simulação numérica foi realizada com o objetivo de antecipar e analisar a distribuição dos campos de temperaturas e de velocidades do ar ao na câmara frigorífica. Assim como, depois das previsões numéricas validadas, servir de base à definição dos estudos paramétricos a desenvolver com modelos de dinâmica de fluidos computacional.

6.3.1. Campo de velocidades

As previsões do campo de velocidades são representadas nas figuras seguintes.

Na Fig. 24 é apresentado o campo de velocidades correspondente a um plano $y-z$ localizado na coordenada $x=6,15$ m. Nesta previsão é observável o elevado valor da velocidade do ar, 3,6 m/s, junto às saídas do evaporador (zonas laterais). Na zona de aspiração, a velocidade é idêntica à de insuflação, uma vez que este valor foi imposto na respetiva condição de fronteira. O escoamento é conduzido a partir do evaporador junto ao teto, até encontrar as paredes laterais (parede Sul e parede Norte). No lado direito (parede Norte) do campo de velocidades, o escoamento desce junto à parede lateral e continua junto ao chão, apresentando a velocidade do ar decréscimo de valor, como não poderia deixar de se esperar, por redução da quantidade de movimento à medida que a distância às grelhas de insuflação aumenta. No entanto no lado oposto, o escoamento do ar é interrompido pela localização de uma carcaça, sendo expectável valores mais reduzidos da velocidade do ar.

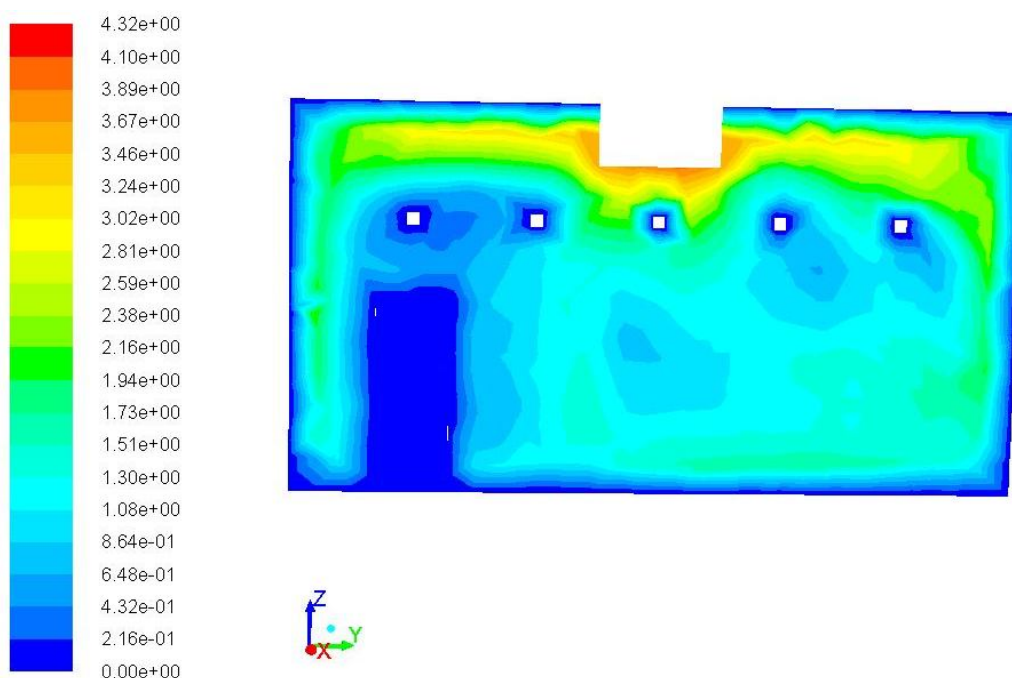


Fig. 24 -Campo de velocidades [m/s] (Plano $y-z$ em $x = 6,15$ m).

Como a geometria das carcaças foi aproximada a um paralelepípedo, e estas encontram-se distanciadas 0,10 m do chão, prevê-se um bloqueio ao escoamento de ar. No entanto, por análise da Fig. 25, onde se encontram as previsões dos vetores de velocidade, constata-se que o escoamento do ar continua por baixo da carcaça, apesar de apresentar um valor da velocidade mais baixo, cerca de 1,55 m/s. Com a comparação das duas figuras (Fig. 24 e Fig. 25), verifica-se que a estrutura da via aérea influencia o escoamento do ar, separando-o. O escoamento do ar volta a ficar mais compacto no centro da câmara frigorífica, onde se dirige para a zona de aspiração. Ainda na Fig. 25, são previstos pequenos vórtices na zona que separa a insuflação da aspiração, ou seja, poderá haver uma pequena percentagem de ar que está sempre em recirculação junto ao evaporador, não contribuindo desta forma para a troca de calor entre o ar ambiente e as carcaças.

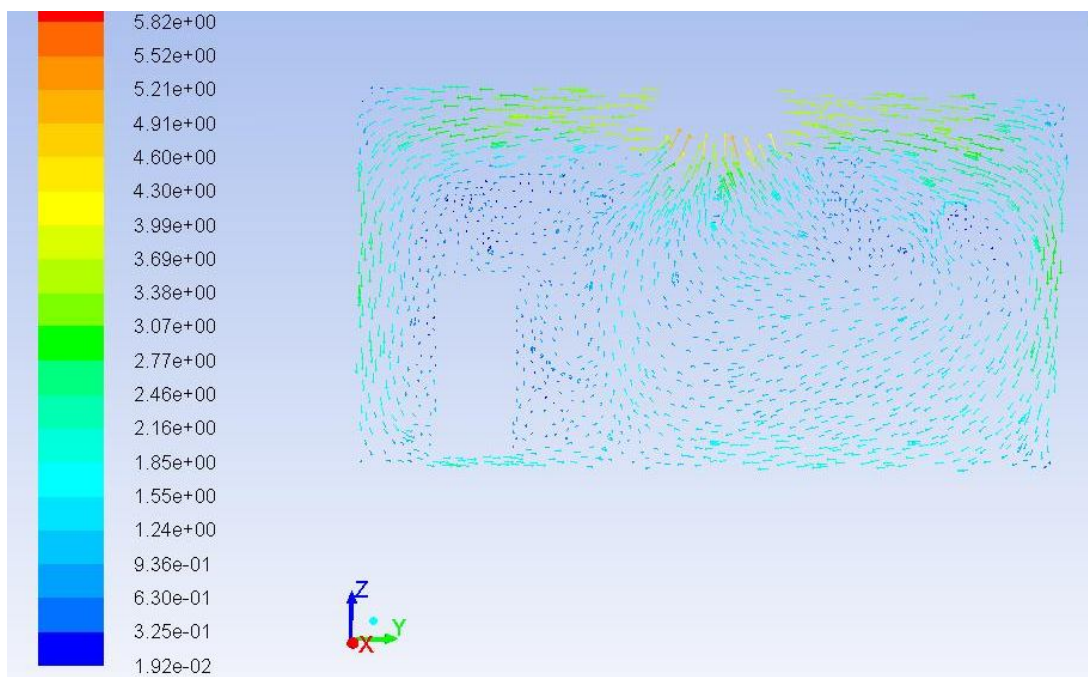


Fig. 25 -Vetores de velocidade [m/s] (Plano y-z em $x = 6,15$ m: Plano perpendicular localizado a meio de um evaporador).

Na Fig. 26, o escoamento de ar não descreve o circuito em "oito", como na figura anterior. O escoamento é mais aleatório, uma vez que, o plano em questão está entre dois evaporadores, e conseqüentemente, é influenciado pela aspiração de dois evaporadores, originando vórtices em várias zonas do plano.

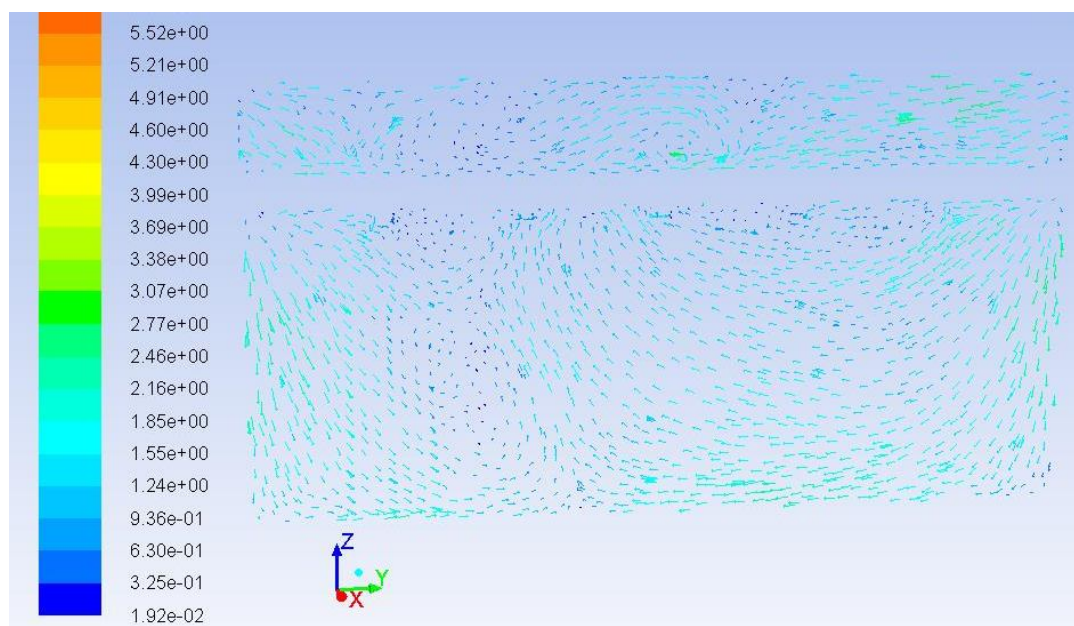


Fig. 26 -Vetores de velocidade [m/s] (Plano y-z em $x = 5$ m: Plano perpendicular localizado entre dois evaporadores).

6.3.2. Campo de temperaturas

A Fig. 27 expõe a previsão do campo de temperaturas nas paredes Sul e Este, assim como o teto da câmara frigorífica. De acordo com a previsão numérica, a superfície com a temperatura mais elevada é o teto, atingindo um valor de temperatura cerca dos 3 °C. Este valor de temperatura é atingido junto às paredes e às faces dos evaporadores onde não há insuflação de ar, visto também tratarem-se de localizações em que a velocidade do ar é mais baixa.

Tendo em conta que as paredes expostas na Fig. 27 são as que têm uma temperatura mais elevada, pode-se concluir que a parede mais quente é a exposta a Este (face com menor área), atingindo um valor de temperatura

de 2 °C. A zona com a temperatura mais elevada da parede Este, é a zona central, localização em que o ar está a ser encaminhado para a aspiração do evaporador.

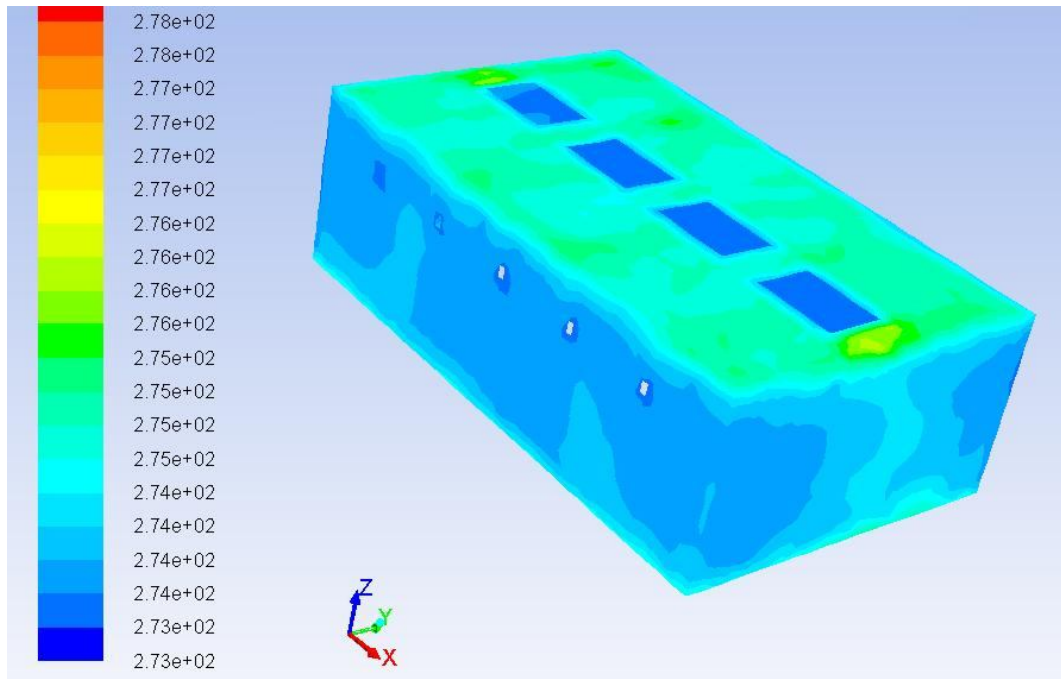


Fig. 27 –Campo de temperaturas [K] (teto, parede Sul e parede Este).

A Fig. 28 e Fig. 29 representam respetivamente um plano perpendicular (plano y-z em $x = 6,15$ m) e um plano longitudinal (plano x-z em $y = 3,0$ m). Em ambos se prevê que as temperaturas do ar mais elevadas são junto ao piso e ao teto. Nomeadamente, na Fig. 29, prevê-se a temperatura do ar mais elevada junto às paredes laterais e nas faces dos evaporadores que não têm insuflação de ar. As carcaças que têm uma temperatura superficial de 5 °C, foram omitidas nestas previsões para a escala de cores ser mais perceptível. A zona inferior das carcaças é a mais afetada, uma vez que, o escoamento de ar está limitado a um pequeno espaço, dificultando a transferência de calor por convecção.

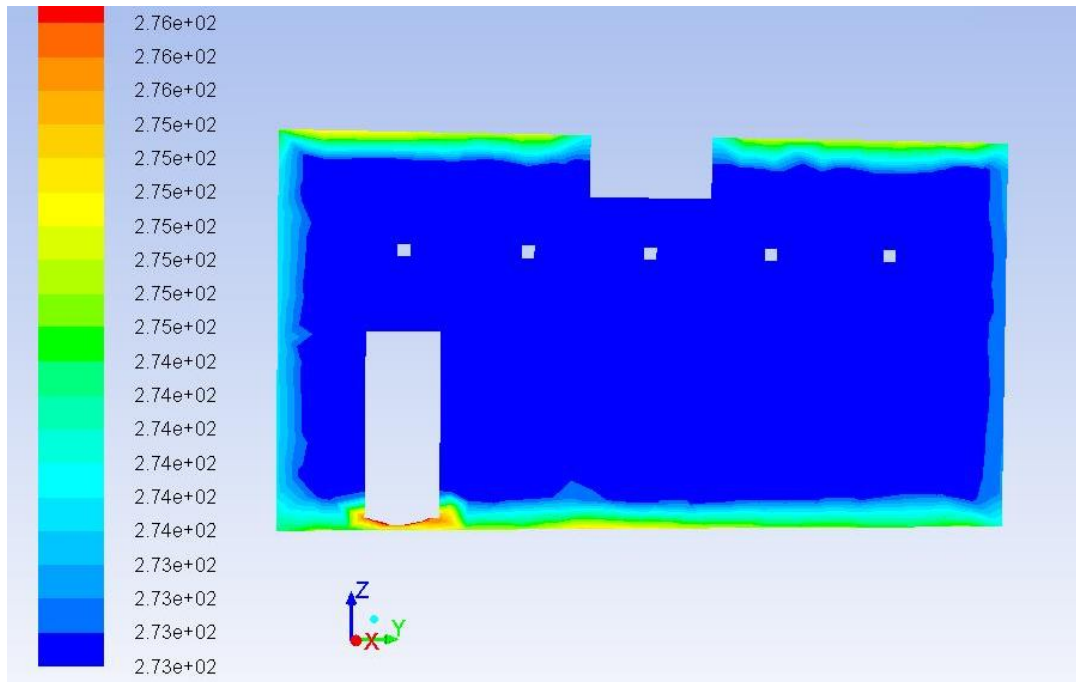


Fig. 28 -Campo de temperaturas [K] (Plano y-z em $x = 6,15$ m: Plano perpendicular localizado no centro de um evaporador).

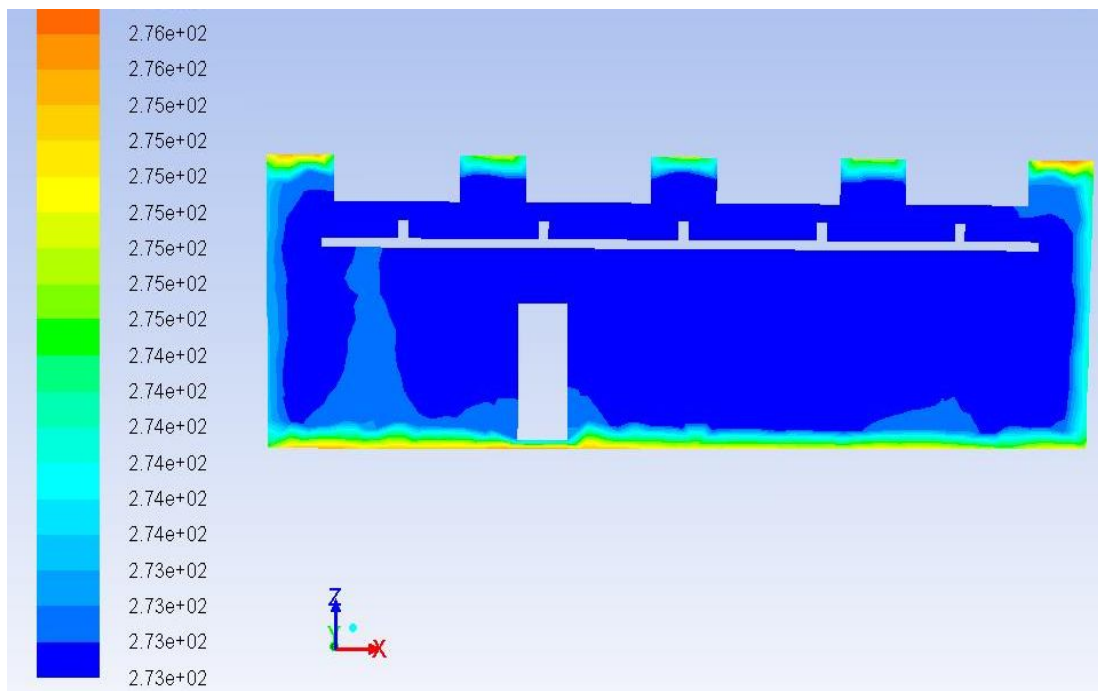


Fig. 29 - Campo de temperaturas [K] (Plano x-z em $y = 3,0$ m: Plano longitudinal a meia largura da câmara).

6.4. Validação do modelo numérico

A validação do modelo numérico é realizada pela comparação das medições experimentais com as previsões numéricas.

Existem vários fatores que condicionam a precisão dos resultados das previsões numéricas: o refinamento da malha computacional, os métodos de discretização, os modelos físico-matemáticos, os métodos numéricos utilizados no método de resolução, as aproximações geométricas e simplificações consideradas no modelo. É necessário minimizar esses erros, como por exemplo proceder a maior refinamento da malha, de modo a aumentar a precisão dos resultados e aumentar o grau de convergência. No entanto, este refinamento da malha irá refletir-se num aumento do número de volumes de controlo e conseqüentemente do esforço de cálculo computacional que pode ser incomportável para o *hardware* existente.

No caso das aproximações geométricas efetuadas no modelo tridimensional, a aproximação mais significativa foi relativa à forma das carcaças, que se aproximaram a um paralelepípedo, e foi eliminado o gancho que as suporta na via aérea. As carcaças não estarem em equilíbrio térmico, também pode ter influenciado os resultados, uma vez que, os evaporadores podiam estar a trabalhar com uma carga superior à de regime permanente.

A Tabela 12 resume os principais valores recolhidos experimentalmente e retirados das previsões numéricas, apresentando a comparação entre estes, obtendo um valor de erro relativo elevado ($e = 20\%$), porém aceitável para uma modelação tridimensional conforme indica Ho *et al.* (2010). As duas zonas onde o valor do erro se encontra acima do aceitável correspondem ao plano x - y médio ($z = 1,10$ m) e plano superior ($z = 2,20$ m), onde experimentalmente foram medidos valores da temperatura do ar superiores, o que poderá ser influenciado pelos pendurais de suporte e respetiva parte da carcaça suspensa, que no modelo numérico não foram considerados, para além de todos os outros fatores já referidos.

O cálculo do erro da velocidade do ar não foi efetuado, visto que, apenas foram recolhidos dados à saída do evaporador.

Tabela 12. Comparação de dados experimentais com previsões numéricas, e respetivo erro relativo.

Modelo	Temperatura média	Temperatura máxima	Temperatura média teto	Plano inferior	Plano médio	Plano superior
Experimental	1,3	2,9	2,1	1,1	1,2	1,4
Numérico	0,95	2,1	1,9	0,9	0,8	0,9
Erro relativo	26,9%	27,6%	9,5%	18,2%	33,3%	35,7%

As previsões da temperatura obtidas pelo modelo numérico apresentam valores inferiores aos dados experimentais. Poderá contribuir para tal, o facto de não serem consideradas algumas cargas térmicas, como a dos motores dos ventiladores, a abertura de portas (apesar que no dia em que o estudo experimental foi realizado ter sucedido com pouca frequência). Adicionalmente, como as medições foram realizadas a seguir a uma descongelação, apesar de se ter aguardado cerca de 15 minutos para retomar o procedimento experimental, a câmara frigorífica poderia ainda não estar em equilíbrio térmico.

6.5. Estudo paramétrico

O objetivo do presente estudo paramétrico é identificar uma solução na qual a empresa possa poupar energia, mantendo o mesmo desempenho térmico na câmara frigorífica, isto é, garantindo a segurança alimentar dos produtos que alberga.

Com a simulação numérica validada, procedeu-se à alteração de algumas condições de fronteira, verificando deste modo se a distribuição do campo de velocidades do ar e principalmente do campo de temperaturas do ar se mantinham dentro de parâmetros que garantam a segurança dos alimentos, isto é, com valores inferiores a 5 °C (ASHRAE, 2006).

As condições de fronteira que foram alteradas neste estudo consistiram na imposição do valor da temperatura do ar de insuflação nos evaporadores, que inicialmente se encontrava fixa em 0 °C, e respetiva velocidade do ar de insuflação, 3,6 m/s, que assumiram os seguintes valores respetivamente, 2 °C e 3,0 m/s. Para manter a coerência da simulação, foi alterado o valor da temperatura na face relativa à zona de aspiração, 2 °C. Na Fig. 30 é apresentado o campo de temperaturas do ar para um plano y-z em $x = 6,15$ m. Verifica-se que a distribuição de temperaturas é semelhante o que releva a possibilidade de reduzir a potência do sistema de refrigeração ou a velocidade de insuflação, ambas com consequência benéficas no consumo energético da instalação.

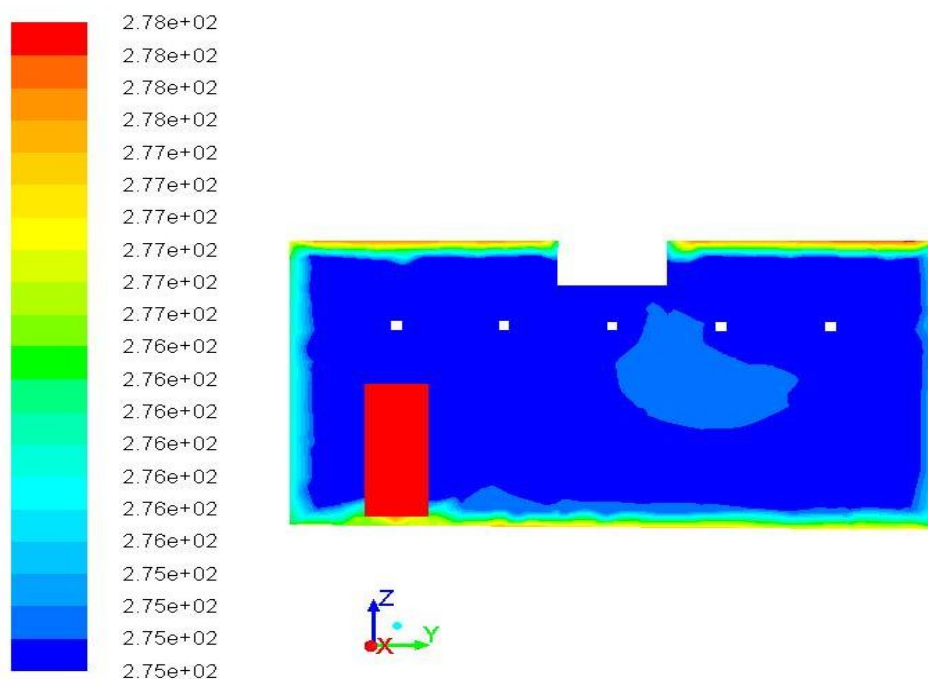


Fig. 30 - Campo de temperaturas [K] (Plano y-z em $x = 6,15$ m: Plano perpendicular no centro de um evaporador com alteração do valores das condições de fronteira impostas nas grelhas de insuflação e aspiração dos evaporadores).

Na Tabela 13 pode-se observar os valores das previsões da nova simulação efetuada, onde se constata que mesmo com a diminuição da velocidade do ar e aumento de temperatura do ar na grelha de insuflação, se continuam a

prever valores de temperatura média do ar na câmara frigorífica inferiores a 5 °C, atingindo um valor máximo da temperatura do ar de 4,6 °C.

Tabela 13. Dados recolhidos da simulação efetuada com novas condições de fronteira, com o histórico dos dados experimentais e numéricos.

Modelo	Temperatura média	Temperatura máxima	Temperatura média teto	Plano inferior	Plano médio	Plano superior
Experimental	1,3	2,9	2,1	1,1	1,2	1,4
Numérico	0,95	2,1	1,9	0,9	0,8	0,9
Estudo paramétrico	2,2	4,6	4,6	2,2	2,4	2,4

Tendo em conta que a distribuição de temperaturas do ar (Fig. 30) é idêntica à simulação validada, e com valores de temperatura do ar dentro dos limites de segurança para a saúde pública, a empresa poderá reajustar os parâmetros do sistema de frio, com uma consequente poupança de energia.

7. Conclusões

7.1. Considerações gerais

No trabalho realizado, são desenvolvidas análises experimentais e numéricas a uma câmara frigorífica destinada à refrigeração de produtos cárneos. Essas análises culminam num estudo paramétrico, o qual indica que as condições identificadas estão sobredimensionadas, considerando o *stock* de nove carcaças.

7.2. Conclusões específicas

Todos os estudos que foram consultados foram essenciais para a realização da presente dissertação, não obstante, a temática em questão tem algum défice de trabalhos realizados, mais práticos. Ou seja, existem diversos estudos modelos numéricos de índole teórica, porém existe uma lacuna de estudos especificamente aplicados ao sector agroindustrial que demonstrem os resultados das simulações, os softwares, o procedimento de recolha de dados. De referenciar que não existe em publicações científicas qualquer estudo que simulasse uma câmara frigorífica com via aérea a acautelar o transporte de produtos.

Foi desenvolvido um estudo experimental para análise do desempenho térmico de uma câmara frigorífica destinada à conservação de produtos cárneos. Este estudo experimental baseou-se na medição da temperatura do ar em diferentes localizações da câmara (135 pontos de medição para a temperatura do ar). Adicionalmente, foi também efetuada a medição da temperatura e velocidade do ar junto às grelhas de insuflação e de aspiração dos evaporadores. Com o intuito de calcular as cargas térmicas, foi realizada a medição da temperatura das superfícies da câmara. O

estudo experimental, para além de proporcionar uma visão sobre o desempenho térmico da câmara frigorífica, serviu também para obtenção de valores que são impostos como condições de fronteira no modelo numérico.

O modelo físico-matemático recorre às equações da continuidade, quantidade de movimento e energia para descrever o escoamento de ar com transferência de calor. A equação dos gases ideais foi considerada para definição das características do fluido de trabalho, o ar. Adicionalmente, foi utilizado o modelo de turbulência $k-\varepsilon$ padrão para levar em consideração esta propriedade do fluido.

A geometria tridimensional da câmara foi discretizada segundo a técnica dos volumes finitos, considerando-se uma malha computacional constituída por 56364 volumes de controlo. O modelo numérico considera a discretização segundo o esquema de discretização de diferenças a montante de 1ª ordem (*Upwind differencing scheme*) para energia cinética turbulenta e para a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta, devido à sua estabilidade. O esquema de discretização espacial de diferenças a montante de 2ª ordem (*Second Order Upwind differencing scheme*) foi considerado para a quantidade de movimento e energia, com o intuito de melhorar a precisão dos resultados. Selecionou-se o método PRESTO! (*PREssure Staggering Option*) para proceder à interpolação da pressão enquanto que o acoplamento pressão-velocidade foi baseado no algoritmo SIMPLEC (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations - Consistent*).

Foram consideradas condições de fronteira do tipo de fluxo de calor nas paredes e chão, do tipo de temperatura imposta na superfície das carcaças e nas grelhas laterais de insuflação do evaporador, do tipo de velocidade imposta nas grelhas laterais de insuflação do evaporador, e do tipo de pressão de saída imposta, na grelha de aspiração do evaporador. Os valores

impostos nestas condições de fronteira são originários do estudo experimental.

Os ensaios experimentais e numéricos permitiram descrever o desempenho térmico da câmara frigorífica a ser simulada. Os resultados experimentais demonstram uma estratificação da temperatura do ar, nos planos x-y ($z = 0,10$ m; $z = 1,10$ m; $z = 2,20$ m), ou seja valores mais elevados da temperatura com a altura, respeitando a variação de massa específica com a variação da temperatura. A análise numérica demonstra, resultados ligeiramente diferentes, em que a temperatura do plano x-y em $z = 0,10$ m é igual à temperatura do plano $z = 2,20$ m, sendo o plano intermédio ($z = 1,10$ m) aquele que tem uma temperatura mais baixa. Este resultado poderá ser influenciado pelo espaço entre as carcaças e o chão que foi definido no domínio computacional. No entanto a diferenças entre os três planos são pequenas, tal como nas leituras experimentais.

Na generalidade, a temperatura do ar na câmara frigorífica encontra-se abaixo do limite superior do valor da temperatura do ar que garante a segurança alimentar. Os resultados providenciados pelo modelo numérico permitiram investigar detalhes do escoamento do ar e da transferência de calor no interior da câmara, cuja realização experimentalmente seria impraticável face à necessidade de equipamentos e tempo de realização.

Foi calculado o erro relativo entre as medições experimentais e as previsões numéricas, nas propriedades e locais considerados fundamentais, como por exemplo: temperatura média e máxima do ar, temperatura média do ar nos planos onde se foram efetuadas as medições experimentais, e temperatura superficial média do teto. Constata-se um erro médio ligeiramente superior a 20%, isto é, variações de cerca de $0,2$ °C face a um valor da temperatura média do ar de $1,3$ °C. Tendo em conta que os produtos cárneos tem de estar armazenados abaixo de 5 °C, a simulação numérica poderá induzir num erro absoluto de 1 °C.

No estudo paramétrico foi reduzida a velocidade do ar e aumentada a temperatura do ar na grelha de insuflação, constatando-se que para um

mesmo *stock*, a temperatura do ar no interior da câmara frigorífica continua dentro dos valores limite que garantem a segurança alimentar.

As modificações acima mencionadas, permitem uma poupança de energia, embora não seja possível quantificar essas poupanças, uma vez que não é conhecida a quantidade de energia que é gasta nas condições atuais, porém permitem avançar com esta previsão.

Estudos deste género, que levem a uma possível poupança de energia, ganham cada vez mais relevância, visto que a poupanças energéticas, são conseqüentemente também de índole financeira, e também não menos importantes, a nível ambiental.

7.3. Sugestões de trabalho futuro

Para a obtenção de dados experimentais mais fiáveis podem-se considerar os seguintes trabalhos:

1. Medição de grandezas mais extensiva, aumentando o número de medições nos mesmos pontos, possibilitando desta forma calcular o erro entre medições, garantindo uma maior fiabilidade aos dados recolhidos;
2. Medição da velocidade do ar em vários pontos da câmara frigorífica, possibilitando desta forma fazer a comparação com o campo de velocidades do ar previsto na simulação numérica;
3. Efetuar medições com um maior distanciamento temporal da descongelação automática do evaporador, evitando assim um funcionamento fora do regime permanente;
4. Efetuar a medição da humidade relativa do ar, aumentando desta forma o conhecimento acerca do funcionamento da câmara frigorífica;
5. Medição da potência consumida pelos evaporadores, possibilitando a quantificação da energia gasta, sabendo qual o consumo relativo em relação a toda a fábrica. Conseqüentemente, no caso de haver

melhorias que permitam reduzir o consumo de energia, poder-se-á quantificar o valor da poupança.

No caso do modelo computacional é necessário referir que existem vários fatores que podem influenciar a precisão dos resultados, pelo que todas as situações identificadas poderão ser objeto de melhoria em estudos futuros:

1. Modelo de turbulência utilizado. É referenciado na bibliografia consultada que o modelo de turbulência k- ϵ padrão é um meio robusto, de precisão aceitável e computacionalmente acessível. Todavia, poderá ser substituído por um modelo mais previsto face à sua adequação a este tipo de escoamentos;
2. Simplificações geométricas consideradas. A estrutura da câmara frigorífica está muito próxima da real com a exceção de algumas ocultações, *fillets* na geometria do evaporador, ventiladores e portas. A simplificação mais significativa, identificada na análise dos resultados, foi a aproximação das carcaças a paralelepípedos. Como a zona que está mais perto do piso dista apenas 0,10 m, a variação de espessura, aumenta a perda de carga, tendo o ar maior dificuldade em circular nessa zona. Este fenómeno pode ser observado em câmaras frigoríficas que utilizam paletes para armazenar os produtos. O espaço entre a palete e o piso é aquele o escoamento do ar se processa a menor velocidade e apresenta um valor de temperatura mais elevado. A previsão não se observou no estudo experimental. Assim, a otimização da geometria é um ponto fulcral;
3. Malha computacional. O estudo de refinamento de malha foi desenvolvido num procedimento de tentativa e erro, até que o critério de paragem do processo iterativo fosse cumprido. Um estudo de malha mais exaustivo com análise dos gradientes das variáveis a cada ensaio, permitiria verificar qual o refinamento da malha adequado sem comprometer a capacidade computacional instalada.

4. Carcaças consideradas como meio sólido e com propriedades constantes. Consideração de um modelo em que as carcaças são definidas como meio poroso, poderá ser analisada a transmissão de calor por condução através dos produtos.

Além do estudo paramétrico realizado, podem efetuar-se outros, tais como:

1. Avaliar a hipótese de o armazenamento ser feito em paletes, e não por via aérea, mantendo as condições térmicas apresentadas no presente estudo;
2. Retirar dois evaporadores, e redistribuir os outros dois de modo que fiquem igualmente espaçados no teto. Com este estudo poder-se-á avaliar se com as características térmicas atuais se os dois evaporadores poderiam ser suficientes. No caso de não ser suficiente manter os dois evaporador, testar pelo aumento ligeiro da potência, ou seja aumentar a velocidade ou/e diminuir a temperatura de insuflação do ar.

Referências Bibliográficas

- Acuff, G.R. (1991). "*Acid decontamination of beef carcasses for increased shelf life and microbiological safety*". Proceedings of the Meat Industry Resources Conference, Chicago.
- Allen, D.M., M.C. Hunt, A.L. Filho, R.J. Danler, and S.J. Goll. (1987). "*Effects of spray chilling and carcass spacing on beef carcass cooler shrink and grade factors*." *Journal of Animal Science* 64:165.
- ASHRAE (2009). "*ASHRAE Handbook: Fundamentals*", American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- ASHRAE (2006). "*ASHRAE Handbook: Refrigeration*", American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- Boles, M.A., Çengel, Y.A. (2007). "*Propriedades das Substâncias Puras, Termodinâmica*", McGraw-Hill, quinta edição, São Paulo, pp. 111-112.
- Cabrita, C.M.P., Silva, C.M.I. (2002). "*Organização e Gestão da Manutenção Industrial*", Mestrado em Sistemas de Controlo e Manutenção Industrial, Universidade da Beira Interior, Departamento de Engenharia Eletromecânica, Covilhã, Portugal.
- Chagas, J.A.C. (2006). "*Projeto e construção de câmaras frigoríficas*". York Refrigeration. Joinville.
- Chunmei, G., Yufeng, Z., Chang, R., Xiaodong, W. (2008). "*Numerical Simulation and Experimental Research on Indoor Environment Separated with Down-Feed Air Curtain*", Tianjin University.
- ColdKit, <<http://www.coldkit.com/cat/mercads-cat-pt/restaurao-horecap-t/cmara-frigorifica-modular-matrix-1/>>, 05/05/2012.
- Dickson, J.S. (1991). "*Control of Salmonella typhimurium, Listeria monocytogenes, and Escherichia coli O157:H7 on beef in a model spray chilling system*". *Journal of Food Science* 56:191.
- Montgomery, D.C. (1997). "*Introduction to Statistical Quality Control*", 3rd Edition, John Wiley & Sons, Inc., EUA.
- Eiger, S. (1991). "*Modelos de Escoamentos Turbulentos*". Métodos Numéricos em Recursos Hídricos. Coleção da ABRH-Associação Brasileira de Recursos Hídricos, Vol. 1, Cap. 2, pp. 84-155, Brasil.
- Ferraz, F. Gomes, M. (2008). "*O histórico da refrigeração*", Centro Federal de Educação Tecnológica da Bahia, Bahia, Brasil.

- Fox, R.W., Pritchard, P.J., McDonald, A.T. (2010). "*Introdução à Mecânica dos Fluidos*", LTC, Sétima Edição, Rio de Janeiro.
- Gaspar, P.D. (2008). "*Otimização do Desempenho e da Eficiência Energética de Equipamentos de Refrigeração*", Doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade da Beira Interior, Covilhã, Portugal.
- Ho, S.H., Rosario, L., Rahman, M.M. (2010). "*Numerical simulation of temperature and velocity in a refrigerated warehouse*", International Journal of Refrigeration, 33, pp. 1015-1025.
- Hoagan, M.L., Verboven, P., De Baerdemaeker, J., Nicolai, B.M. (2000). "*Analysis of the air flow in a cold store by means of computational fluid dynamics*", International Journal of Refrigeration, 23, pp. 127-140.
- IIR (1966). "*Practical Guide to Refrigerated Storage*". International Institute of Refrigeration (IIR), Pergamon Press, Oxford.
- ISO (1994). "*ISO 7730, Moderate thermal environments - determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions of thermal comfort*", International Organization for Standardization, Geneva.
- Kastner, C.L. (1981). "*Livestock and meat: Carcasses, primal and subprimals*". In CRC handbook of transportation and marketing in agriculture, pp. 239-258. E.E. Finney, Jr., ed. CRC Press, Boca Raton, FL.
- Lauder, B.E. e Spalding, D.B. (1972), "*Lectures in mathematical models of turbulence*", Academic Press, Londres, Inglaterra.
- Lentz, C.P. (1971). "*Effect of light and temperature on color and flavor of prepackaged frozen beef*". Canadian Institute of Food Technology Journal 4:166.
- COM (2006), "Livro Verde - Estratégia europeia para uma energia sustentável, competitiva e segura", Comissão das Comunidades Europeias (COM), Bruxelas.
- Machado, G. (2008). "Energia e Ambiente: duas faces da moeda". Seminário: A política ambiental no sector energético português.
- Neves Filho, L.C. (2000). "*Alimentos e refrigeração*". Campinas. UNICAMP/FEA.
- Williams, A.R. <<http://nssdc.gsfc.nasa.gov/planetary/factsheet/earthfact.html>>, 10/08/2012.
- Oliveira, P.J.P. (2001). "*Mecânica computacional*", Departamento de Engenharia Electromecânica, Reprografia da UBI, Universidade da Beira Interior.
- Patankar, S.V. (1980). "*Numerical heat transfer and fluid flow*", Hemisphere Publishing Corporation, Washington. D.C., U.S.A.
- RCCTE (2006). "*RCCTE - Regulamento das Características de Comportamento Térmico de Edifícios*", Decreto-Lei nº 80/2006, 4 de Abril de 2006.

-
- Rodi, W. (1984). "*Turbulence Models and Their Application in Hydraulics*": State-of-the-art Paper, 2nd revised ed. International Association for Hydraulic Research (IAHR).
- Tressler, D.K., Van Arsdel, W.B., Copley, M.J., Woolrich, W.R. (1968). "*The Freezing Preservation of Foods*". AVI Publishing Company, Westport, CT.
- Van Doormaal, J.P. Raithby, G.D. (1984). "*Enhancements of the Simple Method for Predicting Incompressible Fluid Flows*", Numerical Heat Transfer, Vol. 7, pp. 147-163.
- Xie, J., Qu, X., Shi, J., Sun, D. (2006). "*Effects of design parameters on flow and temperature fields of a cold store by CFD simulation*", Journal of food engineering, 77, pp. 355-363.

Anexo A - Temperatura ambiente

Tabela 14. Temperatura do ar ambiente da câmara frigorífica.

Medição da temperatura ambiente (°C)										
Plano Superior	1	2,7	2	2,7	3	2,6	4	2,2	5	2
	6	0,9	7	0,5	8	0,2	9	-0,3	10	-0,4
	11	1,1	12	1	13	0,9	14	0,6	15	0,3
	16	1,8	17	2	18	1,6	19	1,1	20	0,5
	21	2	22	2,3	23	2,3	24	2,6	25	2,9
	26	1,3	27	1,3	28	1,4	29	1,4	30	1,6
	31	1,4	32	1,4	33	1,5	34	1,4	35	1,4
	36	1,6	37	1,8	38	1,8	39	1,8	40	1,9
	41	-0,6	42	0,6	43	1,5	44	2,2	45	2,4
Plano Médio	1	2,6	2	2,6	3	2,4	4	2	5	1
	6	0,9	7	0,1	8	-0,1	9	-0,6	10	-0,9
	11	1	12	0,9	13	0,8	14	0,4	15	0,1
	16	1,7	17	1,6	18	1,3	19	0,8	20	0,3
	21	1,7	22	2,1	23	2,1	24	2,3	25	2,4
	26	1,2	27	1,2	28	1,2	29	1,3	30	1,4
	31	1,3	32	1,3	33	1,3	34	1,4	35	1,4
	36	1,4	37	1,6	38	1,6	39	1,8	40	1,9
	41	-0,6	42	0,1	43	0,9	44	1,8	45	2,5
Plano Inferior	1	2,5	2	2,5	3	2	4	1,8	5	0,8
	6	0,7	7	-0,3	8	-0,5	9	-0,5	10	-0,9
	11	0,9	12	0,7	13	0,7	14	0,4	15	-0,2
	16	1,8	17	1,3	18	1	19	0,5	20	-0,2
	21	1,5	22	2,1	23	2	24	2,1	25	2,1
	26	1,1	27	1,1	28	1,2	29	1,3	30	1,4
	31	1,2	32	1,2	33	1,2	34	1,3	35	1,4
	36	1,4	37	1,6	38	1,5	39	1,5	40	1,8
	41	-0,5	42	0	43	0,9	44	1,7	45	2,4

Anexo B - Temperatura superficial

Tabela 15. Temperatura superficial, paredes, chão e teto.

Medição de temperaturas superficiais (°C)						
Parede Norte	1	1,2	2	1,2	3	1,9
Parede Sul	1	3	2	1,5	3	1
Parede Este	1	3,5	2	3,3	3	3,1
Parede Oeste	1	1,5	2	1,5	3	1,6
Teto	1	3	2	3	3	1,9
	4	1,7	5	1,6	6	1,6
Chão	1	3	2	3	3	1,8
	4	1,4	5	1,4	6	1,4

Anexo C - Velocidade de insuflação de ar

Tabela 16. Velocidade de insuflação do ar, nas várias saídas dos evaporadores.

Medição da velocidade no ventilador (m/s)						
Evaporador 1.1	1	3,6	2	2,5	3	3,3
	4	3,8	5	4	6	3
	7	4	Média		3,5	
Evaporador 1.2	1	2,7	2	3,4	3	3,9
	4	3,8	5	3,6	6	3,9
	7	3,6	Média		3,6	
Evaporador 2.1	1	3	2	3,2	3	4,2
	4	3,6	5	3,8	6	3,8
	7	4	Média		3,7	
Evaporador 2.2	1	3,2	2	3,4	3	4
	4	3,5	5	3,5	6	4
	7	3,6	Média		3,6	
Evaporador 3.1	1	3,1	2	3,2	3	3,8
	4	3,7	5	3,7	6	4
	7	3,8	Média		3,6	
Evaporador 3.2	1	3,6	2	3,4	3	4,1
	4	3,8	5	3,6	6	3,9
	7	4	Média		3,8	
Evaporador 4.1	1	2,8	2	3,3	3	4,2
	4	3,6	5	3,5	6	3,8
	7	3,9	Média		3,6	
Evaporador 4.2	1	3,2	2	2,5	3	4
	4	3,5	5	4	6	4
	7	3,6	Média		3,5	