

GUSTAVO PATHELLY DAMASCENO

**SIMULAÇÃO VIA CFD PARA OTIMIZAÇÃO
DO DESEMPENHO OPERACIONAL DE UMA
CÂMARA FRIGORÍFICA**

LAVRAS - MG

2014

GUSTAVO PATHELLY DAMASCENO

**SIMULAÇÃO VIA CFD PARA OTIMIZAÇÃO DO DESEMPENHO
OPERACIONAL DE UMA CÂMARA FRIGORÍFICA**

Dissertação apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Ciência dos Alimentos, área de concentração em Ciência dos Alimentos, para a obtenção do título de Mestre.

Orientador

Dr. Jefferson Luiz Gomes Corrêa

Coorientador

Dr. Jaime Vilela de Resende

AVRAS - MG

– 2014

**Ficha Catalográfica Elaborada pela Coordenadoria de Produtos e
Serviços da Biblioteca Universitária da UFLA**

Damasceno, Gustavo Pathelly.

**Simulação via CFD para otimização do desempenho operacional
de uma câmara frigorífica / Gustavo Pathelly Damasceno. – Lavras :
UFLA, 2014.**

61 p. : il.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Lavras, 2014.

Orientador: Jefferson Luiz Gomes Corrêa.

Bibliografia.

**1. Fluidodinâmica computacional. 2. Refrigeração. 3.
Evaporadores. I. Universidade Federal de Lavras. II. Título.**

CDD – 532.051

GUSTAVO PATHELLY DAMASCENO

**SIMULAÇÃO VIA CFD PARA OTIMIZAÇÃO DO DESEMPENHO
OPERACIONAL DE UMA CÂMARA FRIGORÍFICA**

Dissertação apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Ciência dos Alimentos, área de concentração em Ciência dos Alimentos, para a obtenção do título de Mestre.

APROVADA em 01 de agosto de 2014.

Dr. Leonardo Machado da Rosa UCS

Dr. Jaime Vilela de Resende UFLA


Dr. Jefferson Luiz Gomes Corrêa
Orientador

Dr. Jaime Vilela de Resende
Coorientador

LAVRAS - MG

2014

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, a Deus.

Aos meus pais Adevair e Cidinha, minha irmã Ana Gabriela, minha tia Lourdinha e minha segunda mãe e também sogra Maria das Graças, pessoas sempre presentes no coração.

À minha noiva, Gleyce, que mesmo distante sempre esteve presente a todos os passos caminhados.

Ao amigo que se tornou irmão de jornada em Lavras, Ramon.

Ao amigo e orientador Dr. Jefferson Luiz Gomes Corrêa, agradeço pela oportunidade de trabalho que se iniciou na graduação e continuou no mestrado.

Ao professor Dr. Jaime Vilela de Resende e Dr. Leonardo Machado da Rosa, que compartilharam tempo e conhecimento para o auxílio na construção de nosso trabalho.

Aos amigos do Laboratório de Engenharia de Alimentos, Bruno Fonseca (Brunão), parceiro mais antigo de trabalho, Kamilla Soares de Mendonça, Francemir Lopes, João Renato de Jesus.

À UFLA e ao DCA pela colaboração e aprendizado ofertados por professores e técnicos.

A CAPES e FAPEMIG por auxílios financeiros de bolsa de estudos, projetos e congressos.

RESUMO GERAL

O presente trabalho foi elaborado com o objetivo de se estudar a transferência de quantidade de movimento e de calor em escoamento de ar no interior de uma câmara industrial de armazenagem frigorífica via CFD, a fim de propor otimização no seu desempenho operacional, visando compreender e melhorar o processo de refrigeração de uvas. Quatro casos foram empregados. No primeiro, a câmara estava com carga máxima (85.000 kg), e dados experimentais de temperatura e velocidade do escoamento foram utilizados para validar a simulação. O segundo caso proposto foi o da câmara parcialmente carregada com a retirada de 10% da carga, o que correspondia a duas fileiras de paletes abaixo dos evaporadores. Os terceiro e quarto casos se apresentaram como alterações em relação ao segundo, os menores espaçamentos entre os paletes na direção transversal ao fluxo de ar que sai dos sopradores foram aumentados, dobrando (caso 3) e triplicando (caso 4) esses espaçamentos. Os dados simulados se ajustaram aos dados experimentais de temperatura e velocidade do caso 1. Através das distribuições dos escoamentos com relação aos campos de velocidades e temperaturas e da obtenção de coeficientes médios locais de transferência de calor, próximos aos pontos experimentais, para cada caso, concluiu-se que, dentre as configurações analisadas, o caso 2 contribui para um processo mais eficiente de refrigeração.

Palavras-chave: Dinâmica dos Fluidos Computacional. Uvas. Refrigeração.

GENERAL ABSTRACT

The present work was developed with the aim of studying the transfer of momentum and heat in air flow within an industrial cold storage room via CFD. It was in order to propose optimization in operating performance, aiming at understanding and improving the cooling process of grapes. Four cases were tested. In the first one, the camera was fully loaded (85,000 kg), and experimental data of temperature and velocity flow were used to validate the simulation. The second case was proposed as partially charged with the removal of 10% of the load, which corresponded to two rows of pallets below the evaporators chamber. The third and fourth cases were presented as changes with respect to the second, the smaller spaces between the pallets in the direction transverse to the air flow leaving the fan blower was increased by doubling (Case 3) and tripling (Case 4) these spacings. The simulated data fitted to the experimental data of temperature and velocity in Case 1. Through the distribution of flow in relation to the temperature and velocity fields and obtaining local average heat transfer coefficients, close to experimental points in each case, it was concluded that among the configurations analyzed, the Case 2 contributed to the more efficient cooling process.

Keywords: Computational Fluid Dynamics. Grapes. Cooling.

LISTA DE FIGURAS

SEGUNDA PARTE

ARTIGO

Figure 1 Rows identification, experimental and predict point distribution in horizontal (A) and vertical view (B)	37
Figure 2 Cold storage fan numbers and inside dimensions in ZX and YZ planes.....	38
Figure 3 Case 2 with cold storage partially loaded.....	39
Figure 4 Cases 3 and 4 with cold storage partially loaded and different spacing between pallets	39
Figure 5 Position area of local heat transfer coefficients on each pallet side	40
Figure 6 Final grids of two cold storage area configurations: a) Case 1 b) Case 2.....	43
Figure 7 Predicted and experimental velocity values at each data point.....	49
Figure 8 Predicted and experimental temperature values at each data point..	50
Figure 9 Streamlines Case 1.....	51
Figure 10 Temperature front and back face profiles Cases 1 (a, b).....	51
Figure 11 Streamlines Cases 2 (a), 3 (b) and 4 (c).....	53
Figure 12 Temperature front and back face profiles for Cases 2 (a, b), 3(c, d), and 4(e, f).....	56
Figure 13 Average CHTC around the pallets in all cases.....	57

SUMÁRIO

	PRIMEIRA PARTE	9
1	INTRODUÇÃO GERAL	9
2	OBJETIVOS	11
2.1	Objetivo Geral	11
2.2	Objetivos Específicos	12
3	REFERENCIAL TEÓRICO	12
3.1	Câmara frigorífica e refrigeração	12
3.2	Tópicos de simulação por CFD	14
3.2.1	Pré-processamento	16
3.2.2	Processamento	20
3.2.3	Pós-processamento	21
3.3	Descrição do modelo de transferência de calor e equações de transporte	22
3.4	Descrição dos modelos de turbulência a duas equações	23
	REFERÊNCIAS	28
	SEGUNDA PARTE	32
	ARTIGO: OPTIMIZATION OF THE LOAD IN A COLD STORAGE ROOM FOR BEST HEAT DISTRIBUTION	32
4	CONSIDERAÇÕES FINAIS	61

PRIMEIRA PARTE

1 INTRODUÇÃO GERAL

Os produtos vegetais pós-colheita mantêm uma taxa de respiração para a manutenção de processos biológicos essenciais, com auxílio de suas reservas energéticas presentes. Esta atividade metabólica como resultado final provoca a senescência e deterioração destes produtos. As frutas frescas se encontram entre estes vegetais pós-colheita e apresentam alta quantidade de água disponível. Esta água, além de facilitar a ocorrência de reações metabólicas necessárias à sua sobrevivência, pode favorecer o desenvolvimento de microrganismos indesejáveis. Mudanças físicas e bioquímicas, como desidratação excessiva e reações de degradação de pigmentos também podem ser prejudiciais a estes alimentos (AMBAW et al., 2013a; VERBOVEN et al., 2006).

As uvas frescas apresentam características de frutas não-climatéricas, ou seja, devem ser colhidas ao final do seu estágio de maturação, pois, se colhidas em etapa anterior não completam seu amadurecimento. Nos procedimentos pós-colheita, devem ser tomadas precauções para se reduzir a taxa de respiração, perda de água e desenvolvimento de fungos, garantido assim a qualidade das uvas (NGCOBO et al., 2012; PAUL; PANDEY; SRIVASTAVA, 2012). Estes requisitos podem ser atingidos através de um processo de refrigeração.

A refrigeração no armazenamento de produtos pós-colheita é feita em câmaras de circulação forçada do ar a baixas temperaturas e com controle de umidade. Este armazenamento reduz a taxa metabólica dos vegetais e perdas de qualidade com consequente prolongamento da vida de prateleira destes produtos (AMBAW et al., 2013b). Porém, a obtenção de uma refrigeração uniforme no armazenamento de produtos frescos em câmaras de refrigeração industriais torna-se complexa devido a uma distribuição desigual do fluxo de ar. Isto

ocasiona variação do tempo na queda de temperatura para diferentes pontos. A melhor compreensão do desempenho de refrigeração das câmaras de armazenagem pode ser obtida com a modelagem do padrão de fluxo de ar e distribuição de temperatura por técnicas de fluidodinâmica computacional (CHOURASIA; GOSWAMI, 2007; NAHOR et al., 2005). A fluidodinâmica do processo envolve a distribuição do fluxo de ar e depende de fatores como a geometria da câmara, temperatura de refrigeração, velocidade de escoamento, dentre outros parâmetros que envolvam o produto no meio delimitado pela câmara, como tipo de embalagens empregadas e posicionamento dos produtos embalados no momento da armazenagem.

A fluidodinâmica computacional, também conhecida pela sigla CFD (*Computational Fluid Dynamics*), trabalha dentro da área de métodos teóricos aplicados à dinâmica dos fluidos por meio de simulações numéricas. Nas últimas décadas, o ramo de pesquisas para o desenvolvimento de novas tecnologias na área de CFD aplicadas a processos industriais tem aumentado, pois a modelagem numérica oferece uma alternativa econômica na comprovação prática do fenômeno. Porém, a confirmação da adequação da modelagem deve ser estabelecida através de validação por dados experimentais (SMALE; MOUREH; CORTELLA, 2006). O uso de CFD para a predição e análise do comportamento de câmaras frias tornou-se uma ferramenta muito útil para o desenvolvimento de estudos nestas unidades. Conforme Xie et al. (2006), o melhor arranjo favorece um escoamento que proporciona a distribuição uniforme do ar frio, reduz a perda de peso do produto, melhora a transferência de calor entre o meio, economiza energia e mantém a qualidade do produto enquanto estocado.

Para descrever o escoamento que envolve a transferência de quantidade de movimento, calor e massa durante o processo de refrigeração, utilizam-se modelos matemáticos propostos a partir das equações de Navier-Stokes. Estas equações, quando submetidas a condições de contorno e iniciais apropriadas,

representam, matematicamente, um problema particular, em que sua solução direta apenas é possível para escoamentos muito simples. Os métodos numéricos são então usados para a análise de problemas reais, fornecendo os fatores necessários para a otimização do equipamento de estudo (AMBRAW et al., 2013b; HO; ROSARIO; RAHMAN, 2010).

Ao se defrontar casos de escoamentos laminares com turbulentos, sabe-se que os últimos ocorrem tanto em processos industriais como também estão presentes na natureza. Uma abordagem numérica adequada, ao equipamento de trabalho, proporciona um equilíbrio entre robustez e acurácia nas simulações via CFD, possibilita uma modelagem de turbulência e camada limite mais eficientes, contribuindo para uma melhor representatividade de variáveis de interesse. A utilização de CFD junto a uma geometria apropriada e malha devidamente refinada, fornece soluções adequadas às respostas esperadas (AMBRAW et al., 2013b). O emprego de algoritmos específicos como ferramentas inclusas em códigos comerciais computacionais dos tipos ANSYS CFX®, FLUENT®, entre outros, para a resolução de equações das leis de conservação física, trouxeram maior facilidade para resolução deste tipo de problema.

O objetivo deste trabalho foi o estudo dos campos de temperatura e velocidade do ar em uma câmara industrial de armazenamento a frio totalmente carregada com uvas em quatro diferentes configurações de distribuição de cargas. Dados experimentais foram utilizados para a validação das simulações via CFD. O diferencial deste trabalho é a simulação em escala industrial e não em escala reduzida ou plantas pilotos.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo Geral

Estudar a transferência de quantidade de movimento e de calor em escoamento de ar no interior de uma câmara frigorífica a fim de propor otimização no seu desempenho operacional, por emprego de quatro casos, visando melhorias no processo de refrigeração de uvas.

2.2 Objetivos Específicos

- Construir quatro geometrias para simulações com as mesmas dimensões de um modelo de câmara de refrigeração real, diferenciadas pela quantidade de carga interna e disposição em cada câmara.
- Determinar as condições iniciais, por cálculos específicos, e de contorno das câmaras, suas cargas e do fluido de refrigeração para realizar as simulações.
- Determinar as possíveis diferenças ou semelhanças para os dados simulados das quatro geometrias.
- Validar os dados preditos para a simulação via CFD da câmara de armazenagem a frio totalmente carregada através de dados experimentais das variáveis temperatura e campo de velocidade.
- Avaliar a variação dos coeficientes de transferência de calor convectivos para cada caso.
- Propor aplicação dos resultados simulados na melhoria do desempenho operacional da câmara frigorífica.

3 REFERENCIAL TEÓRICO

3.1 Câmara frigorífica e refrigeração

Câmaras frias ou frigoríficas são consideradas como um espaço de armazenagem cujo interior apresenta condições de controle por um sistema de

refrigeração para manter sua temperatura abaixo da temperatura externa. São divididas basicamente em dois grupos: câmaras de resfriados e de congelados, sendo que as temperaturas de estocagem variam de acordo com as características físicas e químicas de cada produto armazenado (AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING, AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS - ASHRAE, 2010).

A carga de refrigeração total em câmaras frigoríficas de acordo com a ASHRAE (2010) inclui:

- Carga de transmissão, sendo o calor transferido para o espaço refrigerado através da superfície das câmaras.
- Carga do produto, ou o calor removido e produzido por produtos introduzidos e mantidos no espaço refrigerado.
- Carga interna, ou seja, o calor produzido por fontes internas (por exemplo, luzes, motores elétricos, empilhadeiras, e pessoas que trabalham no espaço).
- Carga de infiltração do ar, como o ganho de calor associado com o ar que entra no espaço refrigerado devido à abertura de portas, como exemplo.
- Ganho de carga relacionada a equipamentos (por exemplo, aquecimento do motor do circulador de ar, e reaquecimento em que o controle de umidade faz parte da refrigeração).
- Fator de segurança, ou acréscimo de dez por cento para permitir possíveis discrepâncias entre os critérios de projeto e operação real.

Os projetos de construção de câmaras frias estão focados no cálculo da carga térmica total de refrigeração. Porém, o estudo da distribuição do fluxo de ar e variações de temperatura dentro de uma câmara refrigerada fornece informações adicionais sobre o processo de refrigeração, tornando-se uma variável de estudo de grande importância para conservar a qualidade e longevidade dos produtos estocados.

Para o processo que ocorre em câmaras de refrigeração, Raval, Solanki e Yadav (2013) empregaram em seu trabalho o conceito de taxa de refrigeração, que representa a mudança na temperatura do produto por unidade de variação do tempo de resfriamento para a diferença de temperatura entre o produto e seu meio. Características específicas dos produtos hortícolas a serem armazenados e refrigerados, como forma, tamanho e propriedades térmicas, influenciam na taxa de refrigeração e sua uniformidade depende do acesso do fluxo de ar frio aos produtos. Porém, a embalagem, empilhamento (paletização) e arranjo dos paletes dentro das câmaras são fatores determinantes para melhor distribuição do fluxo de ar (DEFRAEYE et al., 2014).

O processo de refrigeração por convecção forçada ocorre pela transferência de calor da interface do material e meio onde escoar o ar, sendo os coeficientes de transferência de calor convectivos comumente empregados para observar este fenômeno de transferência de calor normal à área que delimita a interface (DEFRAEYE et al., 2013).

3.2 Tópicos de simulação por CFD

A fluidodinâmica computacional (CFD) se baseia na teoria de fenômenos de transporte referente à transferência de quantidade de movimento, calor e massa, utilizando-se da simulação computacional para a predição dos fenômenos de escoamento, aplicando modelos matemáticos adequados aos problemas simples ou complexos e utilizando métodos numéricos para desenvolver de forma eficaz as soluções de campo espacial e temporal de pressão, temperatura e velocidade dos fluidos e visualizar seus resultados (NORTON et al., 2007). Um tipo de exemplo pode ser a modelagem de fluidos contínuos com equações diferenciais parciais, em que por meio de CFD discretiza-se estas equações transformando-as em um sistema algébrico,

resolvendo-o e validando-o por meio de uma simulação baseada na geometria de interesse (AMBAW et al., 2013b).

As aplicações da técnica CFD nas áreas da engenharia expandem cada vez mais melhorando e desenvolvendo estratégias em vários processos industriais, como o de alimentos e bebidas. Isto proporciona benefícios diretos para o consumidor e meio ambiente, pois tenta manter um alto nível de qualidade do produto e mínimo de perda (NORTON; SUN, 2006). Tanto códigos comerciais quanto livres contêm modelos clássicos da literatura para as relações das principais variáveis referentes ao escoamento de fluidos e fenômenos de transporte, possibilitando a simulação de sistemas complexos como os multifásicos, aerodinâmicos, reacionais, refrigerados, entre outros.

Porém, vale salientar que as simulações necessitam ser verificadas ou validadas experimentalmente.

Algumas vantagens no emprego da fluidodinâmica computacional, em concordância com Norton et al. (2007), Smale, Moureh e Cortella (2006), Wang e Sun (2003) e Xia e Sun (2002).

- Simulação baseada na geometria virtual em escala real ao contrário de um experimento;
- Resultados que se aproximam ao máximo dos dados experimentais do campo de escoamento fornecendo informações detalhadas;
- Simulação dos fenômenos de escoamento que possuem aferição experimental complicada;
- Conhecimento e exploração da física do escoamento.

Os pacotes computacionais de CFD são basicamente divididos em pré-processamento, processamento e pós-processamento.

3.2.1 Pré-processamento

A idealização da geometria consiste em simplificações e hipóteses desde a construção da região de interesse, por códigos comerciais como ICEM®, GAMBIT®, códigos livres como OpenFOAM e vários outros, ou mesmo por importação de diferentes protótipos prontos.

A geração de malhas computacionais demanda tempo, pois esta etapa do processo requer maior atenção para se obter qualidade satisfatória. Uma malha bem desenvolvida, mesmo que com alto número de elementos e refinamento, proporciona a qualquer código CFD trabalhar com melhor rendimento para obter resultados mais próximos dos reais.

O problema físico exige respeitar as concentrações de células locais, evitando elementos distorcidos e com variação suave entre estes. Esta não é uma tarefa fácil de alcançar, mas é um pré-requisito para gerar uma boa malha (MALISKA, 2010).

Os métodos para gerar malhas podem ser definidos como estruturados, não estruturados e híbridos. A diferença básica entre as redes estruturadas e não estruturadas reside na forma da estrutura de dados que mais apropriadamente descreve a malha.

Uma malha estruturada consiste em um conjunto de coordenadas e conectividades distribuídas em uma sequência natural no mapa de elementos de uma matriz. Pontos vizinhos em uma malha no espaço físico são os elementos vizinhos na matriz da malha. Em uma malha não estruturada, para qualquer ponto particular, a conexão com outros pontos deve ser definida explicitamente na matriz de conectividade (THOMPSON; SONI; WEATHERILL, 1999).

O método de malhas híbridas agrega dentro de seu domínio, tanto o método de malhas estruturadas, quanto o de não estruturadas. A análise pormenorizada das regiões de interesse permite a este tipo de malha a aplicação das outras duas no seu domínio.

Após a construção ou submissão de uma geometria pronta e também escolhido o tipo de malha a ser usada, podem ser estabelecidas e especificadas as condições iniciais, de contorno e propriedades físicas do escoamento. Em muitos casos, de acordo com Smale, Moureh e Cortella (2006), o problema físico não é caracterizado por condições de contorno únicas e uma escolha inadequada pode comprometer os resultados. Portanto, na busca de um modelo mais realista, será necessário o conhecimento aprofundado da física dos fenômenos e da influência das diferentes condições de contorno na solução numérica.

A escolha de modelos depende de parâmetros específicos exigidos pela simulação. Por exemplo, se o escoamento será transiente ou estacionário, laminar ou turbulento, multifásico, se ocorrerão reações no sistema.

Em sua maior parte, as instalações de armazenamento e transporte refrigerado apresentam fluxo turbulento devido à circulação forçada do ar que se inicia adjacente e paralela ao teto através de compartimentos específicos. Nestas configurações, surge uma complexidade de fluxo de ar em consequência a combinações de cisalhamento turbulento, efeitos próximos a paredes, gradientes de pressão, recirculação e principalmente a presença de cargas, as quais propiciam maior tensão superficial e zonas de estagnação do ar, ou recirculação secundária (SMALE; MOUREH; CORTELLA, 2006).

A aplicação de valores médios para as variáveis de análise nas equações de Navier-Stokes, conhecida como método RANS, ajuda a lidar com a flutuação temporal de turbulência. Porém o processo de cálculo da média de Reynolds introduz uma nova variável, conhecida como tensor de Reynolds, tornando-se o número de variáveis do problema maior que o de equações. Os modelos de turbulência então foram introduzidos para fechar as equações de Reynolds (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

Modelos de turbulência com duas equações de transporte são largamente utilizados, pois eles oferecem uma boa relação entre o esforço computacional e

precisão numérica. Tanto a velocidade quanto a escala de comprimento turbulenta são resolvidas através das equações de transporte distintas, derivando deste conceito o termo "duas equações" (ANSYS CFX, 2007).

Os modelos de turbulência compostos de duas equações $k-\varepsilon$ e $k-\omega$ utilizam a hipótese de gradiente de difusão para relacionar as tensões de Reynolds aos gradientes de velocidade média e da viscosidade turbulenta. A viscosidade turbulenta é modelada como o produto de uma velocidade turbulenta e escala de comprimento turbulento (WILCOX, 1994).

Para modelos de turbulência a duas equações, a escala de velocidade de turbulência é calculada a partir da energia cinética turbulenta, a qual é fornecida a partir da solução de sua equação de transporte. A escala de comprimento turbulento é estimada a partir de duas propriedades do campo de turbulência, geralmente a energia cinética turbulenta, sua taxa de dissipação e frequência turbulenta. A taxa de dissipação e frequência da energia cinética turbulenta será fornecida a partir da solução de sua equação de transporte (ANSYS CFX, 2007).

O modelo de turbulência SST (Shear Stress Transport), proposto por Menter (1994), foi elaborado para dar uma previsão inicial altamente precisa e também dar a quantidade de separação de fluxo sob gradientes adversos de pressão, pela inclusão de efeitos de transporte para a formulação da viscosidade turbulenta. O resultado é a melhoria em termos de predições de separação de fluxo, sugerindo um alto desempenho para este modelo conforme apresentado no trabalho de validação realizado por Bardina, Huang e Coakley (1997).

O tratamento próximo à parede demanda uma análise mais detalhada, principalmente quando envolve escoamentos turbulentos, pois os gradientes de velocidade, calor e massa apresentam maior variação nesta região. Esta variação ocorre de acordo com o nível de turbulência, gerando assim camadas distintas, que por sua vez são definidas através de teorias para camada limite. A camada limite turbulenta apresenta três camadas: a camada interna ou subcamada

viscosa, onde as deformações devido à viscosidade molecular dominam; a camada externa, onde as deformações devido aos turbilhões dominam; e a camada intermediária ou logarítmica onde ambos os efeitos coexistem. A variável y^+ é comumente usada na teoria da camada limite como uma espessura local relacionada ao número de Reynolds. Na definição da lei de parede para a fluidodinâmica computacional (CFD), Hoang et al. (2000) emprega esta variável como a distância adimensional normal à parede para um fluxo delimitado por esta, e seu valor determina em qual região da camada limite turbulenta estará localizado o primeiro nó da malha.

A definição de y^+ é dada pela equação (1) (WILCOX, 1994):

$$y^+ = \frac{u_\tau y}{\nu} \quad (1)$$

Em que

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (2)$$

Em que u_τ é a velocidade de atrito na parede mais próxima, y a distância da parede mais próxima, ν a viscosidade cinemática do local do fluido, τ_w a tensão de cisalhamento na parede e ρ a massa específica do fluido.

A partir da lei de parede se define y^+ de maneira distinta para cada uma das regiões interna, logarítmica e externa junto à variável adimensional de velocidade u^+ , sendo esta relacionada a:

$$u^+ = \frac{U}{u_\tau} \quad (3)$$

Em que U é a velocidade local.

3.2.2 Processamento

Em processos de simulação com o uso de pacotes computacionais, a etapa seguinte ao pré-processamento é a de discretização das equações relativas aos modelos utilizados, sendo a solução deste sistema, basicamente iterativa. A solução das equações governantes através de uma malha computacional depende muito da escolha do esquema para os termos convectivos (AMBAW et al., 2013b).

Equações diferenciais em simulações via CFD são resolvidas substituindo-se suas derivadas por expressões algébricas, valores discretos que envolvem a função incógnita. Transformar as derivadas em termos que contêm a função significa, integrar a equação diferencial e as diversas maneiras de fazê-lo é o que caracteriza um método numérico (MALISKA, 2010).

Dentre os métodos de discretização existentes, Norton e Sun (2006) relatam que a técnica de diferenças finitas é de uso muito limitado nos processos de engenharia que envolvem fluidos devido a dificuldades em sua manipulação junto a geometrias complexas.

O método de elementos finitos pode apresentar melhor resultado para as geometrias complexas segundo Wang e Sun (2003). Este envolve discretizar um grande domínio em um grande número de elementos pequenos, desenvolver equações para os elementos, construindo e resolvendo estas equações para todo o domínio. A discretização das equações diferenciais governantes baseia-se na utilização de polinômios de interpolação para descrever a variação de uma variável de campo dentro de um elemento. Embora a discretização espacial do método de elementos finitos seja diferente do método de diferenças finitas, será usual empregá-lo para a progressão do tempo em um problema transiente. No entanto, como exposto por Norton e Sun (2006), existem dificuldades na programação e compreensão desta técnica, limitando o seu emprego.

O método de volumes finitos é o mais encontrado nos códigos comerciais CFD, pois disponibiliza resultados razoáveis até mesmo para malhas grosseiras e não estruturadas. A garantia de que os princípios de conservação serão satisfeitos ao nível elementar, minimizando resíduos, e ao nível global através de conjunto de equações discretas, torna o método de volumes finitos fisicamente possível (DUARTE; MURATA; BARROZO, 2005).

Os principais passos para desenvolver e implementar a discretização em sistemas numéricos, conforme Duarte, Murata e Barrozo (2005) são:

- a escolha adequada da localização das variáveis dependentes na malha;
- o tratamento do acoplamento entre a pressão e a velocidade;
- a obtenção da função de interpolação entre os pontos discretos;
- a escolha da sequência de solução das equações diferenciais;
- a escolha do método de solução do sistema de equações lineares.

Agora, parte-se de uma estimativa inicial para a resolução do sistema numérico de equações por um processo iterativo de convergência. Então a simulação fornecerá resultados para possíveis comportamentos do modelo de processamento.

3.2.3 Pós-processamento

O pós-processamento permite a extração de variáveis de interesse em todo o domínio, além de possibilitar cálculos numéricos e balanços que ajudam na análise de propriedades das variáveis: velocidade, temperatura, vorticidade, tensão superficial, entre outras. Permite a visualização por gráficos 2D, 3D, com presença de vetores, linhas de fluxo, planos e animações. A partir dos efeitos gerados por gráficos e sendo estes quantificados, pode-se inferir e compreender melhor as possíveis causas para os problemas propostos (AMBAW et al., 2013b; SMALE; MOUREH; CORTELLA, 2006).

3.3 Descrição do modelo de transferência de calor e equações de transporte

As equações governantes que descrevem os escoamentos são as de continuidade, transporte de quantidade de movimento ou equação de Navier-Stokes e transferência de calor, consideradas formulações matemáticas das leis de conservação da mecânica dos fluidos segundo Norton e Sun (2006), e estas leis conforme explica Norton et al. (2007), descrevem a taxa de mudança da propriedade em estudo de um fluido em função de forças externas que agem sobre este.

Um modelo de transferência de calor é usado para prever a temperatura em todo o escoamento, tanto por condução quanto por convecção, e caso haja necessidades adicionais, o código comercial CFX® 11.0 disponibiliza as opções complementares de transferência de calor para mistura turbulenta e trabalho viscoso.

O modelo de energia total inclui o transporte de entalpia e os efeitos de energia cinética. Ele é empregado no escoamento de fluidos gasosos onde o número Mach ultrapassa 0.2, e para líquidos de alta velocidade onde os fluxos de efeitos de aquecimento viscoso surgem na camada limite e efeitos de energia cinética se tornam significativos (ANSYS CFX, 2007).

Para os escoamentos turbulentos, as variáveis das equações instantâneas de quantidade de movimento, massa e conservação de energia são decompostas em valores médios, como consequência surgem termos adicionais a estas. As equações instantâneas de transporte ou governantes, podem ser descritas da seguinte maneira:

Equação da Continuidade: o balanço da vazão mássica de fluido que entra será exatamente igual a que sai.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (4)$$

Equações de Quantidade de movimento (Segunda Lei de Newton): a soma das forças externas agindo sobre o fluido será igual à taxa de mudança da quantidade de movimento linear.

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \otimes \mathbf{U}) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \mathbf{S}_M \quad (5)$$

Em que \mathbf{S}_M representa possíveis fontes de quantidade de movimento e o tensor tensão, $\boldsymbol{\tau}$, está relacionado à taxa de deformação por:

$$\boldsymbol{\tau} = \mu \left(\nabla \mathbf{U} + \nabla \mathbf{U}^T - \frac{2}{3} \nabla \cdot \mathbf{U} \right) \quad (6)$$

Equação de Energia total (primeira lei da termodinâmica): a taxa de mudança de energia de um fluido será igual à adição de calor e ao trabalho exercido sobre este.

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} h_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (\mathbf{U} \cdot \boldsymbol{\tau}) + \mathbf{S}_E \quad (7)$$

Em que \mathbf{S}_E representa possíveis fontes de energia e h_{tot} é a entalpia total relacionada à entalpia estática $h(T,p)$ por:

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} \mathbf{U}^2 \quad (8)$$

O termo $\nabla \cdot (\mathbf{U} \cdot \boldsymbol{\tau})$ representa o trabalho devido a tensões viscosas, e é chamado de termo de trabalho viscoso.

3.4 Descrição dos modelos de turbulência a duas equações

O modelo de turbulência k-epsilon (k- ϵ), desenvolvido por Jones e Launder (1972) e aperfeiçoado por Launder e Sharma (1974), está presente na maior parte dos códigos CFD disponíveis. A energia cinética turbulenta k é

definida como a variação das flutuações da velocidade e é a primeira variável transportada. ϵ é a dissipação de turbilhões, ou seja, a taxa na qual as flutuações de velocidade dissipam, sendo a segunda variável transportada. O impulso inicial deste modelo foi melhorar o modelo de comprimento de mistura de Prantl, fornecendo assim uma alternativa para prescrever escalas de comprimento de turbulência de fluxos de moderada à elevada complexidade (WILCOX, 1994). Segundo Bardina, Huang e Coakley (1997), o modelo k- ϵ tem demonstrado ser útil para a camada onde o fluxo está livre de cisalhamento e com gradientes de pressão relativamente pequenos.

Uma das vantagens do modelo k- ω , presente no código comercial ANSYS CFX[®] 11.0 propostas pelo *Software ansys cfx* (ANSYS CFX, 2007) é o tratamento próximo à parede para cálculos de baixos números de Reynolds. O modelo não envolve o complexo de funções não-lineares de amortecimento necessários para o modelo k- ϵ , portanto é mais preciso e robusto. Um baixo Reynolds para o modelo k- ϵ , normalmente exigiria uma resolução de $y^+ < 0,2$, enquanto um baixo número de Reynolds para o modelo k- ω necessita de um $y^+ < 2$. Um novo tratamento perto da parede foi desenvolvido para o modelo k- ω , devido à dificuldade de garantir um $y^+ < 2$ na maioria das aplicações em escoamentos industriais, e permite a mudança suave de uma forma de baixo número de Reynolds para uma formulação em função da parede.

O ponto de partida da formulação atual é o modelo k- ω desenvolvido por Wilcox (1988). Ele resolve duas equações de transporte, uma para a energia cinética turbulenta, k , e uma para a frequência de turbulência, ω .

O principal problema com o modelo de Wilcox é a sua alta sensibilidade às condições de fluxo livre (MENTER, 1993). Dependendo do valor especificado para ω na entrada, uma variação significativa nos resultados do modelo podem ser obtidos. Isso é indesejável e, a fim de resolver o problema, uma mistura entre o modelo k- ω perto da superfície e do modelo k- ϵ na região

externa foi desenvolvido por Menter (1994), o modelo SST. A mistura será constituída por uma transformação do modelo k-ε a uma formulação k-ω e uma adição posterior das equações correspondentes. O modelo de Wilcox (1988) será assim multiplicado por uma função de mistura F_1 e o modelo k-ε transformado por uma função $1-F_1$. A função F_1 apresenta o valor igual a um, próxima à superfície e passa a zero dentro da camada limite, isto é, em função da distância da parede. Na borda da camada limite e fora desta, o modelo padrão k-ε é recuperado.

Modelo de Wilcox:

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \kappa) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k1}} \right) \nabla \kappa \right] + P_k - \beta' \rho \kappa \omega \quad (9)$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \omega) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 1}} \right) \nabla \omega \right] + \alpha_1 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_1 \rho \omega^2 \quad (10)$$

Modelo k-ε transformado:

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \kappa) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k2}} \right) \nabla \kappa \right] + \tilde{P}_k - \beta' \rho \kappa \omega \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \omega) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 2}} \right) \nabla \omega \right] + 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \nabla \kappa \nabla \omega \\ + \alpha_2 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_2 \rho \omega^2 \end{aligned} \quad (12)$$

Agora as equações do modelo de Wilcox são multiplicadas pela função F_1 , as equações k-ε transformadas por uma função $1-F_1$ e o k e ω correspondentes das equações são adicionados para gerar o modelo SST:

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \kappa) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \nabla \kappa \right] + P_k - \beta' \rho \kappa \omega \quad (13)$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \omega) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \nabla \omega \right] + (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 3} \omega} \nabla k \nabla \omega$$

$$+ \alpha_3 \frac{\omega}{k} P - \beta_3 \rho \omega^2 \quad (14)$$

Os coeficientes do novo modelo são uma combinação linear dos coeficientes correspondentes dos modelos subjacentes:

$$\phi_3 = F_1 \phi_2 + (1 - F_1) \phi_1 \quad (15)$$

Os outros coeficientes constantes serão: $\beta' = 0,09$; $\alpha_1 = 5/9$; $\beta_1 = 0,075$; $\sigma_{k1} = 2$; $\sigma_{\omega 1} = 2$; $\alpha_2 = 0,44$; $\beta_2 = 0,0828$; $\sigma_{k2} = 1$; $\sigma_{\omega 2} = 1/0,856$.

O modelo SST (Shear Stress Transport) acrescenta ao modelo k- ω o fator transporte da tensão de cisalhamento turbulento e fornece previsões de alta precisão do início e da quantidade de separação de fluxo sob gradientes de pressão diversos (ANSYS CFX, 2007). Combina as vantagens dos modelos k- ω e k- ϵ , mas ainda não consegue prever adequadamente o início e a quantidade de separação do fluxo de superfícies lisas. As razões para essa deficiência são pormenorizadas por Menter (1994). A principal razão é que não considera o transporte para a tensão de cisalhamento turbulento. Isso resulta em uma predição superestimada da viscosidade turbulenta. O comportamento de transporte adequado pode ser obtido por um limitador para a formulação da viscosidade turbulenta:

$$v_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)} \quad (16)$$

$$v_t = \frac{\mu_t}{\rho} \quad (17)$$

e a viscosidade turbulenta μ_t estará ligada à energia cinética de turbulência e frequência turbulenta através da relação:

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (18)$$

Novamente F_2 será uma função de mistura semelhante a F_1 , o que restringe o limitador para a camada limite da parede, pois os pressupostos subjacentes não são aceitáveis para os fluxos de cisalhamento livre. S é uma medida invariante da taxa de deformação, e de acordo com Bardina, Huang e Coakley (1997) a constante a_1 equivale a 0,31.

As funções de mistura são fundamentais para o sucesso do método. Sua formulação será baseada na distância mais próxima à superfície de contato e sobre as variáveis de fluxo.

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (19)$$

com:

$$\arg_1 = \min\left(\max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega}\right), \frac{4\rho k}{CD_{kw} \sigma_{\omega 2} y^2}\right) \quad (20)$$

em que y é a distância mais próxima a parede, ν a viscosidade cinemática, e:

$$CD_{kw} = \left(2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \nabla \kappa \nabla \omega, 1,0 \times 10^{-10}\right) \quad (21)$$

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2) \quad (22)$$

onde:

$$\arg_2 = \max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega}\right) \quad (23)$$

Um limitador na produção de turbulência é utilizado no modelo SST para evitar acúmulos em regiões de estagnação:

$$P_k = \mu_t \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \rightarrow \tilde{P}_k = \min(P_k, 10 \times \beta' \rho k \omega) \quad (24)$$

REFERÊNCIAS

AMBAW, A. et al. Effect of box materials on the distribution of 1-MCP gas during cold storage: a CFD study. **Journal of Food Engineering**, Essex, v. 119, n. 1, p. 150-158, 2013a.

AMBAW, A. et al. The use of CFD to characterize and design post-harvest storage facilities: past, present and future. **Computers and Electronics in Agriculture**, New York, v. 93, p. 184-194, Apr. 2013b.

ANSYS CFX. Version 11.0. Canonsburg, 2007. 1 DVD-ROM.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING, AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **Handbook of refrigeration**. Atlanta, 2010. 758 p.

BARDINA, J. E.; HUANG, P. G.; COAKLEY, T. J. Turbulence modeling validation, testing and development. **NASA Technical Memorandum**, Ames, n. 110446, p. 1-88, 1997.

CHOURASIA, M. K.; GOSWAMI, T. K. Steady state CFD modeling of airflow, heat transfer and moisture loss in a commercial potato cold store. **International Journal of Refrigeration**, Surrey, v. 30, n. 4, p. 672-689, 2007.

DEFRAEYE, T. et al. Forced-convective cooling of citrus fruit: cooling conditions and energy consumption in relation to package design. **Journal of Food Engineering**, Essex, v. 121, n. 1, p. 118-127, 2014.

DEFRAEYE, T. et al. Forced-convective cooling of citrus fruit: package design. **Journal of Food Engineering**, Essex, v. 118, n. 1, p. 8-18, 2013.

DUARTE, C. R.; MURATA, V. V.; BARROZO, M. A. S. A study of the fluid dynamics of the spouted bed using CFD. **Brazilian Journal of Chemical Engineering**, São Paulo, v. 22, n. 2, p. 263-270, 2005.

HO, S. H.; ROSARIO, L.; RAHMAN, M. M. Numerical simulation of temperature and velocity in a refrigerated warehouse. **International Journal of Refrigeration**, Surrey, v. 33, n. 5, p. 1015-1025, 2010.

HOANG, M. L. et al. Analysis of the air flow in a cold store by means of computational fluid dynamics. **International Journal of Refrigeration**, Surrey, v. 23, n. 2, p. 127-140, 2000.

JONES, W. P.; LAUNDER, B. E. The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Chicago, v. 15, n. 2, p. 301-314, 1972.

LAUNDER, B. E.; SHARMA, B. I. Application of the energy-dissipation model of turbulence to the calculation of flow near a spinning disc. **Letters in Heat and Mass Transfer**, New York, v. 1, n. 2, p. 131-137, 1974.

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. 2. ed. rev. e ampl. Rio de Janeiro: LTC, 2010. 453 p.

MENTER, F. R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. **AIAA Journal**, Reston, v. 32, n. 8, p. 1598-1605, 1994.

MENTER, F. R. Zonal two equation $k-\omega$ turbulence models for aerodynamic flows. In: **AMERICAN INSTITUTE OF AERONAUTICS AND ASTRONAUTICS FLUID DYNAMICS CONFERENCE**, 23., 1993, Reston. **Proceedings...** Reston: AIAA, 1993. 1 CD-ROM.

NAHOR, H. B. et al. CFD model of the airflow, heat and mass transfer in cool stores. **International Journal of Refrigeration**, Surrey, v. 28, n. 3, p. 368-380, 2005.

NGCOBO, M. E. K. et al. Resistance to airflow and cooling patterns through multi-scale packaging of table grapes. **International Journal of Refrigeration**, Surrey, v. 35, n. 2, p. 445-452, 2012.

NORTON, T. et al. Applications of computational fluid dynamics (CFD) in the modelling and design of ventilation systems in the agricultural industry: a review. **Bioresource Technology**, Essex, v. 98, n. 12, p. 2386-2414, 2007.

NORTON, T.; SUN, D. W. Computational fluid dynamics (CFD): an effective and efficient design and analysis tool for the food industry: a review. **Trends in Food Science & Technology**, Cambridge, v. 17, n. 11, p. 600-620, 2006.

PAUL, V.; PANDEY, R.; SRIVASTAVA, G. The fading distinctions between classical patterns of ripening in climacteric and non-climacteric fruit and the ubiquity of ethylene: an overview. **Journal of Food Science and Technology**, Trivandrum, v. 49, n. 1, p. 1-21, 2012.

RAVAL, A. H.; SOLANKI, S. C.; YADAV, R. A simplified heat transfer model for predicting temperature change inside food package kept in cold room. **Journal of Food Science and Technology**, Trivandrum, v. 50, n. 2, p. 257-265, 2013.

SMALE, N. J.; MOUREH, J.; CORTELLA, G. A review of numerical models of airflow in refrigerated food applications. **International Journal of Refrigeration**, Surrey, v. 29, n. 6, p. 911-930, 2006.

THOMPSON, J. F.; SONI, B. K.; WEATHERILL, N. P. **Handbook of grid generation**. Boca Raton: CRC, 1999. 1096 p.

VERBOVEN, P. et al. Modelling transport phenomena in refrigerated food bulks, packages and stacks: basics and advances. **International Journal of Refrigeration**, Surrey, v. 29, n. 6, p. 985-997, 2006.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method**. Edinburgh: Pearson Education, 2007. 503 p.

WANG, L.; SUN, D. W. Recent developments in numerical modelling of heating and cooling processes in the food industry: a review. **Trends in Food Science & Technology**, Cambridge, v. 14, n. 10, p. 408-423, 2003.

WILCOX, D. C. Multiscale model for turbulent flows. **AIAA Journal**, Reston, v. 26, n. 11, p. 1311-1320, 1988.

WILCOX, D. C. **Turbulence modeling for CFD**. 2nd ed. Davis: DCW Industries, 1994. 477 p.

XIA, B.; SUN, D. W. Applications of computational fluid dynamics (cfd) in the food industry: a review. **Computers and Electronics in Agriculture**, New York, v. 34, n. 1/3, p. 5-24, 2002.

XIE, J. et al. Effects of design parameters on flow and temperature fields of a cold store by CFD simulation. **Journal of Food Engineering**, Essex, v. 77, n. 2, p. 355-363, 2006.

SEGUNDA PARTE**ARTIGO****OPTIMIZATION OF THE LOAD IN A COLD STORAGE ROOM FOR
BEST HEAT DISTRIBUTION**

Running title: OPTIMIZATION OF THE LOAD IN A COLD STORAGE ROOM TO ENHANCE THE FLOW DYNAMICS AND HEAT DISTRIBUTION USING CFD TECHNIQUES

GUSTAVO PATHELLY DAMASCENO¹, JEFFERSON LUIZ GOMES CORRÊA^{1*}, JAIME VILELA DE RESENDE¹, LEONARDO MACHADO DA ROSA², FABIANO RIBEIRO NASCIMENTO¹.

*Correspondence to: Food Science Department, Universidade Federal de Lavras 3037, CEP 37200-000, Lavras, Minas Gerais, Brazil. E-mail: jefferson@dca.ufla.br

- 1- Universidade Federal de Lavras, Departamento de Ciência dos Alimentos, Lavras, MG, Brasil, 37200-000
- 2- Universidade de Caxias do Sul, Centro de Ciências Exatas e Tecnologia, Caxias do Sul, RS, Brasil, 95070-560.

(artigo submetido para publicação no Journal of Food Engineering).

Abstract: The industrial post-harvest processing of grapes involves the product storage in cold rooms with refrigeration. In highest harvest season, the cold storage rooms are almost or totally loaded, so the heat exchange must be efficient. In this work, CFD simulations of the grape processing involving cooling in the storage rooms were used to compare four different cases according to the stacked loading. The simulations were validated with experimental data. Inside the rooms, the velocity profiles and temperature allies to average heat transfer coefficients (CHTCs) around pallets demonstrated that the absence of two rows of pallets below the evaporators can enhance the process of heat exchange and thus diminish the time for cooling the product.

Keywords: Computational fluid dynamics, convective heat transfer, cooling

1. Introduction

Grapes are non-climacteric fruits with harvest close to the final maturation stage. The post-harvest deterioration on grapes are inevitable due to respiratory processes, moisture loss and fungi development. In industrial processes, shelf life of these products for the final consumers is required, and usually cooling systems have been employed to maintain quality and minimize deterioration effects. The most common industrial method for conservation of grape is refrigeration. It is done by a cooling air blast or forced-air cooling, once it combines efficiency, flexibility and low cost (Verboven et al., 2006; Ngcobo et al., 2012; Paul et al., 2012; Ambaw et al., 2013).

The uniform refrigeration of fresh products is hard to achieve due to the non-uniform flow distribution. The best flow field is the one that ensures the uniformity of cold air, improves the heat transfer efficiency, reduces the weight loss, saves the energy and enhances the store quality of food products. Numerical modeling by computational fluid dynamics (CFD) simulations could be used to predict the distribution of temperature and fluid flow. As a result, the effects of these parameters are the basis to better understanding cold storage, which are rare or non-studied in industrial cases (Delele et al., 2013 a,b; Chourasia & Goswami, 2007; Xie et al., 2006).

The rate of heat transfer depends greatly on airflow conditions: both the turbulence and air velocity have a large influence on heat transfer coefficients in food industry. Local variations in the heat transfer coefficients are expected along the surfaces, producing local differences in temperature, because this local phenomenon on coefficients depends on variables such as product geometry, surface packaging and roughness. Furthermore the cooling process efficiency could be evaluated by the forced convective heat transfer coefficients on pallets surfaces, due to their capability to provide the cooling times of packaged grapes (Becker & Fricke, 2004; Kondjoyan, 2006; Pham et al., 2009).

The main purpose of this paper is to study the effects of the stacked packaged grapes distribution on final process refrigeration in cold storage rooms. Four pallets distribution in industrial-scale were evaluated. The best configuration was established with respect to the average convective heat transfer coefficients ($CHTC_{avg}$), velocity and temperature field.

2. Material and methods

2.1 Experimental study

The installation project area is located in São Francisco Valley, Petrolina, state of Pernambuco, Brazil. In this industry, fresh grapes were selected, weighted, packaged in cardboard boxes, and equally distributed. They are initially stored in a precooling chamber, in which the pallets are subjected to a forced-convective precooling process (6-8 hours). After reaching approximately 5°C, they are transferred to the storage at 0°C. The external dry bulb average temperature in summer was 35°C, the wet bulb average temperature was 25°C, and the environment air flow velocity was 3 m s⁻¹. The length, width and height of the cold store room were respectively 12.7 m, 13.75 m and 3.5 m. The walls were modular insulated panels with 100 mm polyurethane foam. The total storage load capacity was of 100 pallets (85,000 kg), 850 kg per pallet, and daily movement of 40 pallets. The storage temperature was 0 °C. The packages were stacked in pallets or palletized according to Brazilian pattern, which establishes 1.0 m of length and 1.2 m of width. The stacking height of packages on each pallet was 2.4 meters.

Air velocity and temperature were measured by hotwire thermoanemometer VT-100 (Kimo instruments, France). The equipment presents measurement deviation of 0.05 m s⁻¹ for air velocity reading ranges from 0.15 to 3 m s⁻¹, and deviation of 0.3°C for temperatures ranging from -20 to 80°C.

The experimental data had been collected in the harvest high season when the cold storage room was totally loaded.

2.2 Simulation study

Four different cases were studied by CFD simulations. The cases considered the same cold storage room (CSR) with different distribution of the pallets. Figures 1, 2 and 3 show the distribution of the pallets inside the CSR, according to the distribution of Case 1. In this case, the CSR is completed with pallets, i.e., with 100 pallets, 10 of them immediately under the unit coolers, which corresponds to the rows 19 and 20 in Figure 1. Cases 2, 3 and 4 presents 90 pallets, i.e., the last lines (19 and 20), under the unit coolers are free of pallets.

The numbers circulated in Figure 1 corresponds to the points where data of velocity and temperature were taken. These experimental values were collected only for Case 1. The other cases were only simulated. The points 1, 3, 7, 10, 14 and 16 were taken vertically 280 cm with respect to the CSR floor. The other points were 160 cm from the floor. Additionally, the points 1, 3, 7, 10, 14 and 16 were 25 cm horizontally from the walls of the CSR. The points 2, 5, 12 and 15 were taken on the central corridor just between the rows 1 and 2, 7 and 8, 13 and 14, 17 and 18, respectively. The points 4, 6, 8, 9, 11 and 13 were taken among the pallets, according to Figure 1. The pallets inside of cold store remain disposed on columns in X direction and lines in Y direction. The lengths, weights and heights of the unit coolers (evaporators) with three fans each one, which the fan blowers are numbered, and measures between pallets and walls are presented on Figure 2, they're given by: $W1 = W4 = 15$ cm, $W2 = 30$ cm, $W3 = 5$ cm, $W5 = 60$ cm, $H1 = 70$ cm, $H2 = 10$ cm, $L1 = 45$ cm, $L2 = 50$ cm, $L3 = 150$ cm, $L4 = 14.5$ cm, $L5 = 10$ cm, $L6 = 161$ cm. In all the cases, the pallets bases were $H2$ height above the floor and $L6$ is the minimum length required for

the work of a forklift inside the cold storage room. In Case 2 (Figure 3), as the pallets lines below the cooler units were removed, the points and geometry measures were the same as in Case 1, except for W1, that is 140.5 cm. In Cases 3 and 4 (Figure 4), the difference from the Case 2 was, for Case 3, W1 = 120.5 cm and W3 = 10 cm and, for Case 4, W1 = 85.5 cm and W3 = 15 cm. These configurations of Cases 3 and 4 bring forward, respectively, double and triple spaces between the nearest pallets with respect to Case 2.

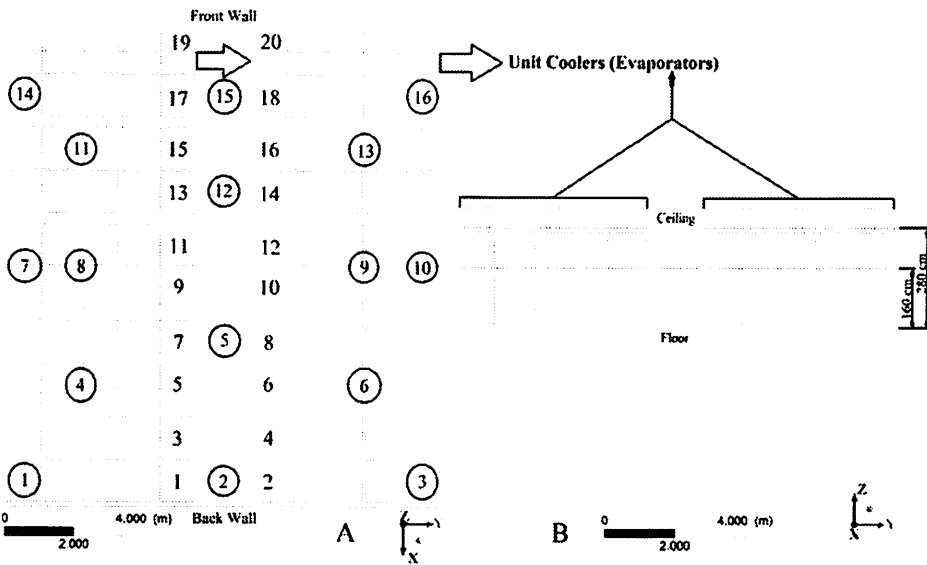


Figure 1: Rows identification, experimental and predict point distribution in horizontal (A) and vertical view (B).

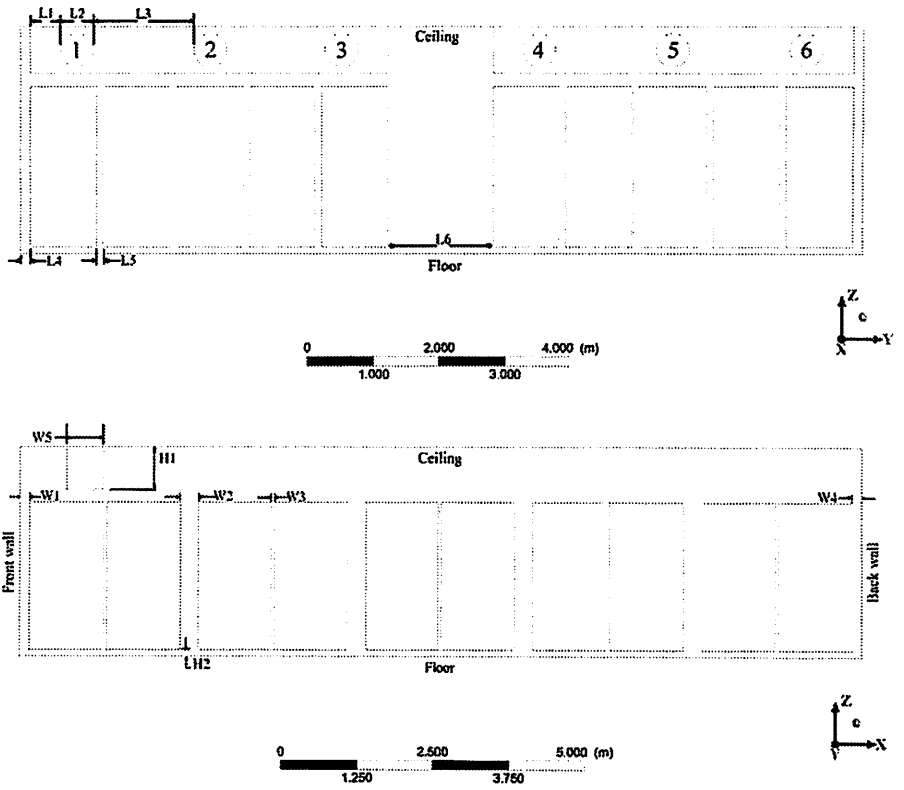


Figure 2: Cold store fan numbers and inside dimensions in ZX and YZ planes.

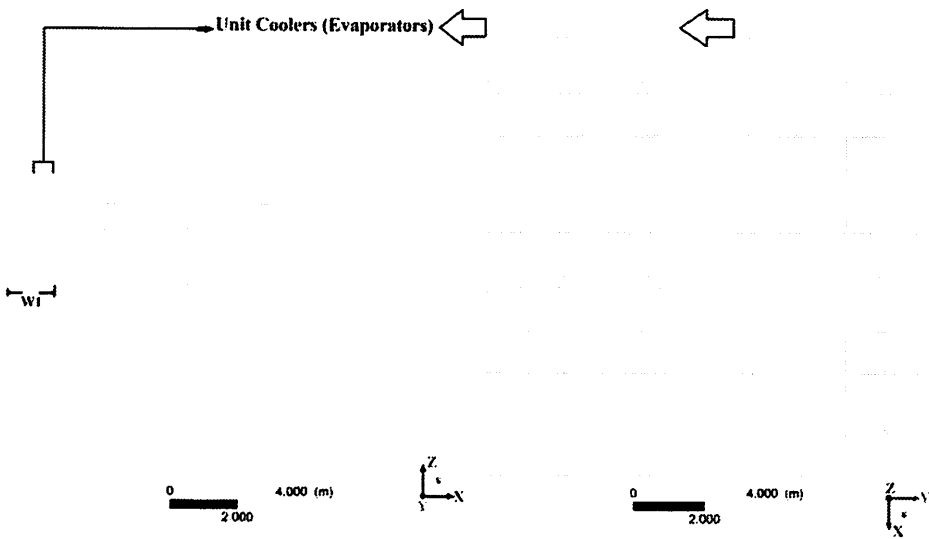


Figure 3: Case 2 with cold store partially loaded.

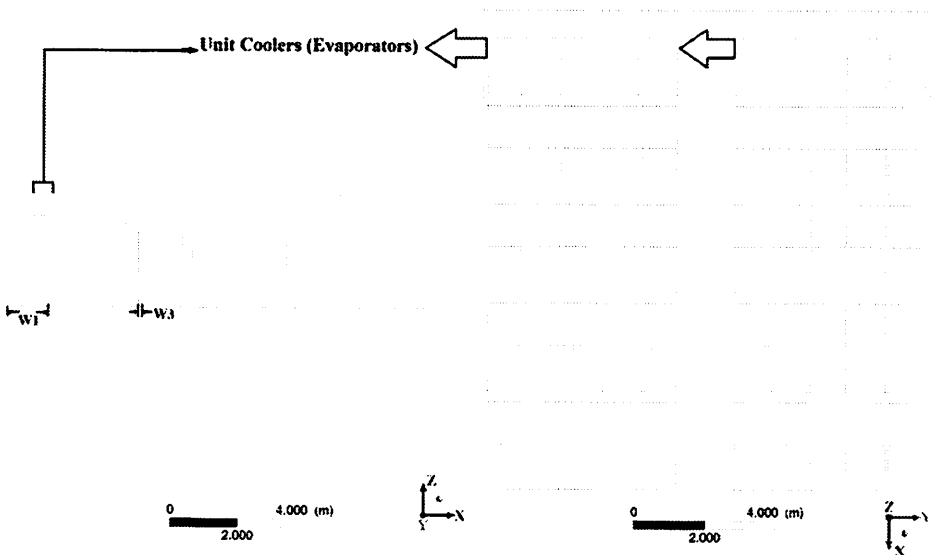


Figure 4: Cases 3 and 4 with cold store partially loaded and different spacing between pallets.

The convective heat transfer coefficients (local CHTC_{avg}) were taken at the planes highlighted in Figure 5 from CFX post processing, considering the heat flux on the surface of the pallets divided by the temperature difference in its surfaces and planes. The positions where the planes were placed were the nearest from the points 4, 6, 8, 9, 11 and 13. It was to observe the effects of heat exchange near to points where velocity and temperature were taken. Moreover, the planes were taken 2 cm distant from the pallets and the CHTC was obtained calculating the average of data collected at 500 points on each plane. The data were distributed in accordance with the pallet's position (front wall, back and middle), and sides (left and right) with the front wall (X direction) as the reference position. The average convective heat transfer coefficients (CHTC_{avg}) were calculated from the total contribution of all surface areas of the pallets.

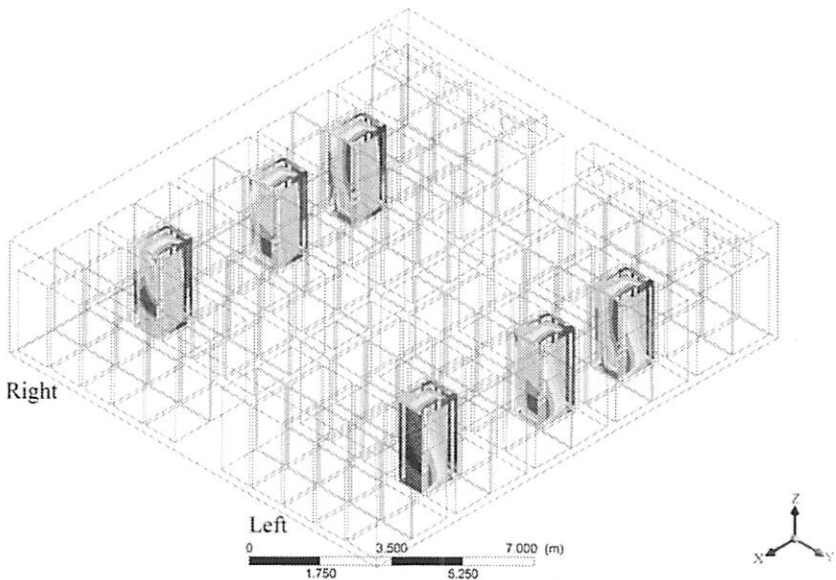


Figure 5: Position area of local heat transfer coefficients on each pallets side.

2.2.1 Thermal properties and refrigeration load calculations

The established standards of *American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers* (ASHRAE, 2010) are usually used to design refrigerated cold rooms and, in this work was also to employment conditions in the simulation of each case. From this source (ASHRAE, 2010), the thermal properties of the grapes and the cold store refrigeration load were calculated, according to the procedure presented below:

The choice of compressors for the unit cooler (evaporator) involves calculating refrigeration load. Total refrigeration load includes:

(1) transmission load, which is heat (sensible heat) transferred into the refrigerated space through its surfaces (walls, floor, and ceiling)

$$Q_t = UA\Delta T \quad (1)$$

(2) product load, which is the heat removed from and produced by products (grapes, respiration, and packages) brought into and kept in the refrigerated space

$$Q_{pl} = m_1 c_{p1} (T_1 - T_2) \quad (2)$$

$$Q_p = m_2 c_{p2} (T_1 - T_2) \quad (3)$$

where Q_r is tabulated.

(3) internal load, which is heat produced by internal sources (e.g., lights, forklifts, electric motors, and people working in the space)

$$Q_{np} = N q_{met} t_p \quad (4)$$

$$Q_l = W0,86t_i \quad (5)$$

where Q_{fk} is tabulated.

(4) infiltration air load, which is heat gain associated with air entering the refrigerated space

$$Q_{ia} = V_E \rho_E (h_e - h_i) \quad (6)$$

$$V_E = nV_{cf}Z \quad (7)$$

(5) equipment-related load (e.g., fan motor heat where forced-air circulation is used, reheat where humidity control is part of the cooling)

$$Q_m = c w_i P \quad (8)$$

The calculated load was increased by a safety factor of 10% to allow for possible discrepancies between design criteria and actual operation.

The thermal properties of grapes were needed to perform calculations of heat transfer involved in the design of cold storage rooms. The specific heat of grapes can be predicted using the composition data in conjunction with temperature-dependent mathematical models of thermal properties of the individual food constituents.

The total thermal refrigeration load was 501 kW. From this data, it was chosen an evaporator which provides a total mass flow rate of 4.20 m s^{-1} of air. Three fan coolers, and two unit coolers (evaporators) were necessary to ensure the energy demand. In one day the unit coolers are used twenty hours for work and the other four hours were needed to defrost and maintenance. The cold storage room exchanges a wall heat (i.e., total refrigeration load per total cold store area) flux of 14.8 W m^{-2} for Case 1 and 14.7 W m^{-2} for Cases 2, 3 and 4. The pallets exchange (i.e., product load per total pallets area) in total load (Case 1) was 9.9 W m^{-2} and in partial load (Cases 2, 3 and 4) was 8.9 W m^{-2} . These simplifications allowed to simulate all cases with reduced computational costs due to the limitation of the equipment.

2.2.2 Geometry and grid generation

A specific geometry was designed for each different configuration, according to the distribution of pallets in each case. The design of geometries and mesh generation was performed with aid of the code ICEM® 11.0 (ANSYS® 11.0). The grid was build using hexahedral volumes, and mesh

independence tests were performed. All meshes had good quality (according to their values of orthogonality, aspect ratio and expansion factor), which reduced the discretization errors.

Simulations were carried out to establish the initial time step, the overall imbalance in domain and the refinements on geometries (Cases 1 and 2). Velocity, pressure and temperature were the variables used to perform mesh independence tests. The mesh refinement established for Case 2 was used to produce meshes for Cases 3 and 4. The grids chosen had 682,056 hexahedral cells for Case 1, 753,721 cells for Case 2, 787,814 cells for Case 3 and 837,761 cells for Case 4(Figure 6).

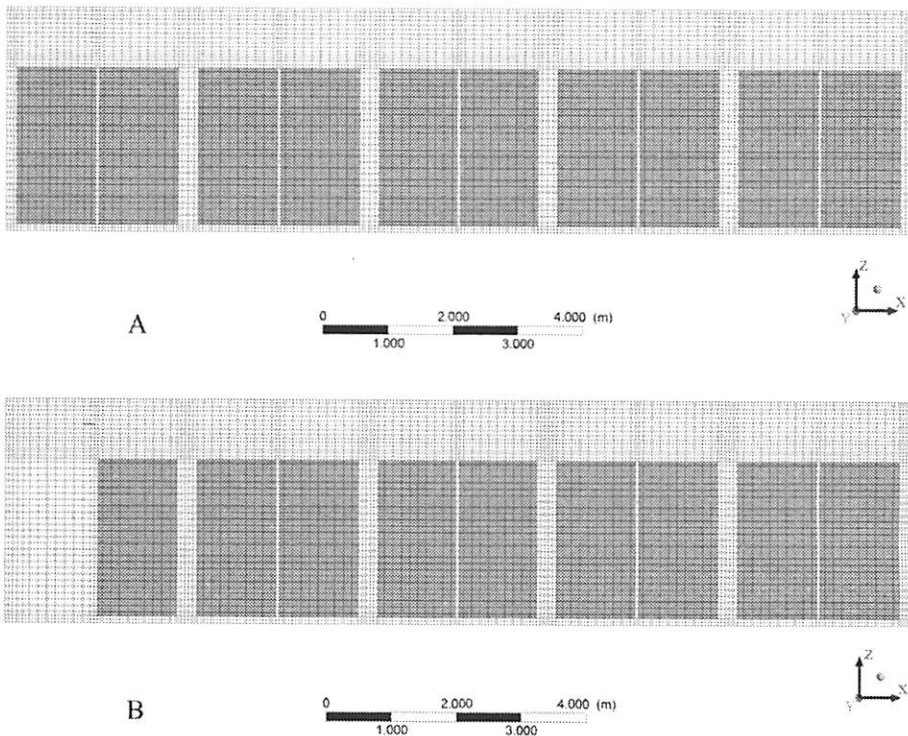


Figure 6: Final grids of two cold stores configurations: a) Case 1 b) Case 2.

2.2.3 Initial and boundary conditions.

In Case 1, the conditions both to the cold store walls and pallets surfaces were considered to have a heat flux of 14.8 W.m^{-2} and 9.9 W.m^{-2} , respectively, and no slip condition to the fluid velocity. An inlet mass flow rate of 1.4 kg s^{-1} was defined for each fan blower. At the outlet, a mass flow rate of 4.2 kg.s^{-1} was defined to close the fluid balance. Boundary conditions for the other geometries (Cases 2, 3 and 4) were the same as the first; the exceptions were the heat flux of 8.9 W.m^{-2} at the pallets surfaces, and 14.7 W.m^{-2} at the cold storage walls.

The transient simulations considered a time step that increased from 0.005 to 0.01 s according to the CFL or Courant number information on simulations, to reach a total duration of 150 s, in which time the process exhibits a steady state behavior. The reference pressure was 1 atm. The domain was initialized with velocity of 0 m s^{-1} , relative pressure of 1 Pa and temperature of 0°C . The heat transfer model applied was the total energy, and the “SST turbulence model”, coupled with an automatic wall function, was used to predict the turbulent behavior. The advection and transient schemes applied were respectively “high resolution” and “second order backward Euler”. RMS residual of 1×10^{-4} was used as convergence criteria, and the overall imbalance in domain was monitored. The simulations were carried out using CFX-solver, version 11.

The domains imbalances were less than 1%, the convergence criterion was achieved for the total time of simulations and the residual target for governing and turbulence equations were respectively above 1×10^{-5} and 1×10^{-4} . The process achieved higher stability near the end of the simulation time (150 s), which enabled the collecting data at this time.

3. THEORY and CALCULATION

3.1 Mathematical modeling

The instantaneous transport equations or governing equations in conservative forms can be written as follows:

Continuity equation: the mass flows entering a fluid element must balance exactly with those leaving.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (9)$$

Momentum equation (Newton's second law): the sum of the external forces acting on the fluid particle is equal to the rate of change of its linear momentum.

$$\frac{\partial (\rho \mathbf{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \otimes \mathbf{U}) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \mathbf{S}_M \quad (10)$$

where \mathbf{S}_M represents a possible *momentum* sources and the stress tensor $\boldsymbol{\tau}$ is related to the strain rate by

$$\boldsymbol{\tau} = \mu \left(\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T - \frac{2}{3} \nabla \cdot \mathbf{U} \right) \quad (11)$$

Total energy equation (the first law of thermodynamics): the rate of change of energy of a fluid is equal to the heat addition and the work done on it.

$$\frac{\partial (\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} h_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot \mathbf{S}_E \quad (12)$$

Where \mathbf{S}_E represents a possible energy sources h_{tot} is the total enthalpy, related to the static enthalpy $h(T,p)$ by

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} \mathbf{U}^2 \quad (13)$$

The term $\nabla \cdot (\mathbf{U} \cdot \boldsymbol{\tau})$ represents the work due to viscous stresses and is called the viscous work term. The internal heating by viscous deformation of the fluid was neglected.

The term $\mathbf{U} \cdot \mathbf{S}_M$ represents the work due to external momentum sources and was also neglected.

The wall heat transfer coefficient using the automatic wall functions is given by the thermal law of wall functions modeling the thermal boundary layer (Kader, 1981), and the turbulent heat flux near the wall region involves:

$$q_w = \frac{\rho c_p u^*}{T^+} (T_w - T_f) \quad (14)$$

where T_w is the temperature at the wall, T_f the near-wall fluid temperature, c_p the fluid heat capacity, and q_w the heat flux at the wall. T^+ is the non-dimensional temperature distribution, which is modeled by blending the viscous sublayer and the logarithmic law of the wall. u^* is an alternative near wall velocity, calculated from the logarithmic relation for the near wall velocity.

3.1.1 Turbulence Model

Turbulence consists on fluctuations in the flow field in time and space. It occurs when the inertia forces in the fluid become significant compared to viscous forces, and is characterized by a high Reynolds Number (Wilcox, 1998).

The governing equations are rearranged by the introduction of averaged and fluctuating quantities to produce the Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) equations. Turbulence models close the Reynolds averaged equations by providing models to compute the Reynolds stresses and Reynolds fluxes. The RANS model is preferred in food engineering, when compared to other approaches such as large-eddy simulation (LES) (Kondjoyan, 2006).

For 3D turbulent cases such as the flow in stacks of food products, Defraeye et al. (2013) considered the wall functions an efficient approach to determine the behavior in the boundary layer. CFD modelers should acknowledge the impact of different modeling approaches on the accuracy of their results, as well as the computational resources needed.

The Shear Stress Transport (SST) turbulence model was chosen based in a previous work, which evaluated the standard k- ϵ , k- ω and SST. The SST

model provided the best agreement when compared to the experimental data of velocity and temperature (Damasceno et al., 2013).

The SST model is based on blending functions, which ensure a proper selection of the k - ω and k - ε zones automatically, and results in a major improvement in terms of flow separation predictions. This model was designed to give highly accurate predictions of the onset and the amount of flow separation under adverse pressure gradients by the inclusion of transport effects into the formulation of the eddy-viscosity (Menter et al., 2003).

A formulation with adaptations of SST model is given by Menter et al. (2003):

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U k) = \tilde{P}_k - \beta^* \rho k \omega + \nabla \cdot [(\mu + \sigma_k \mu_t) \nabla k] \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \omega) = & \alpha \rho S^2 - \beta \rho \omega^2 + \nabla \cdot [(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \nabla \omega] + \\ & 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \nabla k \nabla \omega \end{aligned} \quad (16)$$

Where the blending function F_1 is defined as:

$$F_1 = \tanh \left\{ \left[\min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho \sigma_\omega 2k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right]^4 \right\} \quad (17)$$

With

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right) \quad (18)$$

and y is the distance to the nearest wall.

F_1 is equal to zero away from the surface, which ensures the use of the k - ε model in these regions. Otherwise, F_1 switches to one inside the boundary-layer, and thus the k - ω model is used.

The turbulent eddy viscosity is defined as follows:

$$v_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)} \quad (19)$$

Where S is the invariant measure of the strain rate and F_2 is a second blending function

defined as:

$$F_2 = \tanh \left\{ \left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right\} \quad (20)$$

In order to avoid the build-up of turbulent kinetic energy in stagnation regions, a formulation of limiters for the production term in the turbulence equations is applied.

$$P_k = \mu_t \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \rightarrow \bar{P}_k = \min(P_k, 10 \cdot \beta^* \rho k \omega) \quad (21)$$

All constants are computed by a blend from the corresponding constants of the k- ϵ and the k- ω model, using the relation $\alpha = \alpha_1 F + \alpha_2 (1 - F)$. The constants for this model are: $\beta^*=0.09$, $\alpha_1=5/9$, $\beta_1=3/40$, $\sigma_{k1}=0.85$, $\sigma_{\omega1}=0.5$, $\alpha_2=0.44$, $\beta_2=0.0828$, $\sigma_{k2}=1$, $\sigma_{\omega2}=0.856$.

3.2 Numerical Solutions

The governing partial differential equations (PDE) were solved using iterative methods at discrete points, with the support of a CFD code to handle the discretization (or linearization) of the PDE in algebraic equations at discrete points throughout the domain. The CFX-solver (CFX® 11.0) was used to solve numerically the governing equations using the finite volume method, which is explained with more details by Patankar (1980) and Shaw (1992).

To solve the discrete system of linearized equations, CFX uses a Multigrid accelerated Incomplete Lower Upper factorization technique. It is an

iterative solver whereby the exact solution of the equations is approximated during the course of several iterations.

4 Results

The predicted and experimental values for the air velocity and temperature in different points of the cold storage for Case 1 are presented respectively in Figures 7 and 8. It could be observed that the predicted data are in good agreement with the experimental ones for most of the points. The average error for predicted data points was 32% for the velocity and 26 % for the temperature. Nonetheless, most of simulated data are close to the experimental ones. This error range could be justified by the following reasons: a) the dimensions of the chamber. In general, the studies are carried out in a pilot scale, like in the works of Delele et al. (2009) and Delele et al. (2013a) where the average prediction errors were 18.5% for air velocity fields and 17.1% for temperature. For large scales, the error could increase; b) the simulated data were obtained for almost ideal conditions, whereas the experimental data that also have their experimental error. c) The experimental data were obtained by a person inside the chamber. Although the chamber is very large, the presence the person is an intrusive factor.

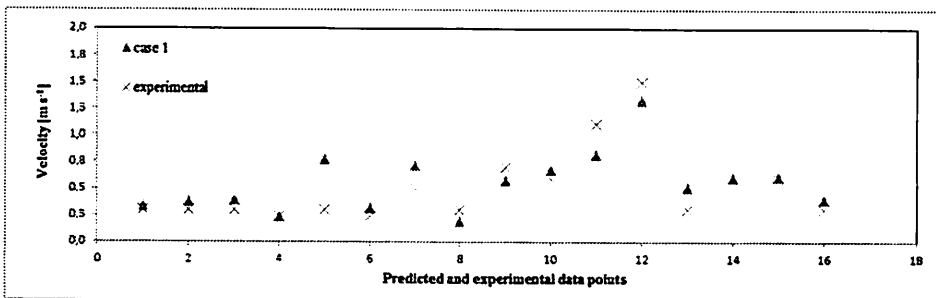


Figure 7: Predicted and experimental velocity values at each data point.

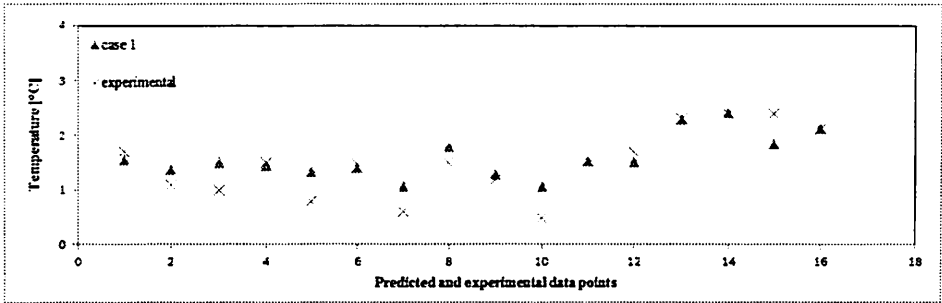


Figure 8: Predicted and experimental temperature values at each data point.

Figures 9 and 10 show the velocity and temperature in the cold store of Case 1. It can be observed in Figure 9 that the forced-air flow of each fan blower is directed to the walls. Consequently, a region with low flow of air was formed in the middle part of the chamber. Most of the streamlines converged in the central corridor of the CSR. The remainder was distributed among pallets and the back wall, and also between the pallets and the side walls of the middle and bottom regions of the chamber. The observed behavior is justified by the presence of the pallets under the unit coolers. The temperature distribution presented in Figures 10A and 10B are a consequence of the velocity field. The higher air velocity gradients in the columns (ZX plane) and lines (YZ plane) formed between the pallets resulted in greater variation in temperature, i.e., regions with low and high airflow presented in consequence higher and lower temperatures, respectively. The temperature data points were close to the colder surfaces (dark blue shades), and the average temperature between pallets in the rows 7, 8, 9, 10, 11, 12, 17, 18, 19 and 20 (defined in Figure 1) presented variations above 1°C.

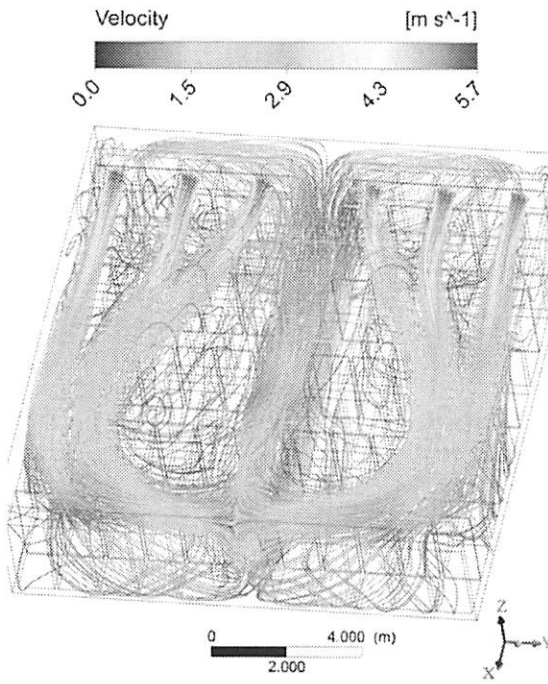


Figure 9: Streamlines Case 1.

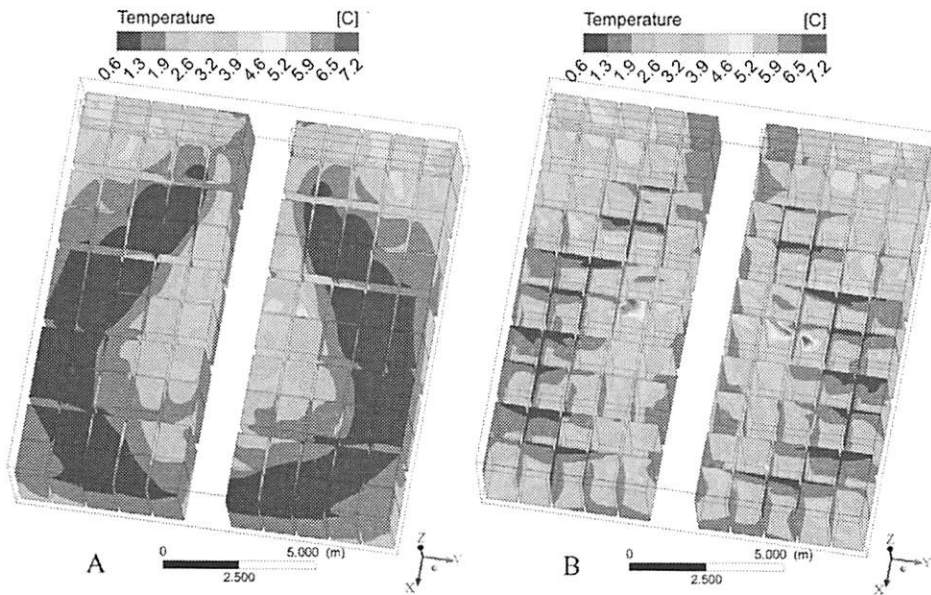
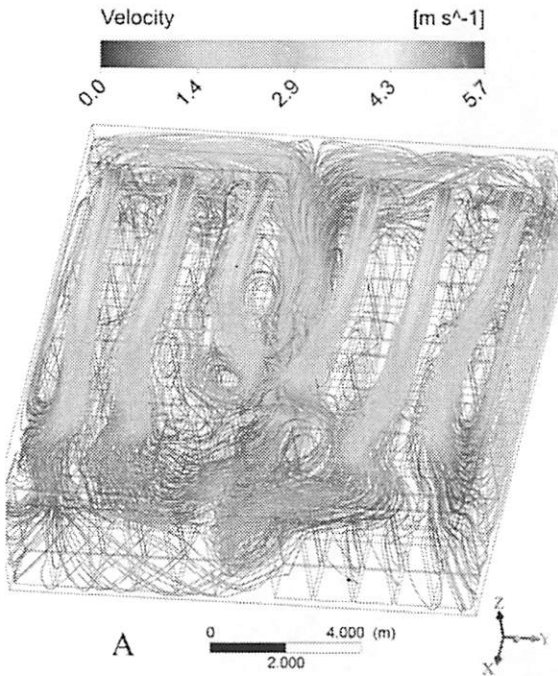


Figure 10: Temperature front and back face profiles Cases 1 (a, b).

The air flow path on Cases 2, 3 and 4 (Figure 11) presented changes in velocity and temperature (Figure 12) with respect to Case 1 (Figures 9 and 10). It is due to the different load of the pallets inside the chamber. As pointed before, in Case 1 the chamber was considered fully loaded, whereas in Cases 2, 3 and 4 it was considered 90% loaded.



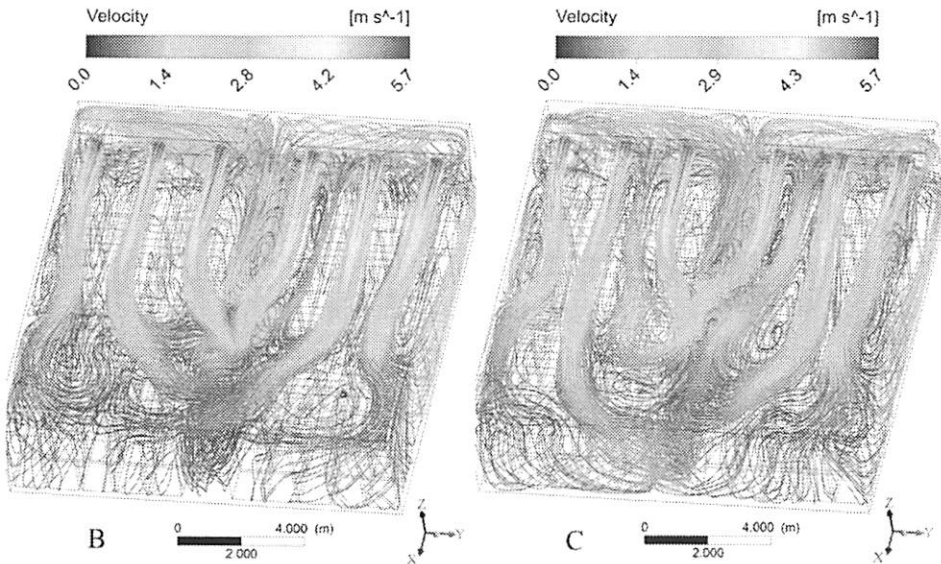
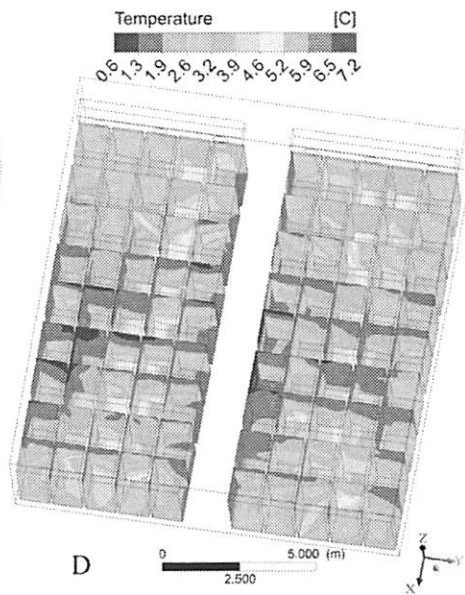
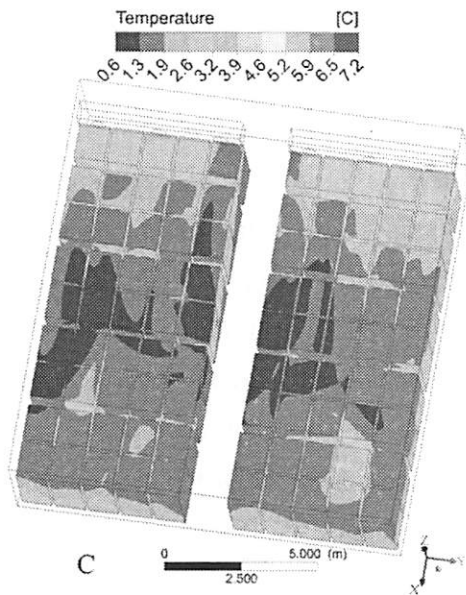
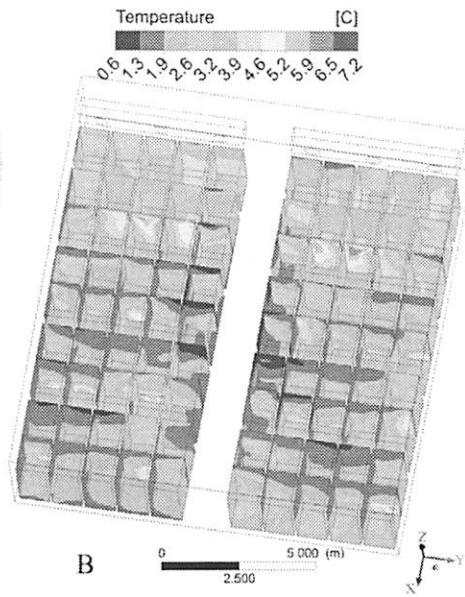
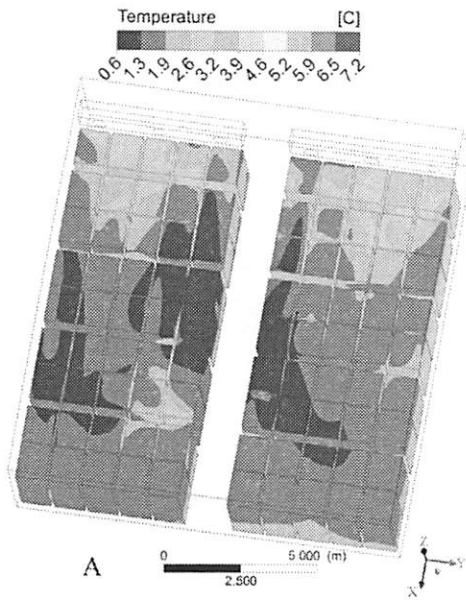


Figure 11: Streamlines cases 2 (a), 3 (b) and 4 (c).

In Figure 11, it can be observed the different flow field distribution and, consequently, diverse local velocity lines for the distributions in Cases 2, 3 and 4. Each case presents different spaces among the pallets. The flow in these cases presented the following behavior: streamlines from the fan coolers 1 and 6, which are close to the side walls, show that air is spread to the sides with more velocity than to the back walls. Moreover, streamlines from the central fan coolers (2 and 4) were concentrated mainly in the back central corridor. This situation created a natural air flow blockage to the other two fans (3 and 4), which concentrated the air flow in the middle central corridor (Figure 11). These phenomena were also highlighted in the work of Defraeye et al. (2013), in which different containers for packing oranges were evaluated. The container which allowed air circulation for more open regions generated a preferential flow path and consequently decreased the circulation between fruit, avoiding narrower paths.

Cases 2, 3 and 4 presented minor variations in temperature compared to Case 1 (Figures 10 and 12). The minimum average temperature increased on the surface of the pallets and the maximum decreased, thus contributing to a more homogeneous distribution of temperature. This indicates that the absence of the last two rows of pallets (19 and 20) contributed to an overall rearrangement of air velocity distribution. The repositioning of pallets at Cases 3 and 4 provided different responses for each case. In Case 3, the airflow blown by the fans 1 and 6 had higher velocity between the pallets and the side walls than in the region near the back wall (Figure 11B). This caused a variation above 1°C among the temperature of the pallets in the rows 4, 5 and 6 (Figures 12C and 12D). In this same region, near the back wall, the airflow velocity in Cases 2 and 4 was higher (Figures 11A and 11C). The higher variations of temperatures at Case 3 (Figures 12 C and 12D) indicate that the airflow velocity through the pallets near the back wall was smaller in Case 3 than in Case 4, indicating loss in heat transfer. Nevertheless, for Case 4 the air flows with a lower velocity variation, thus contributing to homogenous flow, i.e., the minimum values of flow velocity increased and its variation range decreases, contributing to reduce the temperature variation in pallets and resulting in a gain on heat transfer (Figures 12E and 12F).



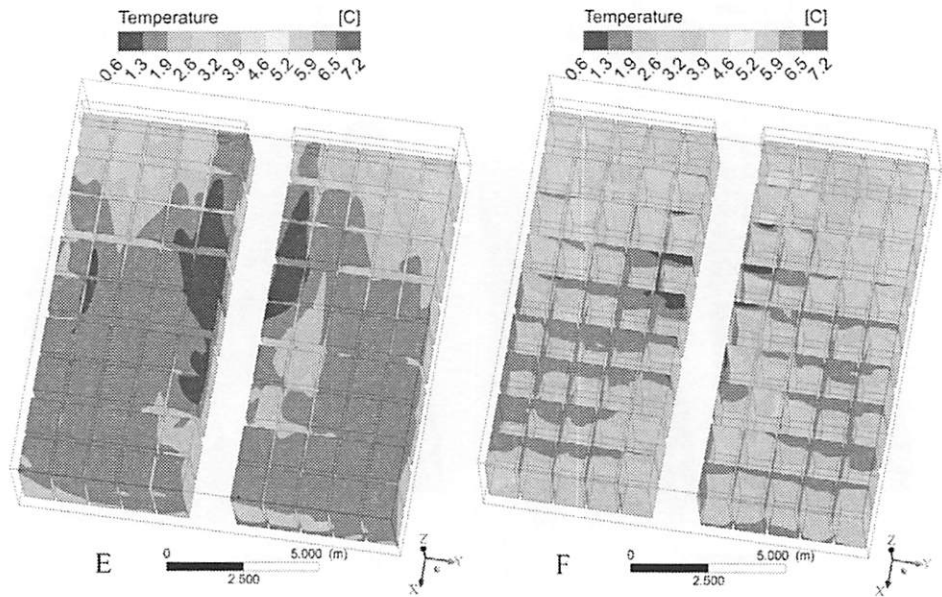


Figure 12: Temperature front and back face profiles Cases 2 (a, b), 3(c, d), and 4(e, f).

In the precooling step, packaged and palletized grapes went through a forced-convective cooling process to remove heat and thus preserve their sensory qualities. At the end of this stage the palletized products had temperatures around 5°C and are transferred to cold room storage maintained at 0°C . Products in storage could reach 0°C , and continue to lose the heat generated by convective exchange with the cold airflow through the pallets, until shipment time. Local averaged convective heat transfer coefficients (local CHTC_{avg}) were calculated summing up the contribution of each plane around the pallets (Figure 5) and the experimental data points. These factors were used to explain the convective heat exchange between the pallets and the external environment, where the air flow exerts great influence. The average CHTC and their deviations around the pallets for each case, according to the configuration proposed in Figure 5, are shown in Figure 13.

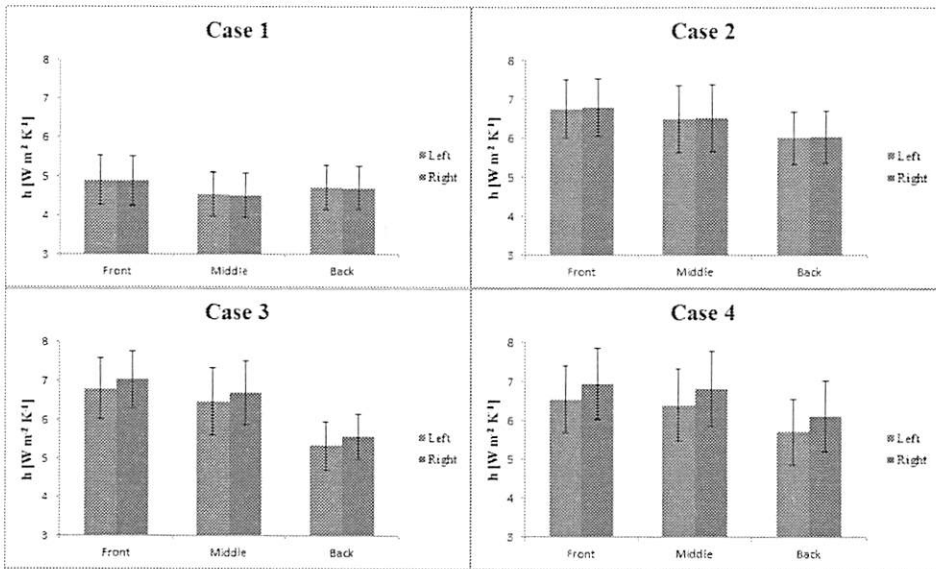


Figure 13: Average CHTC around the pallets in all cases.

In Case 1, the heat exchange tends to be slightly more intense in the pallets near the walls of the front and back than the middle of the cold storage room. The entire cooling process of the product depends on the heat exchange, which in turn depends on the movement of the cold air flow, and higher CHTCs cooperate to explain this process.

For the same cold airflow applied to all cases, the largest load amount in Case 1 (10% or 8500 kg) becomes a key factor to help explain the difference in results of CHTCs. The removal of two rows below the evaporator causes an increase of all heat transfer coefficients, compared to Case 1.

The different behavior of air distribution, as shown in Figures 9 and 11 also reflected in the higher values of CHTCs for Cases 2, 3 and 4. It justifies the shorter cooling time, which contributes to shelf life and product quality. However, the increase in the heat transfer coefficients was not uniform, as the

higher values were found in the pallets closer to the middle and front wall regions.

The process of optimal heat transfer should enable the entire product to reach the final storage temperature almost simultaneously. However, the results of local average CHTCs and their standard deviations indicate that heat transfer occurred heterogeneously close to the pallets surfaces and the experimental points collected. This can be due to the process of distribution and circulation of air within the cold storage room itself, in which the air flows along the direction of the fan blowers (X direction), with the presence of only a few cross flow lines (Y direction). According to the results it can be inferred that the flow tends to reach a stability along the columns (ZX plane) during the time elapsed from the simulations (150 s).

Cases 3 and 4 were proposed to diminish the variation of the coefficients around the pallets in these different regions along the chamber - front wall, middle and back wall - and also to increase them. In both cases, smaller increases and decreases in the coefficients were observed. The variation among the local average CHTCs increased in some regions and decreased in others with the increase in spacing between adjacent pallets on their lines (Y direction), which did not contribute to a more homogeneous process of heat transfer. Therefore, Case 2 provided a better heat transfer, thus contributing to a shorter cooling.

5 Conclusions

The simulated profiles of the total loaded industrial cold storage room were in agreement with the experimental one, with a maximal deviation of 32% for velocity and 26% for temperature.

The simulations of four cases, with different load configurations, were carried out. The simulated velocity and temperature fields with to the average

heat transfer coefficients (CHTCs) suggest that 90% of load is more adequate when compared to the full loaded storage room, because the change in air flow profile contributed to the increase of heat exchange in the pallet throughout the cold storage room. Compared to the other cases, the operational design of storage on Case 2 showed the best improvement due to its enhanced convective heat transfer coefficients.

References

- Ambaw, A., Verboven, P., Delele, M., Defraeye, T., Tijskens, E., Schenk, A., Nicolai, B., (2013). CFD Modelling of the 3D Spatial and Temporal Distribution of 1-methylcyclopropene in a Fruit Storage Container. *Food and Bioprocess Technology* 6(9), 2235-2250.
- ASHRAE, (2010). *Handbook of Refrigeration*. American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Atlanta.
- Becker, B.R., Fricke, B.A., (2004). Heat transfer coefficients for forced-air cooling and freezing of selected foods. *International Journal of Refrigeration* 27(5), 540-551.
- Chourasia, M.K., Goswami, T.K., (2007). Steady state CFD modeling of airflow, heat transfer and moisture loss in a commercial potato cold store. *International Journal of Refrigeration* 30(4), 672-689.
- Damasceno, G. P., Corrêa, J. L. G., Nascimento, F. R., (2013) Determinação via cfd de campos de velocidade e temperatura em uma câmara de armazenamento. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE SISTEMAS PARTICULADOS: ENEMP, XXXVI., 2013, Maceió. *Anais...* Maceió: Edufal, 2013.
- Defraeye, T., Lambrecht, R., Tsige, A.A., Delele, M.A., Opara, U.L., Cronjé, P., Verboven, P., Nicolai, B., (2013). Forced-convective cooling of citrus fruit: Package design. *Journal of Food Engineering* 118(1), 8-18.
- Delele, M.A., Ngcobo, M.E.K., Opara, U.L., Meyer, C.J., (2013). Investigating the Effects of Table Grape Package Components and Stacking on Airflow, Heat and Mass Transfer Using 3-D CFD Modelling. *Food and Bioprocess Technology* 6(9), 2571-2585.

- Delele, M.A., Schenk, A., Tijskens, E., Ramon, H., Nicolai, B.M., Verboven, P., (2009). Optimization of the humidification of cold stores by pressurized water atomizers based on a multiscale CFD model. *Journal of Food Engineering* 91(2), 228-239.
- Kader, B.A., (1981). Temperature and concentration profiles in fully turbulent boundary layers. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 24(9), 1541-1544.
- Kondjoyan, A., (2006). A review on surface heat and mass transfer coefficients during air chilling and storage of food products. *International Journal of Refrigeration* 29(6), 863-875.
- Menter, F., Kuntz, M., Langtry, R., (2003). Ten years of industrial experience with the SST turbulence model. *Turbulence, heat and mass transfer* 4, 625-632.
- Ngcobo, M.E.K., Delele, M.A., Opara, U.L., Zietsman, C.J., Meyer, C.J., (2012). Resistance to airflow and cooling patterns through multi-scale packaging of table grapes. *International Journal of Refrigeration* 35(2), 445-452.
- Patankar, S., (1980). *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Taylor & Francis.
- Paul, V., Pandey, R., Srivastava, G., (2012). The fading distinctions between classical patterns of ripening in climacteric and non-climacteric fruit and the ubiquity of ethylene—An overview. *Journal of Food Science and Technology* 49(1), 1-21.
- Pham, Q.T., Trujillo, F.J., McPhail, N., (2009). Finite element model for beef chilling using CFD-generated heat transfer coefficients. *International Journal of Refrigeration* 32(1), 102-113.
- Shaw, C.T., (1992). *Using Computational Fluid Dynamics*. Prentice Hall.
- Verboven, P., Flick, D., Nicolai, B.M., Alvarez, G., (2006). Modelling transport phenomena in refrigerated food bulks, packages and stacks: basics and advances. *International Journal of Refrigeration* 29(6), 985-997.
- Wilcox, D.C., (1998). *Turbulence modeling for CFD*. DCW industries La Canada.
- Xie, J., Qu, X.-H., Shi, J.-Y., Sun, D.-W., (2006). Effects of design parameters on flow and temperature fields of a cold store by CFD simulation. *Journal of Food Engineering* 77(2), 355-363.

4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Dentro da câmara de armazenagem frigorífica estudada se observou que a diminuição de 10% da carga (8500 kg), ou seja, duas fileiras de paletes abaixo dos evaporadores provocaram um efeito positivo na transferência de calor, o que pode implicar em um menor tempo de refrigeração das uvas, contribuindo para sua maior qualidade e vida de prateleira. Porém, o aumento nos espaçamentos das fileiras de paletes na direção transversal ao fluxo de ar não apresentou um efeito esperado na diminuição da variação dos coeficientes locais convectivos de transferência de calor.

Fica a sugestão de trabalhos futuros considerando o aumento das dimensões da câmara para o estudo dos efeitos da variação nos espaçamentos paralelos ao fluxo de ar. O aumento da câmara decorre pela necessidade de movimentação de uma empilhadeira no corredor central, onde o espaçamento mínimo deve ser de 1,60 m, possibilitando também espaço suficiente para o deslocamento dos paletes na direção paralela ao fluxo e condições de um aumento no limite máximo de carga suportada pela câmara com maior volume.