

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM MODELAGEM COMPUTACIONAL

MODELAGEM NUMÉRICA DO ESCOAMENTO DE AR NO INTERIOR DE UM  
BALCÃO EXPOSITOR REFRIGERADO

por

Leticia Moreira Hood

Dissertação para obtenção do Título de  
Mestre em Modelagem Computacional

Rio Grande, 30 de março de 2016

MODELAGEM NUMÉRICA DO ESCOAMENTO DE AR NO INTERIOR DE UM  
BALCÃO EXPOSITOR REFRIGERADO

por

Leticia Moreira Hood

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional (PPGMC), da Universidade Federal do Rio Grande (FURG), como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Modelagem Computacional.

Área de concentração: Modelagem de Fluidos Geofísicos e Fenômenos de Transporte.

Orientador: Prof. Dr. Marcelo Moraes Galarça

Coorientador: Prof. Dr. Anderson Favero Porte

Examinadores da banca:

Prof<sup>a</sup>. Dr<sup>a</sup>. Daniele Colembergue da Cunha Vanzin IFRS

Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos FURG

Prof. Dr. Liércio André Isoldi FURG

Prof. Dr. Jeferson Avila de Souza

Coordenador do PPGMC.

Rio Grande, 30 março de 2016.

Dedico este trabalho à minha família e aos amigos  
que sempre me apoiaram em todos  
os momentos difíceis.

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente a Deus por estar comigo em cada momento da minha vida.

Ao meu esposo e meu filho por me compreenderem, incentivarem e me apoiarem em todos bons e ruins momentos, serem amigos e companheiros. Por entenderem meus momentos de ausência.

Ao meu orientador, professor Marcelo Galarça, pela orientação, disponibilidade, competência científica e pelas críticas e sugestões extremamente necessárias para o desenvolvimento do trabalho.

Ao meu coorientador Anderson Porte, pela competência científica, pela paciência e pela disponibilidade quando solicitado.

Ao professor Pedro Gaspar, pela disponibilidade de bibliografias que contribuíram para o desenvolvimento inicial deste trabalho.

Ao professor Jeferson Avila Souza pela sua competência profissional exercida na coordenação do PPGMC e pela disponibilidade do laboratório.

Aos recursos computacionais disponibilizados no LATESC, no IFRS.

A todos os amigos que de alguma forma, contribuíram para a realização desta pesquisa.

À CAPES pelo suporte financeiro durante a realização da pesquisa.

## RESUMO

A refrigeração dos alimentos é a forma de conservação mais utilizada, capaz de manter a qualidade e as propriedades naturais dos alimentos. Em vista disto e, de modo a suprir as exigências impostas para a comercialização de determinados tipos de alimentos, estabelecimentos comerciais optam pela utilização de expositores refrigerados fechados (vitrines). Com o intuito de avaliar o processo de transferência de calor por convecção natural com escoamento turbulento no interior do equipamento expositor refrigerado fechado é realizado um estudo numérico, onde a solução das equações de transporte é feita através do Método dos Volumes Finitos (MVF) pelo software ANSYS/FLUENT. O escoamento é considerado bidimensional, incompressível, turbulento e em regime transiente. Inicialmente, o modelo numérico é verificado para o problema de cavidades quadradas com convecção natural em regime turbulento encontrado na literatura. No procedimento numérico, o algoritmo SIMPLEC (*Semi Implicit Linked Equations-Consistent*) é utilizado para tratar o acoplamento pressão-velocidade e o esquema *Upwind* de Segunda Ordem para o tratamento dos termos advectivos. O modelo *k-ε standard* é utilizado para resolver o escoamento turbulento. Os campos de temperatura e velocidade são avaliados para as temperaturas do evaporador de  $-10^{\circ}\text{C}$ ,  $-5^{\circ}\text{C}$  e  $0^{\circ}\text{C}$ , com as temperaturas ambiente de  $25^{\circ}\text{C}$  e  $35^{\circ}\text{C}$ . Além do comportamento dos campos, é avaliado o número de Nusselt médio no evaporador e as taxas de transferência de calor no equipamento expositor para os seis casos analisados. Os números de Rayleigh para cada caso estudado são respectivamente,  $1,43 \times 10^9$ ,  $1,18 \times 10^9$ ,  $0,94 \times 10^9$ ,  $1,70 \times 10^9$ ,  $1,45 \times 10^9$  e  $1,22 \times 10^9$ . Os resultados obtidos para cada experimento numérico mostram que o aumento da diferença de temperatura entre a temperatura imposta para o evaporador e a temperatura ambiente, provoca a alteração do comportamento da distribuição de temperatura e velocidade, além de influenciar na variação do número de Nusselt no evaporador e a taxa de transferência de calor. Dependendo do tipo de alimento, as temperaturas de armazenamento variam de  $0^{\circ}\text{C}$  até  $10^{\circ}\text{C}$  para mantê-los conservados, em vista disto, apenas um caso dentre os analisados não apresenta temperaturas ideais para conservação de alimentos refrigerados.

Palavras-chave: Convecção Natural, Equipamento Expositor Refrigerado, Modelagem Numérica

## ABSTRACT

Food refrigeration is the most used form of conservation capable of preserving the quality and the natural properties of food. In view of this and, in order to fulfill the imposed needs for commercialization of determined types of food, by extending its time of conservation, commercial premises opt to utilize closed refrigerated displays (vitrines). In order to assess the heat transference process by natural convection with turbulent flow inside the closed refrigerated display equipment, it is executed a numerical study, where the solution of transport equations is accomplished through the Finite Volume Method (FVM) by ANSYS/FLUENT software. The flow is considered two-dimensional, incompressible, turbulent and transient. Firstly, the numerical model is verified to the problem of square cavities with natural convection in turbulent regime found in literature. The numerical algorithm procedure SIMPLEC (Semi Implicit Linked Equations-Consistent) is utilized to manage the pressure-velocity linkage and the Second-order Upwind scheme the management of advective terms. The k- $\epsilon$  standard model is utilized to solve the turbulent flow. The temperature and velocity fields are evaluated for evaporator temperatures of  $-10^{\circ}\text{C}$ ,  $-5^{\circ}\text{C}$  and  $0^{\circ}\text{C}$ , with room temperatures of  $25^{\circ}\text{C}$  and  $35^{\circ}\text{C}$ . In addition to the fields' behavior, it is evaluated the medium Nusselt number in the evaporator and the heat transference rates in the display equipment for the six analyzed cases. The Rayleigh number for each studied cases are respectively  $1,43 \times 10^9$ ,  $1,18 \times 10^9$ ,  $0,94 \times 10^9$ ,  $1,70 \times 10^9$ ,  $1,45 \times 10^9$  and  $1,22 \times 10^9$ . The results obtained for each numerical experiment show that increasing the temperature difference between the temperature imposed to the evaporator and the ambient temperature, causes the change of behavior of the distribution of temperature and velocity fields, besides influencing the variation of the Nusselt number on the evaporator and heat transfer rate. Depending on the type of food, the storage temperatures vary of  $0^{\circ}\text{C}$  up to  $10^{\circ}\text{C}$  to keep them preserved, therefore, there is only one case among the analyzed ones that does not present ideal temperatures for refrigerated food preservation.

Keywords: Natural convection, Refrigerated Display Equipment, Numerical Modeling.

## SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO .....	1
1.1	Balcão expositor refrigerado.....	3
1.2	Estado da Arte.....	4
1.2.1	Convecção Natural em cavidades .....	5
1.2.2	Equipamentos Expositores Refrigerados .....	9
1.3	Objetivos.....	11
1.4	Estrutura da Dissertação .....	12
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....	14
2.1	Transferência de Calor por Convecção.....	14
2.1.1	Convecção Natural .....	15
2.2	Balanco de Energia .....	17
3	MODELAGEM MATEMÁTICA.....	18
3.1	Problema Proposto.....	18
3.2	Equações de Conservação.....	19
3.2.1	Conservação da Massa .....	19
3.2.2	Conservação da Quantidade de Movimento.....	20
3.2.3	Conservação da Energia .....	20
3.3	Modelo de turbulência .....	21
3.4	Leis de Parede.....	23
3.4.1	Leis de parede para a quantidade de movimento .....	23
3.4.2	Leis de parede para a energia .....	24
3.4.3	Leis de parede para a turbulência.....	25
4	MODELAGEM NUMÉRICA.....	26
4.1	Método dos Volumes Finitos .....	27
4.2	Acoplamento pressão-velocidade .....	32
4.3	Tratamento dos Termos Advectivos .....	33
5	VERIFICAÇÃO NUMÉRICA.....	35
5.1	Convecção Natural em Cavidade Quadrada Fechada.....	35
5.2	Isotermas e Linhas de Corrente geradas para Cavidade Fechada.....	39

5.2.1	Isotermas e linhas de corrente geradas para o escoamento laminar .....	39
5.2.2	Isotermas e linhas de correntes geradas para o escoamento turbulento .....	40
6	RESULTADOS E DISCUSSÕES .....	43
6.1	Teste de Independência de Malha.....	43
6.2	Descrição do problema .....	44
6.3	Resultados .....	49
6.4	Análise da distribuição das temperaturas para a conservação de alimentos.....	59
7	CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE CONTINUIDADE .....	65
8	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	67

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Equipamentos Expositores Refrigerados, a) Mural, b) Ilha e c) Vitrine. ....	1
Figura 2.1: Ciclo térmico devido ao processo de convecção .....	16
Figura 3.1: Geometria do problema proposto.....	19
Figura 4.1: Tarefa do método numérico .....	27
Figura 4.2: Volume elementar para balanço de conservação .....	28
Figura 5.1: Geometria da cavidade.....	35
Figura 5.2: Isotermas: (a) do presente trabalho e (b) de referência e Linhas de Corrente: (c) do presente trabalho e (d) de referência, para $Ra=10^6$ laminar .....	39
Figura 5.3: Isotermas: (a) do presente trabalho e (b) de referência e Linhas de Corrente: (c) do presente trabalho e (d) de referência, para $Ra=10^8$ laminar .....	40
Figura 5.4: Isotermas: (a) do presente trabalho e (b) de referência e Linhas de Corrente: (c) do presente trabalho e (d) de referência, para $Ra=10^6$ turbulento .....	40
Figura 5.5: Isotermas: (a) do presente trabalho e (b) de referência e Linhas de Corrente: (c) do presente trabalho e (d) de referência, para $Ra=10^8$ turbulento.....	41
Figura 5.6: Isotermas: (a) do presente trabalho e (b) de referência e Linhas de Corrente: (c) do presente trabalho e (d) de referência, para $Ra=10^{10}$ turbulento.....	41
Figura 5.7: (a) Isotermas do presente trabalho e (b) Linhas de Corrente do presente trabalho, para $Ra=10^9$ turbulento.....	41
Figura 6.1: Geometria do equipamento expositor .....	45
Figura 6.2: Geometria do equipamento expositor discretizada .....	46
Figura 6.3: Comportamento da temperatura média do ar .....	49
Figura 6.4: Campos de temperatura ( $^{\circ}C$ ) para: (a) Caso I, (b) Caso II.....	50
Figura 6.4: Campos de temperatura ( $^{\circ}C$ ) para: (c) Caso III, (d) Caso IV, (e) Caso V e (f) Caso VI.....	51
Figura 6.5: Campos de velocidade (m/s) para: (a) Caso I, (b) Caso II, (c) Caso III, (d) Caso IV .....	54
Figura 6.5: Campos de velocidade (m/s) para: (e) Caso V e (f) Caso VI.....	55
Figura 6.6: Linhas de Corrente (kg/s) para: (a) Caso I, (b) Caso II, (c) Caso III, (d) Caso IV .....	57
Figura 6.6: Linhas de Corrente (kg/s) para: (e) Caso V e (f) Caso VI .....	58

Figura 6.7: Esquema indicativo das posições .....	61
Figura 6.8: Distribuição das temperaturas para os Casos I, II e III .....	62
Figura 6.9: Distribuição das temperaturas para os Casos IV, V e VI.....	62
Figura A.I: Componentes básicos de um sistema de refrigeração.....	70
Figura A.IIa: Distribuição da temperatura para o Caso III.....	72
Figura A.IIb: Distribuição da temperatura para o Caso VI .....	72

## LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1: Valores utilizados na Eq. (4.7) .....	30
Tabela 5.1: Dimensões da cavidade determinadas por Barakos e Mitsoulis (1994) .....	37
Tabela 5.2: Nusselt médio para diferentes Rayleigh .....	37
Tabela 5.3: Diferença percentual do Nusselt médio para diferentes Rayleigh.....	38
Tabela 6.1: Taxa de transferência de calor para malhas com diferentes volumes.....	43
Tabela 6.2: Taxa de transferência de calor que entra e absorvido na cavidade e diferença relativa entre as malhas 120x186 e 173x268.....	44
Tabela 6.3: Taxa de transferência de calor que entra e absorvido na cavidade e diferença relativa entre as malhas 173x268 e 208x320.....	44
Tabela 6.4: Propriedades dos materiais .....	46
Tabela 6.5: Temperaturas para os casos analisados. ....	47
Tabela 6.6: Propriedades do ar .....	47
Tabela 6.7: Valores de Nusselt para os casos simulados.....	59
Tabela 6.8: Temperatura máxima para refrigeração.....	60

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	Área de transferência de calor ( $m^2$ )
$a$	Espessura do evaporador (m)
$c_p$	Calor específico à pressão constante (J/kg.K)
$C_\mu$	Constante do modelo de turbulência
$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$	Constantes do modelo de turbulência
$E$	Constante empírica
$g$	Aceleração gravitacional ( $m/s^2$ )
$G_k$	Geração de energia cinética turbulenta ( $kg/m.s^3$ )
$h$	Coefficiente de transferência de calor por convecção ( $W/m^2.K$ )
$H$	Comprimento característico (m)
$k$	Condutividade Térmica do fluido ( $W/m.K$ )
$k_p$	Energia cinética turbulenta em um ponto P
$l$	Largura do evaporador (m)
$L$	Largura do equipamento expositor refrigerado (m)
$\dot{m}_e, \dot{m}_w, \dot{m}_n, \dot{m}_s$	Vazão mássica nas faces ( $kg/s$ )
$Nu_H$	Número de Nusselt ( $hH/k$ )
$n$	Coordenada local normal á parede
$P$	Pressão do fluido ( $N/m^2$ )
$Pr$	Número de Prandtl ( $\nu/\alpha$ )
$P_k$	Geração de energia cinética turbulenta em função do gradiente de velocidade média ( $m^2/s^3$ )
$q$	Taxa de transferência de calor (W)
$q_w''$	Fluxo de Calor ( $W/m^2$ )
$Ra_H$	Número de Rayleigh ( $(g\beta(T_a - T_e)H^3)/\alpha\nu$ )
$\vec{s}$	Vetor deslocamento
$S^\emptyset$	Termo fonte
$T_\infty$	Temperatura do fluido (K ) ou ( $^\circ C$ )
$T_w$	Temperatura na parede (K) ou ( $^\circ C$ )
$T_p$	Temperatura do fluido na célula adjacente à parede (K) ou ( $^\circ C$ )
$T_s$	Temperatura da superfície (K) ou ( $^\circ C$ )

$T_a$	Temperatura ambiente (K) ou (°C)
$T_e$	Temperatura de evaporação do fluido refrigerante no evaporador (K) ou (°C)
$T_f$	Temperatura de filme (K) ou (°C)
$T_o$	Temperatura no estado de referência $[(T_a - T_e)/2]$ (K) ou (°C)
$t$	Tempo (s)
$u$	Componente da velocidade na direção $x$ (m/s)
$v$	Componente da velocidade na direção $y$ (m/s)
$v_P$	Velocidade do fluido em um ponto P (m/s)
$v^+$	Velocidade de fricção
$y_P$	Distância do ponto P até a parede (m/s)
$y^+$	Distância adimensional

### Letras Gregas

$\alpha$	Difusividade Térmica (m <sup>2</sup> /s)
$\beta$	Coefficiente de expansão volumétrica (1/K)
$\varepsilon$	Taxa de dissipação da energia cinética da turbulência (m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> )
$\varepsilon_P$	Taxa de dissipação da energia cinética da turbulência adjacente á parede(m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> )
$\nu$	Viscosidade Cinemática (m <sup>2</sup> /s)
$\nu_t$	Viscosidade Cinemática Turbulenta (m <sup>2</sup> /s)
$\rho$	Massa específica (kg/m <sup>3</sup> )
$\sigma_T$	Número de Prandtl turbulento( $\nu_t/\alpha_t$ )
$\sigma_\varepsilon$	Número de Prandtl turbulento para $\varepsilon$
$\sigma_k$	Número de Prandtl turbulento para $k$
$\kappa$	Constante de Van Karman
$\mu$	Viscosidade dinâmica (kg/ms)
$\tau_w$	Tensão de cisalhamento na parede (N/m <sup>2</sup> )
$\Delta$	Varição da componente em relação ao tempo
$\emptyset$	Fração de volume
$\Gamma^\emptyset$	Coefficiente de difusão térmica
$\Phi_{ref}$	Variável de referência
$\Phi_{cal}$	Variável calculada

## 1 INTRODUÇÃO

A necessidade de manter a qualidade e conservar produtos alimentícios frescos auxiliou a busca por meios que permitissem o armazenamento destes, para posterior consumo e comercialização. Os primeiros métodos utilizados para a conservação dos alimentos, como por exemplo, a secagem, embora sendo apropriado para prolongar o tempo de conservação, apresentava muitas desvantagens, como a alteração do sabor, a aparência dos alimentos, além da redução do tempo de conservação, em comparação com a utilização da refrigeração. Sendo assim, de acordo com Gaspar et al. (2001) o frio é o meio de conservação mais utilizado, capaz de manter as propriedades dos alimentos no estado natural.

Em virtude da necessidade de manter a qualidade e as propriedades dos alimentos, prolongando o tempo de conservação para comercialização, estabelecimentos comerciais necessitam de equipamentos refrigerados que supram estas exigências. Os tipos de equipamentos refrigerados que estão dispostos no mercado são: os verticais (murais), horizontais (ilhas) e as vitrines. Alguns exemplos de equipamentos expositores refrigerados são apresentados na Figura 1.1.

Figura 1.1: Equipamentos Expositores Refrigerados, (a) Mural, (b) Ilha e (c) Vitrine.



(a)



(b)



(c)

Fontes: [http://www.jordao.com/pt/catalogo/list2/tipologia\\_id/4](http://www.jordao.com/pt/catalogo/list2/tipologia_id/4),

<http://www.agrebelo.com.br/produtos>

Para suprir as necessidades específicas dos estabelecimentos comerciais e cumprir com as normas impostas para a comercialização dos produtos alimentícios perecíveis, os equipamentos expositores refrigerados, mostrados na Figura 1.1, apresentam as seguintes características, segundo Gaspar et al. (2001):

- Expositores Verticais (Murais) – suas principais características são apresentarem uma ampla área de exposição em modo *self-service* de produtos lácteos, frutas e legumes, produtos congelados ou até mesmo possuírem características multifuncionais. Estes expositores abertos dependem de cortinas de ar para manter a temperatura correta dos produtos no seu interior. A função das cortinas de ar consiste na redução da entrada de ar ambiente do estabelecimento para o interior do equipamento.
- Expositores Horizontais (ilhas) – são indicados para aproveitar os espaços livres destinados à exposição e conservação de produtos frescos e congelados. Estes expositores abertos apresentam os mesmos princípios dos gradientes de temperatura e velocidade que os expositores verticais e também possuem cortinas de ar.
- Vitrines – são indicadas para exposição e conservação de produtos. As padarias e pastelarias são as áreas de mercado preenchidas fundamentalmente por vitrines, o que faz com que este tipo de expositor geralmente seja fechado ao ar ambiente e apresente uma ampla área de visibilidade dos produtos. Na vitrine com refrigeração estática, a circulação do ar no interior da área de exposição é natural, não havendo a necessidade de ventiladores e o evaporador pode ser colocado em diferentes locais.

Os variados tipos de expositores refrigerados apresentam diferentes características referentes à disposição dos produtos alimentícios que conservarão, assim como diferentes consumos de energia. Dentre os diversos tipos de equipamentos refrigerados, o uso de balcões expositores refrigerados fechados ao ar ambiente, podem ser uma alternativa para a redução do consumo energético em estabelecimentos, além de necessitarem de um menor espaço físico. De acordo com Orlandi et al. (2013), novos regulamentos e tendências sobre energia e sustentabilidade estão determinando que se

optem pela substituição dos tradicionais expositores refrigerados abertos por expositores refrigerados fechados ao ar ambiente, como uma solução comprovada para economia de energia significativa.

Segundo Gaspar et al. (2003), o aumento dos níveis de exigência dos empreendimentos comerciais, e dos consumidores, levou à necessidade de desenvolvimento de métodos de análise, experimentais e numéricos, que permitam minimizar o consumo energético dos equipamentos e melhorar o seu desempenho térmico. Usualmente, o desenvolvimento de equipamentos expositores refrigerados é feito por via experimental, com base na alteração física dos equipamentos existentes. Trata-se de uma prática com elevados custos econômicos e humanos. Porém, a utilização de modelos computacionais vem ganhando relevância crescente, já que se tornou um método mais rápido de previsão com fácil adaptação a novos casos. Na área da refrigeração foram já desenvolvidos alguns estudos numéricos que sustentam as vantagens da sua aplicação. Podendo citar os estudos realizados por Wang e Visser (1991), Hu et al. (1994) e Pitarma (1998).

Além da escassez dos estudos na área de refrigeração comercial e a relevância destes para o desenvolvimento de projetos futuros, e a complexidade física do problema envolvendo transferência de calor com convecção natural, se dá a motivação para a realização da presente pesquisa. Neste trabalho, foram desenvolvidas simulações numéricas, com intuito de avaliar a transferência de calor por convecção natural no interior de um balcão expositor refrigerado (vitrine). A geometria utilizada nas simulações é bidimensional, o escoamento é considerado turbulento e em regime transiente. As simulações foram realizadas para números de Rayleigh iguais a  $1,43 \times 10^9$ ,  $1,18 \times 10^9$ ,  $0,94 \times 10^9$ ,  $1,70 \times 10^9$ ,  $1,45 \times 10^9$  e  $1,22 \times 10^9$ , variando as temperaturas de evaporação do fluido no evaporador e do ambiente externo.

## **1.1 Balcão expositor refrigerado**

A transferência de calor no interior do equipamento expositor refrigerado em análise ocorre através do processo de convecção natural, decorrente do gradiente de temperatura. De acordo com Anderson e Palmquist (2002), o processo de transferência

de calor é mais comumente efetuado pela evaporação de fluido refrigerante, e desse modo extraindo calor do meio a ser resfriado. Basicamente, o ciclo de refrigeração, mostrado no ANEXO I, é composto de quatro etapas, cuja finalidade é retirar esse calor pela evaporação do fluido refrigerante, e novamente colocá-lo no estado líquido a fim de que ele possa ser usado repetidamente em um processo contínuo.

O processo de transferência de calor realizado pela evaporação do fluido refrigerante resulta na redução da temperatura do ambiente interno do equipamento expositor refrigerado ocasionado pelo escoamento do fluido. O escoamento acontece devido à alteração da massa específica do fluido, induzindo o movimento descendente para a porção de fluido com temperaturas mais baixas e ascendente para fluidos com temperaturas mais altas. Este movimento resultante da substituição contínua do fluido resfriado pelo mais quente é chamado de correntes de convecção natural.

Além do resfriamento do fluido no interior do equipamento ocorrer pelo processo de convecção natural, devido à condição de não deslizamento entre as superfícies e a camada de ar, a troca de energia por condução, é também levada em conta.

## **1.2 Estado da Arte**

Nesta parte do trabalho, são apresentadas algumas referências relevantes para o desenvolvimento e compreensão do tema em estudo. Os problemas de convecção natural em cavidades com paredes diferencialmente aquecidas e paredes adiabáticas são de aplicações próximas ao caso em estudo nesta pesquisa. Em função disto, trabalhos que abordam os fenômenos da transferência de calor em cavidades são revisados. Trabalhos de modelagem numérica de equipamentos de refrigeração que, embora não sejam do mesmo tipo do equipamento no presente estudo, fornecem informações adicionais sobre a modelagem aqui apresentada.

A pesquisa é dividida da seguinte maneira: primeiramente são abordados os trabalhos que envolvem problemas com convecção natural em cavidades e, a seguir

aquelas referências de simulações a respeito de modelagem numérica em equipamentos expositores refrigerados.

### 1.2.1 Convecção Natural em cavidades

Existem muitas pesquisas abordando os efeitos da transferência de calor por convecção natural em cavidades, devido sua grande aplicabilidade. Este processo de transferência de calor tem sido muito estudado em problemas de engenharia como, por exemplo, em coletores solares, resfriamento de equipamentos eletrônicos, cavidades ao redor de núcleos de reatores nucleares, isolamentos térmicos e equipamentos de refrigeração.

Dentre algumas das referências encontradas na literatura, são apresentados os trabalhos que contribuiram diretamente para o desenvolvimento desta pesquisa e os relacionados ao assunto tratado neste tópico.

Markatos e Pericleous (1984) estudaram os escoamentos laminar e turbulento e a transferência de calor em cavidades quadradas com paredes laterais diferencialmente aquecidas com Rayleigh ( $Ra$ ) variando de  $10^3 \leq Ra \leq 10^{16}$ . Utilizaram o Método dos Volumes Finitos (MVF) para a solução do problema e o modelo  $k-\varepsilon$  foi utilizado para a solução do escoamento turbulento nos casos em que os números de  $Ra$  são superiores a  $10^6$ . Os resultados são apresentados na forma de tabelas, gráficos e como correlações de Nusselt. São mostrados os campos de temperatura, linhas de corrente e velocidades. Os resultados de Nusselt até  $10^6$  são comparados com as soluções numéricas encontradas por Vahl Davis (1983). Os valores obtidos apresentam boa concordância quando comparados com os de referência. Os resultados para  $Ra > 10^8$  são obtidos através de correlações. O estudo demonstrou que as soluções podem ser obtidas rapidamente para tais problemas onde os efeitos de flutuabilidade são dominantes. Obtiveram resultados precisos em ambas as extremidades do número de Rayleigh, indicando que os problemas de transferência de calor, somente por difusão ou por convecção, podem ser resolvidos com facilidade.

Kimura e Bejan (1984) realizaram um estudo analítico da convecção natural em uma cavidade retangular bidimensional. O fluxo de calor foi considerado uniforme nas paredes verticais enquanto as paredes horizontais são adiabáticas. Para verificar os resultados analíticos foram obtidas soluções numéricas. Os resultados encontrados mostraram as espessuras constantes das camadas limites ao longo das paredes laterais e o fluido em repouso no centro da cavidade. O campo de temperaturas apresentou estratificação na região do centro da cavidade.

Barakos e Mitsoulis (1994) realizaram simulações numéricas para o problema de convecção natural em cavidade quadrada nos regimes laminar e turbulento com  $Ra$  variando entre  $10^3$  e  $10^{10}$ . Para solucionar o problema utilizaram o MVF e, para a solução do escoamento turbulento, o modelo  $k-\varepsilon$  *standard* foi empregado. Utilizaram malhas uniformes e não uniformes especialmente refinadas na região próxima das paredes para valores de  $Ra$  elevados, com a finalidade de obter soluções precisas. Os resultados para  $Ra < 10^6$  comparados com os encontrados na literatura apresentam-se coerentes, enquanto algumas discrepâncias para  $Ra$  com valores alto, que possivelmente ocorram devidos à implementação de diferentes funções de parede. Os resultados para os números de Nusselt médio encontrados apresentam aumento considerável quando a solução turbulenta é alcançada, sendo que nas comparações com dados experimentais para o número de Nusselt médio são demonstradas as limitações do modelo  $k-\varepsilon$  *standard* com funções de parede logarítmica.

Tian e Karayannis (2000) desenvolveram um estudo experimental da convecção natural do ar para baixos níveis de turbulência em cavidade quadrada fechada. A superfície esquerda é quente e a superfície direita é fria com as temperaturas de 50 °C e 10 °C, respectivamente, as outras paredes são adiabáticas, originando um número de  $Ra = 1,58 \times 10^9$ . Foram medidas as distribuições de temperatura e velocidade em diferentes localizações da cavidade. Os autores observaram estratificação do campo de temperaturas na região central da cavidade. Os números de Nusselt local e médio foram avaliados formando um banco de dados a serem usados como referência para a validação de códigos computacionais.

No estudo desenvolvido por Peng e Davidson (2001) para uma cavidade fechada com paredes verticais diferencialmente aquecidas, analisaram numericamente o processo de convecção natural turbulenta com  $Ra_H = 1,58 \times 10^9$ . Para a simulação da

turbulência, utilizaram a Simulação de Grandes Escalas (LES). Baseados no trabalho de Eidson (1985) incluíram um termo de empuxo no cálculo da viscosidade turbulenta, modificando o modelo de Smagorinsky, sendo este denominado de modelo de Smagorinsky com termo de empuxo. Os resultados obtidos no trabalho, quando comparados com dados experimentais, mostraram uma estratificação térmica estável a um baixo nível de turbulência.

Brito et al. (2002) desenvolveram um estudo para uma cavidade retangular com um cilindro inserido na região central da cavidade, onde é considerado o escoamento bidimensional, transiente, incompressível e turbulento sobre o efeito de convecção natural. As superfícies laterais são isotérmicas e as superfícies superior e inferior são adiabáticas. A superfície do cilindro e a parede esquerda da cavidade possuem temperatura superior a parede direita da cavidade. As equações foram discretizadas utilizando o Método dos Elementos Finitos (MEF) com o modelo de turbulência LES (do inglês: *Large Eddy Simulation*). As propriedades foram consideradas constantes, exceto, no termo de empuxo devido à aproximação de Boussinesq. Os resultados das velocidades médias são comparados com resultados encontrados na literatura, verificando-se uma boa concordância destes resultados para toda a região da cavidade, enquanto que os resultados da temperatura média apresentam boa concordância para toda faixa vertical da cavidade.

Oliveira e Menon (2002a) realizaram um estudo numérico de convecção natural turbulenta em cavidades quadradas utilizando o método dos volumes finitos, modelando a turbulência através da Simulação de Grandes Escalas (LES). As superfícies laterais da cavidade são isotérmicas mantidas a temperaturas diferentes e as superfícies superior e inferior são isoladas. O escoamento é estudado para o número de  $Ra = 1,58 \times 10^9$ . Foram utilizados três modelos de turbulência LES: Modelo de Smagorinsky, Modelo de Smagorinsky com termo de empuxo e o Modelo baseado na teoria de transferência de vorticidade. São apresentadas as distribuições de velocidades médias e temperaturas médias na linha central da cavidade e o número de Nusselt local na superfície quente. Verificou-se que na superfície quente na parte inferior da cavidade possui os menores gradientes de temperatura, em consequência apresenta os menores valores para o número de Nusselt, enquanto que na parte superior da cavidade os gradientes são maiores e assim têm-se valores de Nusselt maiores. O modelo

baseado na teoria de transferência de vorticidade apresentou os melhores resultados em todos os testes.

Um estudo da transferência de calor em cavidades retangulares fechadas, considerando o regime turbulento utilizando o modelo de turbulência  $k-w$  foi realizado por Oliveira e Menon (2002b). As equações foram discretizadas utilizando o MVF. As equações de conservação foram utilizadas para o regime transiente, mas os resultados foram apresentados quando atingiu-se o regime permanente. Os números de Nusselt foram avaliados para os números de  $10^5 \leq Ra \leq 10^{10}$ . As razões de aspecto utilizadas foram  $A = 5, 2, 1$  e  $0,5$ . Verificaram que para o escoamento laminar ( $10^5 \leq Ra \leq 10^7$ ), os valores de Nusselt são poucos dependentes da razão de aspecto, enquanto que para o escoamento turbulento ( $10^7 \leq Ra \leq 10^{10}$ ), os valores de Nusselt são fortemente dependentes da razão de aspecto. No escoamento laminar os gradientes de temperaturas são mais uniformes e menores que no escoamento turbulento. Para o escoamento turbulento o fluido é melhor misturado e ocorre uma maior estratificação térmica no interior da cavidade.

Ramos et al. (2007), realizaram um estudo numérico e experimental da convecção natural em uma cavidade contendo as paredes verticais diferencialmente aquecidas e as horizontais isoladas. Verificaram a influencia do gradiente térmico entre as paredes, a razão de aspecto e o ângulo de inclinação da cavidade, sobre o escoamento e a transferência de calor. O método SIMPLE foi utilizado para resolver o acoplamento pressão-velocidade. O escoamento é considerado laminar, bidimensional, incompressível e em regime permanente e as propriedades foram consideradas constantes, exceto o termo de empuxo, onde foi usada a aproximação de Boussinesq. Foram obtidos os campos de velocidade e temperatura, bem como os perfis de temperatura na altura média da cavidade. Foram realizados testes experimentais e posteriormente foi realizada uma comparação entre estes resultados com os numéricos havendo certa concordância entre estes resultados.

Vieira (2010) realizou um estudo sobre a convecção natural em cavidades quadradas com todas as paredes isotérmicas, contendo um fluido com geração interna de calor com o intuito de entender os mecanismos de transferência de calor de núcleo derretido durante acidentes severos de reatores nucleares resfriados a água. As simulações numéricas foram realizadas para  $Ra = 10^{11}$  e o número de Prandtl ( $Pr$ )

sendo 0,25. As equações de Navier-Stokes de média de Reynolds (RANS) com modelo de duas equações de transporte de tensão cisalhante (SST) e a LES foram empregadas e resolvidas usando-se CFD (do inglês: *Computational Fluid Dynamics*). O número de Nusselt ( $Nu$ ) obtido foi analisado e comparado com resultados disponíveis na literatura. Os resultados obtidos por RANS e LES são muito próximos e estão coerentes com os resultados da literatura.

### 1.2.2 Equipamentos Expositores Refrigerados

Em se tratando de modelagem numérica de equipamentos refrigerados, Hu et al. (1994) realizaram a modelagem da transferência de calor por convecção em escoamentos turbulentos na cavidade interior de um equipamento expositor refrigerado fechado, utilizando o código de CFD do software PHOENICS utilizando o Método das Diferenças Finitas. Com a finalidade de avaliar o desempenho do equipamento, foram simulados diversos casos distintos para a configuração do equipamento refrigerado. Os resultados mais significativos da simulação incidiram na avaliação da distribuição de ar e o comportamento térmico presente no interior do espaço refrigerado. As simulações desenvolvidas permitiram concluir que a carga de produtos no interior de espaço influencia significativamente o escoamento e o comportamento térmico, em função da geometria e das propriedades térmicas dos produtos. A abertura de entradas mássicas nos painéis posteriores do equipamento, de preferência distribuídas aleatoriamente melhoram drasticamente a distribuição do fluxo de ar e o campo de temperaturas.

Pitarma (1998), tendo como objetivo estudar a inadequada distribuição de ar no interior de câmaras frigoríficas de veículos desenvolveu a modelagem tridimensional do escoamento turbulento, com transmissão de calor em compartimentos frigoríficos com convecção natural e forçada. O modelo de turbulência utilizado foi o  $k-\varepsilon$  *standard*. As previsões numéricas obtidas pelo método computacional foram confrontadas com os valores obtidos experimentalmente em modelo reduzido. Foram modelados diversos casos práticos com relevância no domínio da refrigeração de câmaras para o transporte rodoviário de longa distância. As simulações possibilitaram a avaliação do desempenho de distintos sistemas de distribuição de ar e averiguar as condições de frio

proporcionadas por uma câmara de paredes finas face a um compartimento convencional.

Gaspar et al. (2003) realizaram um estudo numérico baseado no desempenho térmico de equipamentos expositores refrigerados abertos, utilizando o código de CFD do software PHOENICS. Foram realizados ensaios experimentais preliminares que tiveram como finalidade fornecer valores para especificação das condições de contorno do modelo computacional. Para efetuar as simulações numéricas do desempenho térmico do equipamento desenvolveu-se o modelo computacional através da modelagem física e matemática dos fenômenos físicos relevantes. Com o intuito de validar o modelo teórico, foram feitos ensaios experimentais adicionais. O modelo computacional que simulou os fenômenos associados à refrigeração de produtos em equipamentos refrigerados abertos foi desenvolvido e validado. Foram apresentados e discutidos os resultados numéricos correspondentes às simulações realizadas para otimizar o desempenho térmico dos equipamentos. As previsões obtidas permitem evidenciar a capacidade do modelo computacional para o desenvolvimento futuro deste equipamento.

Kinoshita (2011) realizou um estudo numérico do escoamento em gabinetes de refrigeradores domésticos operando em regime de convecção natural, usando o MVF. O gabinete do refrigerador foi modelado como uma cavidade tridimensional vazia sem prateleiras e o evaporador foi modelado como uma placa plana vertical com temperatura uniforme prescrita. Três configurações foram testadas com o objetivo de avaliar a influência do posicionamento e temperatura do evaporador nos campos de temperatura e velocidade no interior do gabinete. O código numérico foi verificado parcialmente para problemas clássicos de convecção natural encontrados na literatura. Resultados experimentais preliminares para um refrigerador doméstico comercial de 350 L também foram obtidos para a validação do código numérico. Após a validação, as influências do posicionamento e temperatura do evaporador nos campos de temperatura e velocidade foram analisadas. Nove posições do evaporador foram avaliadas, mostrando que o posicionamento na direção horizontal praticamente não influencia o campo de temperatura e velocidade do escoamento, enquanto que o posicionamento na direção vertical tem uma influência significativa. Os campos de velocidade e temperatura e a carga térmica do evaporador também foram avaliados para temperaturas do evaporador

variando de  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Os resultados obtidos mostraram que a temperatura do evaporador tem grande influência nos campos de temperatura e velocidade do escoamento. Além disso, a carga térmica do evaporador aumenta linearmente com a redução de sua temperatura.

Orlandi et al. (2013) tinham como objetivo obter uma solução para a economia de energia, desta forma analisaram a interação térmica provocada pela abertura da porta em vitrines fechadas, onde o software CFD foi utilizado para quantificar a energia recebida durante o procedimento de abertura. A partir de uma solução de estado estacionário, modelaram e compararam o processo de abertura de portas articuladas e deslizantes, focando a entrada de energia. Tendo a análise da entrada de energia, realizaram a simulação de um equipamento refrigerado fechado. Utilizando de tecnologias de CFD, foi possível analisar profundamente os mecanismos de troca de calor numa câmara refrigerada fechada e separar cada contribuição. Com esse tipo de análise, é possível selecionar prioridades de melhoria em uma base racional; por exemplo, o foco no mecanismo de abertura pode dar vantagens importantes na economia de energia, em geral, em períodos de abertura de alta frequência.

### **1.3 Objetivos**

O objetivo geral deste trabalho é buscar um modelo numérico usando ferramentas da Dinâmica dos Fluidos Computacionais (CFD), para verificar e simular o processo transferência de calor por convecção natural com escoamento turbulento no interior de um balcão expositor refrigerado fechado, variando as temperaturas de evaporação do fluido refrigerante no evaporador e a temperatura ambiente, e obter o comportamento do escoamento do fluido para cada condição imposta.

Para atingir o objetivo geral, são necessários os seguintes objetivos específicos:

- Desenvolver um modelo numérico, através do software ANSYS/FLUENT versão 13.0, para simular a distribuição do ar no interior do equipamento expositor refrigerado;
- Verificar o modelo numérico;

- Buscar as temperaturas no evaporador em 0 °C, -5 °C e -10 °C e as temperaturas ambiente em 25 °C e 3 5°C;
- Analisar as distribuições de temperatura e velocidades.
- Analisar a taxa de transferência de calor no balcão expositor refrigerado e o Número de Nusselt no evaporador;
- Comparar os resultados obtidos em relação às respectivas temperaturas.

## **1.4 Estrutura da Dissertação**

O presente trabalho está organizado em oito capítulos.

Capítulo 1: Introdução.

Neste capítulo é apresentado o estado da arte e objetivos.

Capítulo 2: Fundamentação Teórica.

Este capítulo consiste na revisão de alguns conceitos a respeito da transferência de calor por convecção, mostrando os mecanismos físicos que embasam a troca térmica envolvida no princípio de funcionamento do equipamento expositor em estudo.

Capítulo 3: Modelagem Matemática.

Neste capítulo é apresentado o problema proposto e as equações de governo que descrevem o escoamento de fluido com transmissão de calor, o modelo de turbulência, bem como, as simplificações da abordagem seguida para o presente trabalho.

Capítulo 4: Modelagem Numérica.

Neste capítulo são apresentadas as etapas da simulação numérica, o MVF e os métodos numéricos empregados para a resolução das equações de conservação envolvidas no problema.

Capítulo 5: Verificação Numérica

Este capítulo consiste na realização da análise numérica para o problema de convecção natural em uma cavidade quadrada, para verificação do modelo numérico desenvolvido.

#### Capítulo 6: Resultados.

Neste capítulo são apresentados e discutidos o teste de independência de malha e os resultados obtidos para as simulações numéricas do processo de transferência de calor por convecção natural no interior de um equipamento expositor refrigerado.

#### Capítulo 7: Conclusão.

Neste capítulo é apresentada a conclusão de trabalho e algumas sugestões para trabalhos futuros.

#### Capítulo 8: Referências.

São apresentadas as referências utilizadas neste trabalho.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo são revisados alguns conceitos a respeito da transferência de calor por convecção, mostrando os mecanismos físicos que embasam a troca térmica envolvida no princípio de funcionamento do equipamento expositor em estudo. Sempre que existir um gradiente de temperatura dentro de um sistema ou que dois sistemas a diferentes temperaturas forem colocados em contato, haverá transferência de energia, sendo este processo pelo qual a energia é transportada, conhecido por transferência de calor.

### 2.1 Transferência de Calor por Convecção

O modo de transferência de calor por convecção consiste de dois mecanismos operando simultaneamente. O primeiro é a transferência de energia atribuída ao movimento molecular, ou seja, o modo condutivo (difusão). Sobreposta a ele está a transferência de energia através do movimento macroscópico de parcelas do fluido (advecção). De acordo com Bejan (2004), este movimento na presença de um gradiente de temperatura, contribui para a transferência de calor.

A convecção ocorre com o contato entre um fluido em movimento e uma superfície, estando ambos a diferentes temperaturas. A transferência de calor por convecção pode ser classificada de acordo com a natureza do escoamento do fluido. Na convecção forçada o fluido é forçado a fluir sobre a superfície por meios externos, como ventilador, bomba ou vento. Já na convecção natural, o escoamento do fluido é induzido por forças de empuxo, que são originadas a partir de diferenças de massa específica decorrentes da variação da temperatura no fluido (Bejan, 2004).

A equação correspondente à taxa de transferência de calor por convecção é conhecida como lei do resfriamento de Newton, e possui a seguinte forma:

$$q = h \cdot A \cdot (T_s - T_\infty) \quad (2.1)$$

onde  $q$  é a taxa de transferência de calor por convecção (W),  $T_s$  e  $T_\infty$  são respectivamente as temperaturas da superfície e do fluido,  $A$  é a área de transferência de calor e o parâmetro  $h$  (W/(m<sup>2</sup>.K)) é o coeficiente de transferência de calor por convecção.

Já o número de Nusselt representa a razão entre a transferência de calor por convecção e condução, e é definido como:

$$Nu = \frac{hH}{k} \quad (2.2)$$

onde  $H$  é o comprimento característico (m) e  $k$  é a condutividade térmica (W/m.K).

### **2.1.1 Convecção Natural**

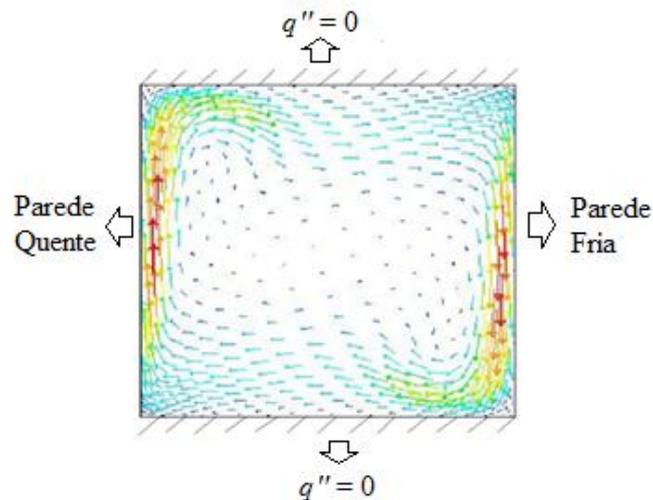
Existem muitas aplicações de transferência de calor que envolve a convecção natural no interior de cavidades como principal mecanismo de transferência de calor. Segundo Bejan (2004), o processo de convecção natural no interior de cavidades ocorre devido à diferença de temperatura que provoca a variação da massa específica resultando na movimentação do fluido no interior da cavidade, conforme é mostrado na Figura 2.1. A diferença na massa específica cria o fluxo descendente do fluido mais denso e ascendente do menos denso.

#### **2.1.1.1 Escoamento turbulento e transiente**

Neste trabalho, o escoamento do fluido é considerado turbulento e em regime transiente. No regime transiente, as propriedades do fluido em um determinado ponto variam com o tempo. O escoamento turbulento é caracterizado por flutuações em regiões de redemoinhos de fluido chamadas de vórtices, em todo o escoamento. Essas

flutuações fornecem um mecanismo adicional para a transferência de quantidade de movimento e energia. Neste escoamento, os vórtices transportam massa, quantidade de movimento e energia para outras regiões do escoamento mais rapidamente do que a difusão molecular, aumentando a transferência de massa, quantidade de movimento e calor (Çengel e Ghajar, 2012).

Figura 2.1: Ciclo térmico devido ao processo de convecção



Fonte: Próprio autor

No processo de transferência de calor por convecção natural, o número de Rayleigh, que descreve a razão entre as forças de empuxo (e o produto) das difusividades térmicas e de quantidade de movimento é representado por:

$$Ra_H = \frac{g\beta(T_a - T_e)H^3}{\alpha\nu} \quad (2.3)$$

onde  $g$  é a aceleração do campo gravitacional ( $m/s^2$ ),  $\beta$  é o coeficiente de expansão volumétrica ( $1/K$ ),  $T_s$  é a temperatura no evaporador ( $^{\circ}C$ ),  $T_a$  é a temperatura ambiente ( $^{\circ}C$ ),  $H$  é o comprimento característico, ou seja, a altura da geometria utilizada e  $\nu$  é a viscosidade cinemática do fluido ( $m^2/s$ ).

De acordo com os estudos de Chenoweth e Paolucci (1986), para valores de Rayleigh a partir da ordem de  $10^8$  no interior de cavidades quadradas o escoamento do fluido torna-se turbulento.

## 2.2 Balanço de Energia

O princípio da conservação de energia (ou balanço de energia) para qualquer sistema sofrendo qualquer processo pode ser expresso da seguinte maneira: A variação líquida na energia total de um sistema durante um processo é igual, ou aproximadamente, a diferença entre a energia total recebida e a energia total absorvida pelo sistema, neste caso, o evaporador, durante o processo. O balanço de energia para qualquer sistema sofrendo qualquer processo pode ser expresso como (Çengel e Ghajar, 2012):

$$\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{saida}} = dE_{\text{sistema}} / dt \quad (2.4)$$

Sendo  $dE_{\text{sistema}} / dt = 0$ , logo o balanço de energia se reduz a:

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{saida}} \quad (2.5)$$

onde  $\dot{E}_{\text{entrada}}$  é a taxa líquida de transferência de energia recebida e  $\dot{E}_{\text{saida}}$  é a taxa líquida de transferência de energia absorvida.

### 3 MODELAGEM MATEMÁTICA

Nesta parte da pesquisa, é apresentado o problema proposto e as equações de governo que descrevem o escoamento de fluido com transferência de calor, bem como, as hipóteses simplificativas consideradas para o presente trabalho. O problema físico desenvolvido para este estudo é formulado considerando o escoamento bidimensional em regime turbulento e transiente, incompressível e as propriedades do fluido são constantes exceto o termo de empuxo devido à aproximação de Boussinesq.

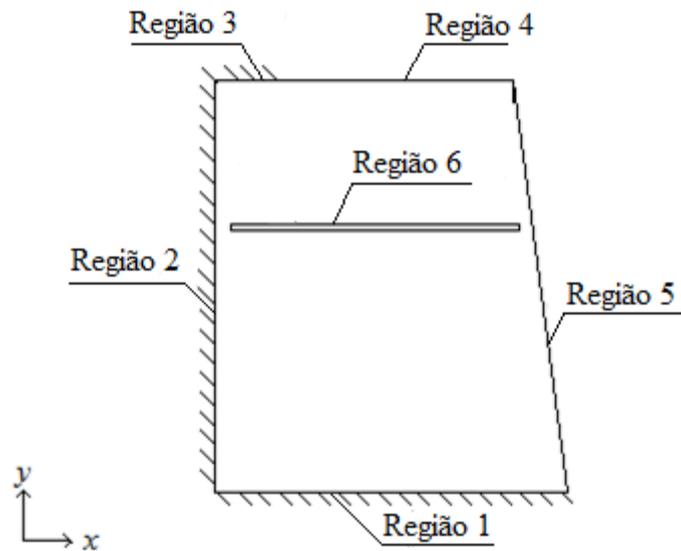
As equações da conservação da quantidade de movimento e da conservação de energia são modificadas, de forma a levar em consideração os efeitos da força de empuxo que representa os efeitos da variação da massa específica em função da temperatura e os efeitos da viscosidade turbulenta.

#### 3.1 Problema Proposto

A proposta deste trabalho é simular numericamente o problema de transferência de calor por convecção natural no interior de um equipamento expositor refrigerado (vitrine), como mostra Figura 3.1.

As regiões 1, 2 e 3 são paredes adiabáticas, onde o fluxo de calor é  $q'' = 0 \text{ W/m}^2$ . As regiões 4 e 5 são paredes de vidro onde são aplicadas as condições de contorno de convecção, em que o coeficiente de transferência de calor por convecção,  $h$ , utilizado em todas as simulações é  $5 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ , onde de acordo com Çengel e Ghajar (2012), este coeficiente para convecção natural em gases, pode variar de 2 a  $25 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ . As temperaturas ( $T_a$ ) nestas regiões são as determinadas para cada caso simulado. A região 6 é o evaporador e a condição de contorno imposta neste caso é de temperatura prescrita ( $T_e$ ).

Figura 3.1: Geometria do problema proposto



Fonte: Próprio autor

## 3.2 Equações de Conservação

### 3.2.1 Conservação da Massa

A equação da conservação da massa ou equação da continuidade expressa a taxa de acumulação de massa dentro do volume, isto é, a quantidade de massa acumulada dentro do volume por unidade de tempo é igual a massa que entra menos a massa que sai. A equação da conservação de massa pode ser utilizada tanto para escoamento incompressível quanto para compressível. Aplicando as hipóteses simplificadoras determinadas ao caso em estudo, a equação da conservação da massa em forma simplificada é:

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} = 0 \quad (3.1)$$

onde  $\bar{u}$  e  $\bar{v}$  são as componentes da velocidade nas direções  $x$  e  $y$  (m/s).

### 3.2.2 Conservação da Quantidade de Movimento

De acordo com Çengel e Ghajar (2012), as equações da quantidade de movimento ou Navier-Stokes descrevem o escoamento de fluidos. Estas equações determinam o campo de velocidades em um escoamento de fluidos. Esta equação, juntamente com a equação da conservação da massa, Eq.(3.1), são utilizadas para determinar o campo de velocidades e pressão em um escoamento. As equações da quantidade de movimento para as direções  $x$  e  $y$  precisam ser modificadas para incorporar o efeito do empuxo e da viscosidade cinemática turbulenta,  $\nu_t$ .

A equação da conservação para o movimento na direção  $x$  é dada por:

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ (\nu + \nu_t) \left( 2 \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ (\nu + \nu_t) \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right) \right] \quad (3.2a)$$

enquanto a equação da conservação para o movimento na direção  $y$  é definida como:

$$\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial y} + g\beta(T - T_o) + \frac{\partial}{\partial x} \left[ (\nu + \nu_t) \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ (\nu + \nu_t) \left( 2 \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right) \right] \quad (3.2b)$$

onde  $\bar{u}$  e  $\bar{v}$  são as componentes da velocidade nas direções  $x$  e  $y$  (m/s),  $P$  é a pressão (N/m<sup>2</sup>),  $g$  é a aceleração gravitacional (m/s<sup>2</sup>) e o termo  $g\beta(T - T_o)$  é conhecida como aproximação de Boussinesq, onde  $T_o = (T_a - T_e)/2$ .

### 3.2.3 Conservação da Energia

A equação da conservação de energia, modificada para o problema em questão é definida por:

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \frac{\nu}{Pr} + \frac{\nu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \frac{\nu}{Pr} + \frac{\nu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \right] \quad (3.3)$$

onde  $\bar{T}$  é a temperatura ( $^{\circ}\text{C}$  ou  $\text{K}$ ),  $\sigma_T$  é o número de Prandtl turbulento.

### 3.3 Modelo de turbulência

O modelo *k-ε standard* é um modelo semi-empírico proposto por Launder e Spalding (1972) que consiste na resolução de duas equações e que de acordo com Brasil Jr (2002), é o modelo de turbulência mais utilizado nas simulações numéricas de escoamentos turbulentos. Devido a sua robustez, economia e precisão aceitável este modelo é utilizado em diversas aplicações, como por exemplo, em previsões numéricas de escoamentos de fluidos e em simulações de transferência de calor.

O modelo *k-ε standard* é baseado na modelagem das equações diferenciais de transporte, sendo uma para a energia cinética turbulenta,  $k$ , e outra para sua taxa de dissipação,  $\varepsilon$ .

Neste trabalho para solucionar o problema do escoamento turbulento é utilizado o modelo *k-ε standard*, no qual a viscosidade turbulenta é calculada como:

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.4)$$

onde  $C_\mu$  é uma constante do modelo.

As equações para a energia cinética turbulenta (representada por  $k$ ) e sua taxa de dissipação ( $\varepsilon$ ) são calculadas pelas equações de transporte representadas pelas Eqs.(3.5a) e (3.5b):

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial k}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial k}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right] + P_k + G_k - \varepsilon \quad (3.5a)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right] + [C_{1\varepsilon}(P_k + C_{3\varepsilon}G_k) - C_{2\varepsilon}] \frac{\varepsilon}{k} \quad (3.5b)$$

onde  $P_k$  corresponde a geração de energia cinética turbulenta ( $k$ ), devido aos gradientes de velocidade média ( $\text{m}^2/\text{s}^2$ ),  $G_k$  é a geração de energia cinética turbulenta em consequência das flutuações das velocidades ( $\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}^3$ ) e  $\sigma_k$  e  $\sigma_\varepsilon$  são os números de Prandtl turbulentos para  $k$  e  $\varepsilon$ .

As constantes utilizadas nas equações de transporte do modelo  $k$ - $\varepsilon$  são determinadas experimentalmente e com posterior otimização. De acordo com Gaspar (2008), a constante  $C_\mu$  foi obtida pelas leis de parede, modelo de tensão e posterior otimização. As constantes  $c_{1\varepsilon}$  e  $c_{2\varepsilon}$  representam, respectivamente, o decaimento da turbulência na malha na proximidade da parede. A constante  $c_{3\varepsilon}$ , que determina o grau em que  $\varepsilon$  é afetado pela flutuabilidade, depende do tipo de escoamento, podendo apresentar valores aproximadamente nulo para escoamentos estratificados estáveis e para escoamentos estratificados instáveis será igual ao valor unitário, mas devido ao fato de não ser especificada no software ANSYS/FLUENT, esta constante pode ser calculada por:

$$c_{3\varepsilon} = \tanh\left(\frac{\bar{v}}{\bar{u}}\right) \quad (3.6)$$

onde  $\bar{u}$  e  $\bar{v}$  são as componentes da velocidade do escoamento.

Segundo Launder e Spalding (1972), o valor das constantes empíricas do modelo  $C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$ ,  $C_\mu$ ,  $\sigma_k$  e  $\sigma_\varepsilon$  são respectivamente, 1,44, 1,92, 0,09, 1,0 e 1,3.

Os termos  $P_k$  e  $G_k$  são determinados respectivamente pelas Eqs. (3.7a) e (3.7b):

$$P_k = \nu_t \left[ 2 \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right) + 2 \left( \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (3.7a)$$

$$G_k = -g\beta \frac{v_t}{\sigma_T} \frac{\partial T}{\partial y} \quad (3.7 \text{ b})$$

### 3.4 Leis de Parede

A condição de não deslizamento que acontece com o fluido na presença das paredes, afeta significativamente escoamentos turbulentos. De acordo com Soares (2014), os efeitos viscosos próximos das paredes amortecem as componentes tangenciais de velocidade, enquanto os efeitos cinéticos do escoamento nas vizinhanças amortecem as flutuações normais à parede.

Conforme Gaspar (2008), na formulação das leis de parede, a sub-camada viscosa, sendo a região mais próxima da parede, é tratada através de equações empíricas que traduzem as condições de fronteira nas proximidades das paredes para o escoamento médio e equações de transporte de turbulência. Estas equações ligam as condições de fronteira das paredes às variáveis dependentes nos nós da malha próximos da parede, considerando-se que as variáveis pertencem a região do fluido completamente turbulento.

#### 3.4.1 Leis de parede para a quantidade de movimento

As funções de parede utilizadas para os fluxos são baseadas na proposta de Launder e Spalding (1972). Para a análise da quantidade de movimento, as funções de parede de equilíbrio para a velocidade média empregam a equação logarítmica representada por:

$$v^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) \quad (3.8)$$

onde  $\kappa$  é a constante de Von Karman, com valor igual a 0,4187 e  $E$  é a constante empírica igual a 9,793. Sendo o  $y^+$  a distância adimensional à superfície da parede em um intervalo entre  $11,25 < y^+ < 300$  e representado por:

$$y^+ = \frac{\rho C_\mu^{\frac{1}{4}} k_P^{\frac{1}{2}} y_P}{\mu} \quad (3.9)$$

onde  $k_P$  é a energia cinética turbulenta em um ponto P e  $y_P$  é a distancia do ponto P até a parede.

A velocidade adimensional é representada por:

$$v^+ = \frac{v_P C_\mu^{\frac{1}{4}} k_P^{\frac{1}{2}}}{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (3.10)$$

onde  $v_P$  é a velocidade do fluido em um ponto P.

### 3.4.2 Leis de parede para a energia

A analogia de Reynolds para o transporte de quantidade de movimento e energia tem como resultado uma equação logarítmica de função de parede para a temperatura média. A lei de parede para a temperatura é linear para a condução térmica na subcamada difusiva e para a região turbulenta é logarítmica (ANSYS/FLUENT,2007).

A função de parede é definida como:

$$T^+ = \frac{(T_w - T_P) \rho c_p C_\mu^{\frac{1}{4}} k_P^{\frac{1}{2}}}{q_w''} = \begin{cases} Pr y^+ & , y^+ < y_T^+ \\ \sigma_T \left[ \frac{1}{\kappa} \ln(E y^+) + P \right] & , y^+ > y_T^+ \end{cases} \quad (3.11)$$

onde  $P$  é calculado pela fórmula dada por Jayatilleke (1969), sendo definido por:

$$P = 9,24 \left[ \left( \frac{Pr}{\sigma_T} \right)^{\frac{3}{4}} - 1 \right] \left[ 1 + 0,28 e^{\frac{-0,007 Pr}{\sigma_T}} \right] \quad (3.12)$$

em que  $q_w''$  representa o fluxo de calor na parede,  $T_P$  é a temperatura do fluido na célula adjacente à parede,  $T_w$  é a temperatura na parede,  $Pr$  é o número de Prandtl molecular ( $\mu c_p / k$ ) e  $\sigma_T$  é o Prandtl turbulento.

Dado o número de Prandtl molecular do fluido, a espessura da sub-camada térmica,  $y_T^+$ , é calculada como o valor de  $y^+$  que determina a intersecção das funções linear e logarítmica (ANSYS/FLUENT, 2007).

### 3.4.3 Leis de parede para a turbulência

Nos modelos  $k$ - $\varepsilon$ , a equação de transporte para a energia cinética turbulenta é resolvida em todo o domínio de cálculo, incluindo as células de parede adjacente. A condição de contorno descrita na parede para  $k$  é dada por:

$$\frac{\partial k}{\partial n} = 0 \quad (3.13)$$

na qual  $n$  é a coordenada local normal à parede.

A geração de energia cinética,  $G_k$ , e sua taxa de dissipação,  $\varepsilon$ , nas células adjacentes à parede são os termos de fonte para a equação de transporte de energia cinética turbulenta,  $k$ , e são calculadas baseadas na hipótese de equilíbrio local. A produção de  $k$  e sua taxa de dissipação são considerados iguais em volume de controle adjacente à parede. A geração de  $k$  é calculada como:

$$G_k = \tau_w \frac{\tau_w}{\kappa \rho C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} y_p} \quad (3.14)$$

e  $\varepsilon_p$  é calculado como:

$$\varepsilon_p = \frac{C_\mu^{3/4} k_p^{3/2}}{\kappa y_p} \quad (3.15)$$

## 4 MODELAGEM NUMÉRICA

De acordo com Maliska (2010), a simulação numérica em mecânica dos fluidos, transferência de calor e fenômenos associados é conhecida como CFD (*Computational Fluid Dynamics*), ou Dinâmica dos Fluidos Computacional. Segundo Versteeg e Malalasekera (2007), os custos de investimentos não são pequenos, mas o gasto total normalmente não é tão grande quanto a de uma instalação experimental de alta qualidade e, além disso, a CFD apresenta várias vantagens, como: custo relativamente baixo, CFD pode ser executado em um curto período de tempo, capacidade para simular condições reais, nível praticamente ilimitado de detalhes dos resultados.

Os Códigos CFD são estruturados em torno dos algoritmos numéricos com a finalidade de resolverem os problemas de escoamento de fluidos. Em modelagem numérica os códigos são compostos com três elementos principais: pré-processamento, onde se cria o domínio computacional e gera as malhas, o processamento, consiste na resolução das equações governantes onde utiliza para o problema em estudo, o Método dos Volumes Finitos (MVF) para solução numérica e pós-processamento, onde são analisados os resultados numéricos e gráficos (Versteeg e Malalasekera, 2007).

Neste trabalho, a fase de pré-processamento se dá através da construção da geometria e malha do domínio pelo software GAMBIT. Nas fases de processamento e pós-processamento é utilizado o software ANSYS/FLUENT, pois estes permitem resolver numericamente o modelo matemático para determinar a distribuição de temperatura e velocidade do ar no interior do equipamento expositor refrigerado.

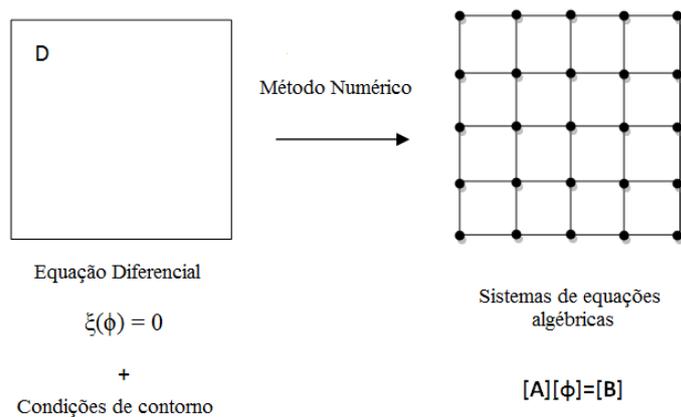
O FLUENT é um código desenvolvido para modelar escoamento de fluidos, transferência de calor e massa, etc., em geometrias complexas. Este usa o Método dos Volumes Finitos (MVF) e, portanto, satisfaz os princípios de conservação em níveis discretos, ou seja, as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia. Segundo Maliska (2010), no contexto dos pacotes comerciais, o MVF é o método empregado em todos aqueles com penetração industrial. A preferência por este método é em função da robustez, devido às características conservativas do MVF. Em escoamentos de fluidos, é importante satisfazer os princípios de conservação em nível discreto, ou seja, as equações da conservação de massa, quantidade de movimento e energia em nível de volumes finitos.

## 4.1 Método dos Volumes Finitos

De acordo com Maliska (2010), a tarefa de um método numérico é resolver equações diferenciais, substituindo as derivadas por expressões algébricas. Quando não é possível a solução analítica, e precisa-se fazer a aproximação numérica da equação diferencial, se aceita ter a solução para um número discreto de pontos, com um determinado erro, porém, o aumento no número de pontos além de conduzir a uma maior aproximação da solução, fará com que o esforço computacional também cresça.

A Figura 4.1 exemplifica a tarefa do método numérico, que é transformar uma equação diferencial, definida no domínio  $D$ , em um sistema de equações algébricas.

Figura 4.1: Tarefa do método numérico

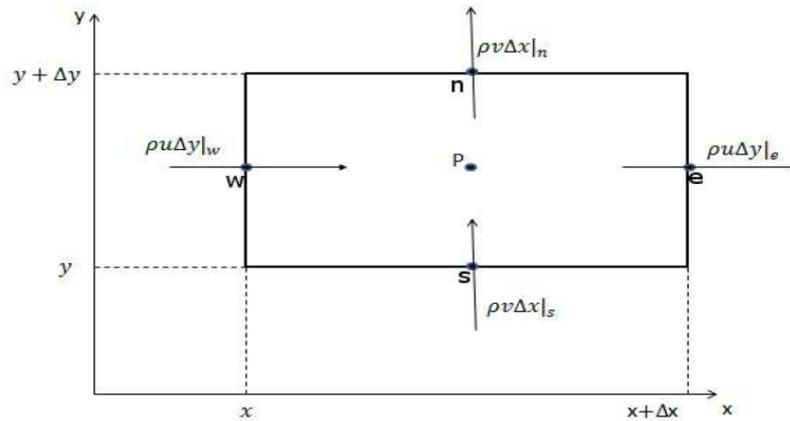


Fonte: Maliska (2010)

Conforme Maliska (2010), o MVF é todo aquele que, para obter as equações aproximadas, satisfaz conservação da propriedade em nível de volumes elementares. Existem duas maneiras neste método de obter equações aproximadas. A primeira é a realização de balanços da propriedade em questão nos volumes elementares, ou volumes finitos, e a segunda é integrar sobre o volume elementar, no espaço e no tempo, as equações na forma conservativa.

Para mostrar a conexão entre as equações aproximadas usando o MVF e as equações diferenciais na forma conservativa, considere o volume elementar mostrado na Figura 4.2.

Figura.4.2: Volume elementar para balanço de conservação



Fonte: Maliska (2010)

O balanço de massa mostrado no volume elementar, na Figura 4.2, é definido na Eq.(4.1):

$$\dot{m}_e - \dot{m}_w + \dot{m}_n - \dot{m}_s = 0 \quad (4.1)$$

onde  $\dot{m}$  é a vazão mássica (kg/s) e os subscritos  $e$ ,  $w$ ,  $n$  e  $s$  são, respectivamente, as faces leste, oeste, norte e sul.

Em termos das velocidades, para o volume elementar no sistema de coordenadas cartesianas, tem-se:

$$\rho u \Delta y|_e - \rho u \Delta y|_w + \rho v \Delta x|_n - \rho v \Delta x|_s = 0 \quad (4.2)$$

Logo, dividindo a Eq.(4.2) por  $\Delta x \Delta y$ , encontra-se:

$$\frac{\rho u|_e - \rho u|_w}{\Delta x} + \frac{\rho v|_n - \rho v|_s}{\Delta y} = 0 \quad (4.3)$$

Aplicando na Eq.(4.3) o limite quando  $\Delta x$  e  $\Delta y$  tendem a zero, tem-se a equação de conservação da massa na forma diferencial definida por:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) = 0 \quad (4.4)$$

Realizando a integração da Eq. (4.4) sobre o volume elementar mostrado na Figura 4.2, encontra-se a aproximação numérica da equação da conservação da massa infinitesimal, representado pelas Eqs. (4.5) e (4.6):

$$\int_w^e \int_s^n \left[ \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) \right] dx dy = 0 \quad (4.5)$$

$$\int_s^n [\rho u|_e - \rho u|_w] dy + \int_w^e [\rho v|_n - \rho v|_s] dx = 0 \quad (4.6)$$

Considerando que o fluxo de massa avaliado no meio da face do volume de controle representa a média da variação na face, obtém-se novamente a Eq. (4.2), obtida pela realização do balanço e que ainda pode ser reescrita como a Eq. (4.1).

A Eq.(4.2) é a equação aproximada que vale para o volume P mostrado na Figura 4.2. Portanto, fazer o balanço ou realizar a integração na forma conservativa da equação diferencial, são equivalentes. Realizando a integração para todos os volumes elementares, obtém-se uma equação algébrica para cada volume, resultando na obtenção de um sistema de equações algébricas. A preferência em se obter as equações aproximadas através da integração da equação diferencial vem do fato de que nem todos os balanços são fáceis de deduzir como foi o da conservação de massa (Maliska, 2010).

A equação diferencial de conservação, apresentada na forma geral, para o MVF, é dada pela Eq. (4.7):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \phi) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u \phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma \phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \Gamma \phi \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + S \phi \quad (4.7)$$

Em que o primeiro termo à esquerda da igualdade refere-se ao termo temporal, ou transiente, e serve para avançar a solução no tempo. Representa a variação da propriedade  $\phi$  dentro do volume de controle. Os outros termos, ainda do lado esquerdo

representam os termos advectivos da variável  $\phi$ . Os primeiros termos do lado à direita da igualdade representam termos difusivos e o último termo é o termo fonte. Os escalares  $\rho$  e  $\Gamma$  referem-se à massa específica ( $\text{kg/m}^3$ ) e a um coeficiente de transporte ( $\mu$  ou  $k/c_p$ ), respectivamente. A Eq. (4.7) representa a equação de conservação da massa, conservação da quantidade de movimento nas três direções coordenadas e conservação da energia quando os termos relacionados com os escalares  $\phi$ ,  $\Gamma^\phi$  e  $S^\phi$  assumirem os determinados valores que constam na Tabela 4.1.

Tabela 4.1: Valores utilizados na Eq. (4.7)

<b>Equação da conservação</b>	$\phi$	$\Gamma^\phi$	$S^\phi$
<b>Massa</b>	1	0	0
<b>Quantidade de movimento em x</b>	$u$	$\mu + \mu_t$	$-\frac{\partial P}{\partial x} + S^u$
<b>Quantidade de movimento em y</b>	$v$	$\mu + \mu_t$	$-\frac{\partial P}{\partial y} + S^v$
<b>Energia</b>	T	$\frac{k}{c_p} + \frac{k_t}{c_p}$	$S^T$

Fonte: Próprio autor

A Eq. (4.7) pode representar ainda a conservação da energia cinética turbulenta  $k$  e dissipação de energia cinética turbulenta  $\varepsilon$ , gerando outras duas equações diferenciais que se acrescentam ao sistema quando o modelo  $k-\varepsilon$  é usado (Maliska, 2010).

Integrando a Eq. (4.7) no tempo e no espaço, obtém-se:

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_s^n \int_w^e \left[ \frac{\partial}{\partial t} (\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u\phi) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v\phi) \right] dx dy dt = \int_t^{t+\Delta t} \int_s^n \int_w^e \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + S^\phi \right] dx dy dt \quad (4.8)$$

Realizando as aproximações numéricas na Eq. (4.8) e interpolando no tempo, obtém-se a Eq. (4.9):

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_s^n \int_w^e \left[ \frac{\rho\phi_{P-} - \rho\phi_P^0}{\Delta t} + \frac{\rho u\phi|_e - \rho u\phi|_w}{\Delta x} + \frac{\rho v\phi|_n - \rho v\phi|_s}{\Delta x} \right] dx dy dt =$$

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_s^n \int_w^e \left[ \frac{1}{\Delta x} \left( \Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \Big|_e - \Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \Big|_w \right) + \frac{1}{\Delta y} \left( \Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial y} \Big|_n - \Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial y} \Big|_s \right) + S^\phi \right] dx dy dt \quad (4.9)$$

onde  $\phi^0$  é o valor da propriedade no instante  $t$  e  $\phi$  é o valor da propriedade no momento  $t + \Delta t$ .

E resolvendo a Eq. (4.9), obtém-se:

$$\dot{M}_p \phi_p - \dot{M}_p \phi_p^0 + \dot{M}_e \phi_e - \dot{M}_w \phi_w + \dot{M}_n \phi_n - \dot{M}_s \phi_s =$$

$$\frac{\Gamma_e^\phi \Delta y}{\Delta x} \phi_E + \frac{\Gamma_w^\phi \Delta y}{\Delta x} \phi_W + \frac{\Gamma_n^\phi \Delta x}{\Delta y} \phi_N + \frac{\Gamma_s^\phi \Delta x}{\Delta y} \phi_S - \left[ \left( \frac{\Gamma_e^\phi - \Gamma_w^\phi}{\Delta x} \right) \Delta y \Delta x + \left( \frac{\Gamma_n^\phi - \Gamma_s^\phi}{\Delta y} \right) \Delta x \right] \phi_p +$$

$$S^\phi \Delta x \Delta y \quad (4.10)$$

sendo  $\dot{M}_e$ ,  $\dot{M}_w$ ,  $\dot{M}_n$  e  $\dot{M}_s$  os fluxos de massa que cruzam as fronteiras  $e$ ,  $w$ ,  $n$  e  $s$ , respectivamente, e  $\dot{M}_p$  é a taxa de variação da massa dentro do volume de controle no intervalo de tempo  $\Delta t$ .

Linearizando a Eq. (4.10) em função dos valores da propriedade  $\phi$  em relação ao ponto P, ou seja, o ponto central no volume de controle, obtém-se:

$$A_P \phi_P = A_N \phi_N + A_S \phi_S + A_E \phi_E + A_W \phi_W + S^\phi \quad (4.11)$$

onde os subíndices  $N$ ,  $S$ ,  $E$  e  $W$  são referentes às células vizinhas ao volume de controle,  $A_P$  é o coeficiente principal,  $A_N$ ,  $A_S$ ,  $A_E$  e  $A_W$  são os coeficientes das células vizinhas e  $S^\phi$  é o termo fonte.

## 4.2 Acoplamento pressão-velocidade

Para determinar as condições de troca de calor por convecção, resolvendo a equação da energia, o campo de velocidades não é conhecido e deve ser determinado, a priori ou simultaneamente com o campo de temperaturas. Pode-se dizer que existem dois problemas a serem resolvidos: o problema de Mecânica dos Fluidos e o de Transferência de Calor, que poderão ser acoplados, como em problemas de convecção natural, ou quando as propriedades físicas variam com a temperatura; ou totalmente desacoplados, quando for resolvida a convecção forçada com propriedades físicas constantes (Maliska, 2010).

As equações discretizadas podem ser resolvidas de maneira segregada ou acoplada. Em mecânica dos fluidos o problema do acoplamento pressão-velocidade acontece quando o método de solução é segregado. Solucionar de maneira segregada consiste na solução de sistemas lineares para cada uma das equações governantes do escoamento de maneira individual, atualizando os coeficientes em razão das não-linearidades e do acoplamento entre as variáveis. Enquanto, a solução acoplada resolve as equações algébricas através da utilização de uma matriz com todos os coeficientes, resolvendo todas as incógnitas simultaneamente (Maliska, 2010).

Segundo Patankar (1980), existem diversos métodos para tratar o acoplamento das equações, tendo todos o objetivo de criar uma equação para a pressão que permita que o processo iterativo avance, observando a conservação da massa. A solução correta de um problema de transporte de quantidade de movimento será obtida quando o campo de pressões introduzido nas equações de Navier-Stokes gerar velocidades que satisfaçam a equação da conservação da massa.

O FLUENT contém algumas opções de algoritmos para o acoplamento pressão-velocidade: SIMPLE, SIMPLEC, PISO, *Coupled* e *Fractional Step*. Para realização das simulações numéricas deste estudo foi utilizado o método SIMPLEC.

O método de acoplamento SIMPLEC (*SIMPLE Consistent*), baseado no método de Chorin (1967), tem como procedimento escrever a pressão como a soma da melhor estimativa da pressão disponível,  $P^*$ , mais uma correção  $P'$ , que é calculada de maneira a satisfazer a equação da continuidade, ou seja,  $P = P^* + P'$ . Obtendo o campo de

pressão estimado, calcula-se as equações de conservação da quantidade de movimento, sendo então necessário corrigir as velocidades para que estas satisfaçam a equação da conservação de massa. Para tanto, deve-se determinar equações de correção das velocidades e a qualidade das mesmas influencia significativamente a taxa de convergência do processo iterativo. Em seguida as pressões são avançadas para completar o processo iterativo.

As equações para a correção das velocidades são obtidas a partir das equações do movimento.

### 4.3 Tratamento dos Termos Advectivos

O escoamento advectivo-dominante tem grandes oscilações numéricas quando adotam discretização por diferenças finitas centrais no tratamento dos termos advectivos. Estas oscilações podem ser reduzidas havendo um maior refinamento da malha. Devido ao grande esforço computacional proveniente deste refinamento, para problemas reais não é possível fazer esse refinamento (Versteeg e Malalasekera, 2007).

As oscilações numéricas geradas estão relacionadas à negatividade dos coeficientes dos termos advectivos das equações de conservação, que ocorre quando é utilizada uma discretização por diferenças finitas centrais. Como forma de evitar que isso aconteça é através do emprego da aproximação para os termos advectivos nas faces dos volumes de controle (Maliska, 2010).

O esquema de advecção utilizado neste trabalho foi o *Upwind* de Segunda Ordem, nos termos advectivos, onde se leva em consideração a direção do escoamento para realizar o cálculo de uma determinada variável (velocidade, temperatura) na face do volume finito.

Com o método *Upwind* de Segunda Ordem (SOU: *Second-OrderUpwind*), a precisão de 2ª ordem é conseguida nas faces dos volumes de controle através de uma expansão em série de Taylor da solução centrada no volume de controle relativamente ao centro do volume de controle. O valor da variável  $\phi$  na face é calculado por:

$$\phi_f = \phi + \Delta\phi\Delta\vec{s} \quad (4.12)$$

em que  $\phi$  e  $\Delta\phi$  são o valor da grandeza no centro do volume de controle e o seu gradiente no volume de controle à montante, e  $\Delta\vec{s}$  representa o vetor deslocamento desde o centro do volume de controle a montante ao centro da face. Com isto, esta formulação requererá o cálculo do gradiente  $\Delta\phi$  em cada volume de controle fazendo uso do teorema da divergência.

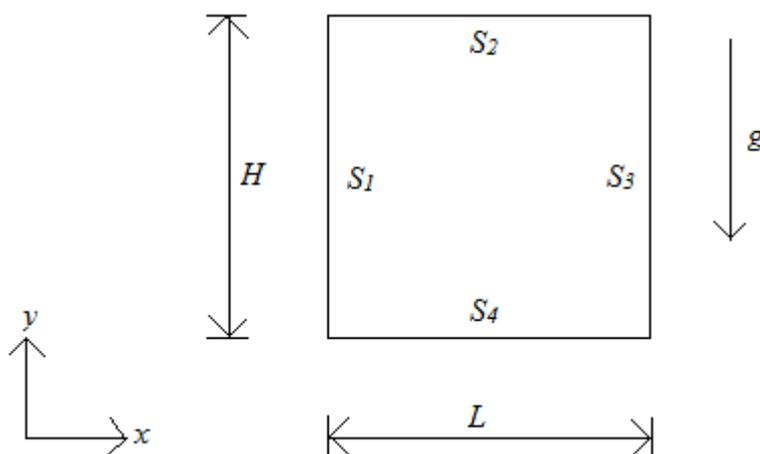
## 5 VERIFICAÇÃO NUMÉRICA

### 5.1 Convecção Natural em Cavity Quadrada Fechada

Como já foi dito, o objetivo deste trabalho é realizar uma análise numérica do problema de convecção natural no interior de um equipamento expositor refrigerado. Logo, uma das etapas é realizar a verificação do modelo numérico utilizado. Com a finalidade de verificar o modelo numérico desenvolvido para o equipamento expositor refrigerado, foram reproduzidas simulações numéricas para uma cavidade quadrada fechada com convecção natural do ar. Os resultados obtidos são confrontados com as soluções numéricas encontradas nas pesquisas desenvolvidas por Henkes et al. (1991) e Barakos e Mitsoulis (1994).

Um caso típico usado em comparações para verificação de códigos computacionais, o da cavidade quadrada é mostrado na Figura 5.1.

Figura 5.1: Geometria da cavidade



Fonte: Próprio autor

A Figura 5.1 representa a cavidade quadrada em que são atribuídas as condições aplicadas ao problema:

Em  $S_1$ :  $u = v = 0, T = T_H$

Em  $S_2$ :  $u = v = 0, \frac{\partial T}{\partial y} = 0$

Em  $S_3$ :  $u = v = 0, T = T_C$

Em  $S_4$ :  $u = v = 0, \frac{\partial T}{\partial y} = 0$

As superfícies horizontais da cavidade,  $S_2$  e  $S_4$ , são adiabáticas, ou seja, isoladas termicamente e as superfícies verticais são isotérmicas, sendo a direita da cavidade,  $S_3$  a superfície fria,  $T_C$ , e a esquerda,  $S_1$  a superfície quente,  $T_H$ . As temperaturas empregadas para as superfícies isotérmicas foram, respectivamente,  $T_H = 30$  °C e  $T_C = 10$  °C.

O escoamento do fluido no interior da cavidade em estudo é considerado bidimensional, incompressível, transiente e, as propriedades termofísicas utilizadas são os valores referentes ao ar para a temperatura de filme,  $T_f$ , de 20 °C. Neste estudo a razão de aspecto utilizada é  $H/L = 1$  e o número de Prandtl considerado é igual a 0,71. Com a finalidade de analisar o comportamento do escoamento para determinados valores de Rayleigh ( $Ra_H$ ), os testes foram realizados para  $Ra_H = 10^6, 10^8, 10^9$  e  $10^{10}$ . As análises computacionais para cada um dos valores de  $Ra_H$  são realizadas, para o caso laminar e turbulento, sempre que possível. O  $Ra_H$  é calculado em relação à altura  $H$  da cavidade quadrada, conforme mostrado a Eq. (5.1):

$$Ra_H = \frac{g\beta(T_H - T_C)H^3}{\nu\alpha} \quad (5.1)$$

Para encontrar os valores de Rayleigh estimado, Barakos e Mitsoulis (1994), em sua pesquisa variaram somente as dimensões da cavidade, mantendo todas as propriedades do fluido constantes. As dimensões da cavidade utilizadas para variar o número de Rayleigh de  $10^6$  a  $10^{10}$  são indicadas na Tabela 5.1.

Tabela 5.1: Dimensões da cavidade determinadas por Barakos e Mitsoulis (1994)

$Ra_H$	$L(m)$	$H(m)$
$10^6$	$7,81 \times 10^{-2}$	$7,81 \times 10^{-2}$
$10^8$	$3,36 \times 10^{-1}$	$3,36 \times 10^{-1}$
$10^9$	$7,81 \times 10^{-1}$	$7,81 \times 10^{-1}$
$10^{10}$	1,68	1,68

Fonte: Obtida no trabalho de Barakos e Mitsoulis (1994).

A geometria e as malhas são geradas no software GAMBIT. A malha uniforme com refinamento próximo às paredes é adotada para a cavidade. Para a simulação numérica do problema proposto por Barakos e Mitsoulis (1994), o algoritmo SIMPLEC é utilizado para tratar o acoplamento pressão-velocidade e o esquema *Upwind* de Segunda Ordem para o tratamento dos termos advectivos. Para o escoamento turbulento, o modelo de turbulência utilizado para o caso proposto foi o *k-ε standard* e o tratamento melhorado na parede (do inglês: *Enhanced wall treatment*) para a modelagem do escoamento próximo às paredes.

Para a discretização espacial do problema é utilizada uma malha refinada próxima as paredes, uniforme com 80x80 volumes. O passo de tempo  $\Delta t$  utilizado nas simulações computacionais foi 0,01 s. Os resultados obtidos na modelagem computacional para o número de Nusselt médio na cavidade, para o presente trabalho, são apresentados e comparados aos disponíveis na literatura, indicados na Tabela 5.2.

Tabela 5.2: Nusselt médio para diferentes Rayleigh

	$Ra_H = 10^6$	$Ra_H = 10^8$	$Ra_H = 10^9$	$Ra_H = 10^{10}$
<b>Presente trabalho</b>	8,91	32,34	63,41	137,78
<b>Barakos e Mitsoulis (1994)</b>	8,81	32,30	60,10	134,60
<b>Henkes et al.(1991)</b>	-	32,50	59,50	133,40

Fonte: Próprio autor

Para calcular as diferenças relativas percentuais entre os valores encontrados para Nusselt médio do caso simulado e as soluções obtidas na literatura é utilizada a Eq. (5.2):

$$Diferença\ Relativa = \left| \frac{\varphi_{ref} - \varphi_{cal}}{\varphi_{ref}} \right| \times 100 \quad (5.2)$$

onde  $\varphi_{ref}$  é o valor da variável obtida na literatura e  $\varphi_{cal}$  é o valor da variável obtida na simulação do problema proposto.

Através da Eq. (5.2) são apresentadas na Tabela 5.3 as diferenças relativas percentuais quando comparado os resultados encontrados a partir das simulações no software ANSYS/FLUENT com os resultados obtidos na literatura.

Tabela 5.3: Diferença percentual do Nusselt médio para diferentes Rayleigh

	$Ra_H = 10^6$	$Ra_H = 10^8$	$Ra_H = 10^9$	$Ra_H = 10^{10}$
<b>Barakos e Mitsoulis (1994)</b>	1,20	0,10	5,50	2,30
<b>Henkes et al. (1991)</b>	-	0,50	6,60	3,30

Fonte: Próprio autor

As simulações realizadas para a verificação numérica da cavidade quadrada com escoamento turbulento, quando modeladas de acordo com o caso proposto por Barakos e Mitsoulis (1994) obtiveram a diferença relativa percentual máxima de 5,5%. Devido à proximidade dos resultados encontrados nas simulações computacionais realizadas para o problema em questão com os valores que serviram de referência, estes são capazes de servir como maneira de assegurar a coerência do modelo matemático desenvolvido para o caso tratado.

## 5.2 Isotermas e Linhas de Corrente geradas para Cavidade Fechada

As isotermas e linhas de corrente mostradas nas Figuras 5.2, 5.3, 5.4, 5.5 e 5.6, foram geradas para a cavidade quadrada com convecção natural. Em todos os casos a razão de aspecto,  $H/L = 1$  e o Prandtl considerado é 0,71, utilizados para os números de Rayleigh  $10^6$ ,  $10^8$ ,  $10^9$  e  $10^{10}$ . Todos os casos foram analisados para escoamentos laminares, quando possíveis, e turbulentos.

### 5.2.1 Isotermas e linhas de corrente geradas para o escoamento laminar

As Figuras 5.2 e 5.3 mostram o comportamento das isotermas e linhas de corrente, para as simulações testadas com escoamento laminar para os valores de Rayleigh da ordem  $10^6$  e  $10^8$  comparados com os resultados de referência obtidos por Barakos e Mitsoulis (1994). Devido às oscilações no comportamento dos campos de temperaturas e velocidades para valores de Rayleigh mais elevados, é necessário para estes casos, a realização das simulações em regime turbulento, sendo estes, mostrados no próximo tópico.

Figura 5.2: Isotermas: (a) do presente trabalho e (b) de referência e Linhas de Corrente: (c) do presente trabalho e (d) de referência, para  $Ra=10^6$  laminar ,

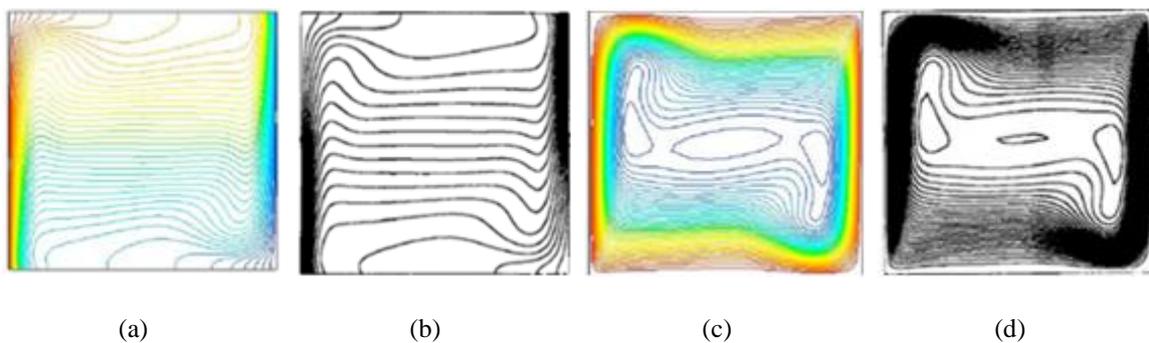
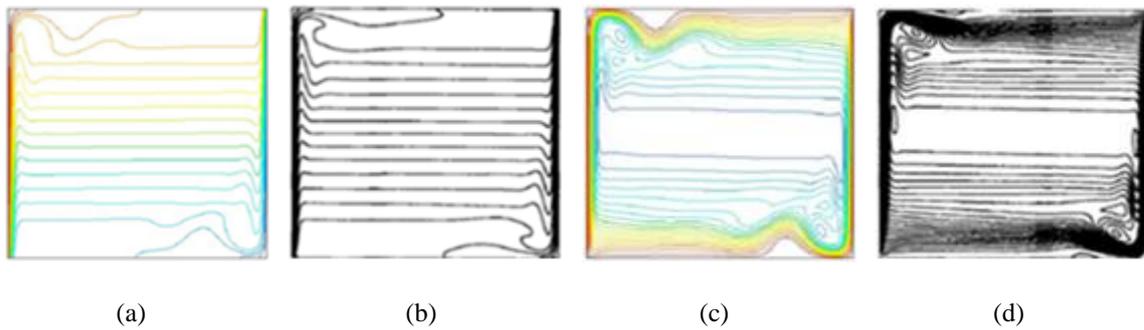


Figura 5.3: Isotermas: (a) do presente trabalho e (b) de referência e Linhas de Corrente: (c) do presente trabalho e (d) de referência, para  $Ra = 10^8$  laminar.



### 5.2.2 Isotermas e linhas de correntes geradas para o escoamento turbulento

As Figuras 5.4, 5.5 e 5.6, mostram o comportamento das isotermas e das linhas de corrente para os valores de Rayleigh propostos para as simulações, comparados com os resultados dos autores, exceto a comparação para o valor de Rayleigh igual a  $10^9$ , devido à indisponibilidade deste na literatura utilizada como referência para verificação do modelo numérico, porém o comportamento mostrado na topologia para este caso, sob o ponto de vista qualitativo, apresenta-se coerente, onde as isotermas indicam as temperaturas mais elevadas nas regiões superiores da cavidade, a estratificação ocorre em grande parte desta, onde pode ser visualizado na Figura 5.7.

Figura 5.4: Isotermas: (a) do presente trabalho e (b) de referência e Linhas de Corrente: (c) do presente trabalho e (d) de referência, para  $Ra = 10^6$  turbulento

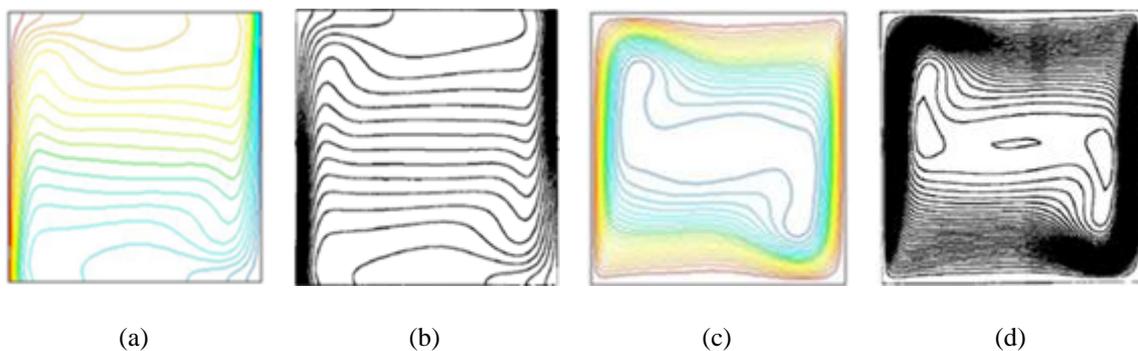


Figura 5.5: Isotermas: (a) do presente trabalho e (b) de referência e Linhas de Corrente: (c) do presente trabalho e (d) de referência, para  $Ra=10^8$  turbulento

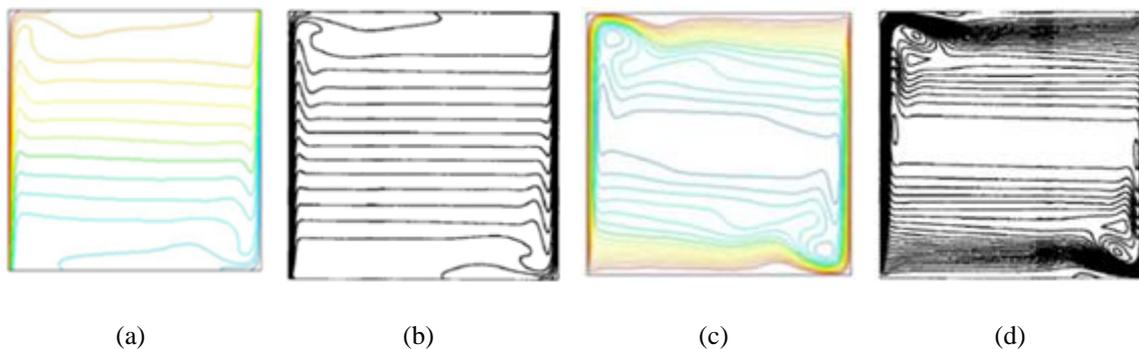


Figura 5.6: Isotermas: (a) do presente trabalho e (b) de referência e Linhas de Corrente: (c) do presente trabalho e (d) de referência, para  $Ra=10^{10}$  turbulento

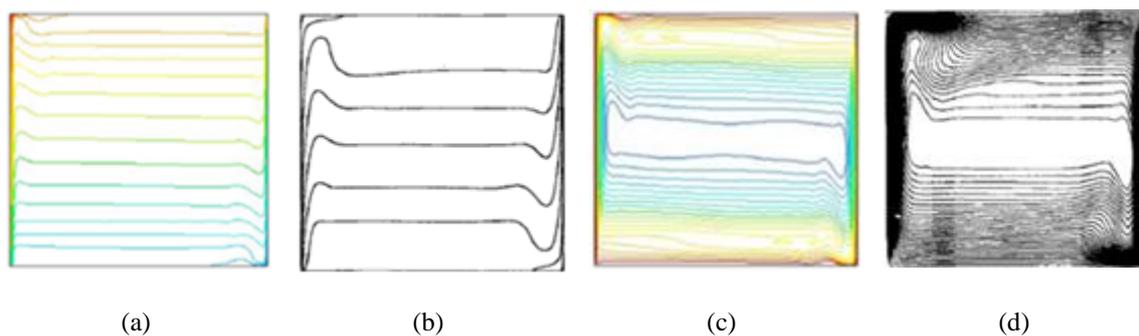


Figura 5.7: (a) Isotermas do presente trabalho e (b) Linhas de Corrente do presente trabalho, para  $Ra=10^9$  turbulento



A diferença de temperaturas entre a superfície quente e fria ocasionará no escoamento do fluido causado pelas forças de empuxo, sendo que este varia com o

aumento do Rayleigh. Esta movimentação dá origem a uma recirculação do fluido no interior da cavidade. Conforme o número de Rayleigh aumenta, de  $10^6$  a  $10^{10}$ , conseqüentemente haverá um aumento do número de recirculações. Desta forma, o escoamento do fluido ocupará toda a cavidade mais uniformemente.

Os resultados encontrados nas simulações no software FLUENT para o escoamento do fluido onde os valores de Rayleigh são baixos, para os casos de Rayleigh  $10^6$  e  $10^8$ , mesmo aplicando o modelo de turbulência  $k-\epsilon$  obtiveram um comportamento semelhante às simulações com o escoamento em regime laminar quando comparados aos resultados de referência. Enquanto que para valores de Rayleigh superiores a  $10^8$ , as simulações para os escoamentos do ar obtiveram comportamento turbulento.

As isotermas e as linhas de corrente geradas através da modelagem computacional no software ANSYS/FLUENT, e os valores de Nusselt médio na cavidade, apresentados na Tabela 5.2, obtiveram boa concordância com os resultados encontrados no trabalho de Barakos e Mitsoulis (1994) logo, possibilitando a verificação do modelo numérico desenvolvido.

## 6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 6.1 Teste de Independência de Malha

Para garantir que a malha utilizada na simulação do problema proposto neste trabalho seja adequada, são realizadas simulações numéricas para três casos com diferentes refinamentos. Estes são compostos de malhas com 120x186, 173x268 e 208x320 volumes de controle.

Os critérios adotados para definição da malha a ser utilizada, são os resultados do balanço de energia para o equipamento expositor refrigerado, ou seja, as taxas de calor que cruzam as paredes,  $q_{entra}$ , e as que são absorvidas pelo evaporador,  $q_{absorvido}$ . Na Tabela 6.1, são mostradas as taxas de transferência de calor para os diferentes refinamentos nas paredes e no evaporador e a taxa de transferência total,  $q_{total}$ . Os testes para analisar a independência da malha foram realizados para a temperatura de -10 °C no evaporador, a temperatura ambiente de 25 °C e o coeficiente de transferência de calor,  $h$ , sendo 5 W/m<sup>2</sup>·K.

Tabela 6.1: Taxa de transferência de calor para malhas com diferentes volumes

<b>Malha</b>	<b><math>q_{entra}</math> (w)</b>	<b><math>q_{absorvido}</math> (w)</b>	<b><math>q_{total}</math> (w)</b>
<b>120 x 186</b>	28,3712	-28,3689	-0,0023
<b>173 x 268</b>	28,4829	-28,4869	-0,0039
<b>208 x 320</b>	28,5336	-28,5381	-0,0045

Fonte: Próprio autor

Nas Tabelas 6.2 e 6.3 são apresentados os valores das taxas de transferência de calor para as respectivas superfícies e são analisadas as diferenças relativas para as malhas tratadas em cada superfície.

Tabela 6.2: Taxa de transferência de calor que entra e absorvido na cavidade e diferença relativa entre as malhas 120x186 e 173x268.

$q_{cavidade}$ (w)	<b>120x186</b>	<b>173x268</b>	<b>Diferença (%)</b>
$q_{evaporador}$ (w)	-28,3712	-28,4869	0,4078
$q_{paredes}$ (w)	28,3689	28,4829	0,4018

Fonte: Próprio autor

Tabela 6.3: Taxa de transferência de calor que entra e absorvido na cavidade e diferença relativa entre as malhas 173x268 e 208x320.

$q_{cavidade}$ (w)	<b>173x268</b>	<b>208x320</b>	<b>Diferença (%)</b>
$q_{evaporador}$ (w)	-28,4869	-28,5381	0,1801
$q_{paredes}$ (w)	28,4829	28,5336	0,1780

Fonte: Próprio autor

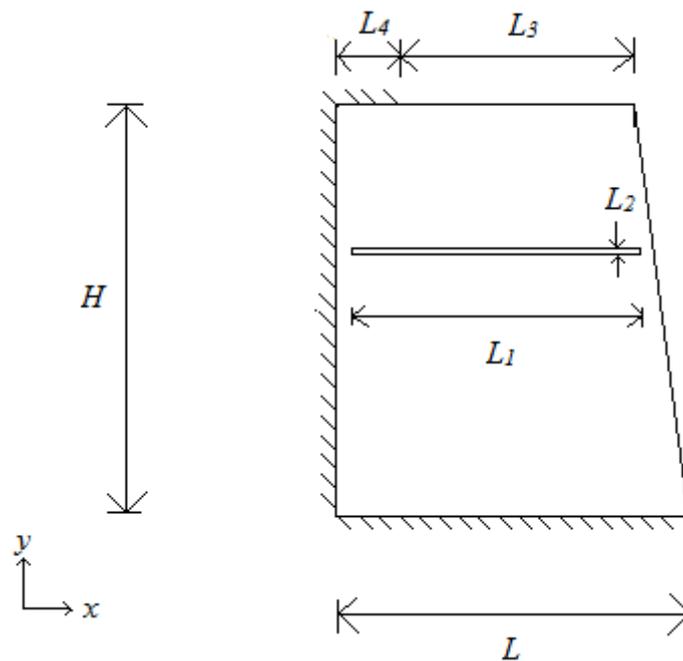
De acordo com os resultados obtidos, a taxa de transferência de calor no equipamento expositor em todos os testes, se mantiveram aproximadamente iguais, ou seja,  $q_{evaporador} \approx q_{paredes}$ . Independente da malha utilizada, a taxa de calor que entra pelas paredes é equilibrada pela taxa de calor absorvida pelo evaporador. Seguindo os critérios adotados para a independência de malha, dentre os casos testados, a malha com 173x268 volumes apresentou a menor diferença percentual em relação aos outros casos e, é utilizada para a resolução numérica dos casos propostos neste trabalho.

## 6.2 Descrição do problema

De acordo com o problema proposto visto na Seção 3.1, este trabalho consiste em simulações numéricas para um equipamento expositor refrigerado com transferência de calor por convecção natural, em regime transiente, turbulento e incompressível. A geometria utilizada nas simulações é apresentada na Figura 6.1. As medidas utilizadas na construção da geometria foram obtidas em um balcão expositor refrigerado da marca

Conservex, onde  $H = 0,68$  m ,  $L = 0,54$  m,  $L_3 = 0,34$  m e  $L_4 = 0,14$  m, representam respectivamente, a altura e larguras inferior e superior da cavidade. Sendo  $L$ , a largura da superfície inferior, e a soma de  $L_3$  e  $L_4$ , representa a medida da superfície superior da cavidade interna do equipamento expositor refrigerado. As dimensões do evaporador são  $L_1 = 0,44$  m, e  $L_2 = 0,01$  m, sendo respectivamente, a largura e a espessura.

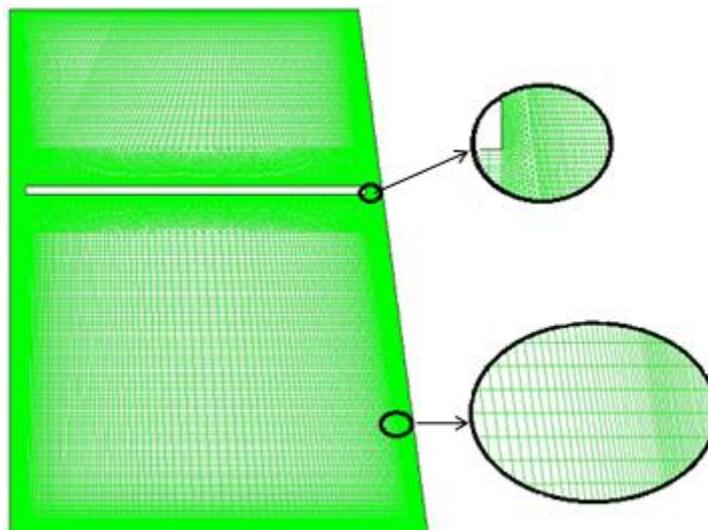
Figura 6.1: Geometria do equipamento expositor



Fonte: Próprio autor

A discretização do domínio computacional utilizada para as simulações numéricas neste trabalho é de uma malha disposta com células retangulares e triangulares, desenvolvida na etapa de pré-processamento, mostrada na Figura 6.2.

Figura 6.2: Geometria do equipamento expositor discretizada



Fonte: Próprio autor

Uma vez que os gradientes de velocidade e temperatura são mais intensos nas regiões das paredes em função do escoamento turbulento, é empregado um maior refinamento nestas regiões.

Na etapa de processamento, são aplicadas as propriedades dos materiais e as condições de contorno (descritas na Seção 3.1), para as análises computacionais realizadas. A Tabela 6.4 apresenta as propriedades termofísicas aplicadas para os sólidos:  $\rho$  (massa específica),  $k$  (condutividade térmica) e  $c_p$  (calor específico).

Tabela 6.4: Propriedades dos materiais

<b>Propriedades dos materiais</b>			
	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$k$ (W/m.K)	$c_p$ (J/kg.K)
<b>alumínio</b>	2719	202,4	871
<b>vidro</b>	2800	0,7	750

Fontes: ANSYS FLUENT 13.0 e Çenjel e Ghajar (2012).

As propriedades do ar variam de acordo com as temperaturas impostas para cada caso analisado. Logo, os casos analisados são apresentados na Tabela 6.5.

Tabela 6.5: Temperaturas para os casos analisados.

<b>Casos analisados</b>			
	$T_e$ (°C)	$T_a$ (°C)	$T_f$ (°C)
<b>Caso I</b>	-10	25	7,5
<b>Caso II</b>	-5	25	10
<b>Caso III</b>	0	25	12,5
<b>Caso IV</b>	-10	35	12,5
<b>Caso V</b>	-5	35	15
<b>Caso VI</b>	0	35	17,5

Fonte: Próprio autor

Onde  $T_e$ ,  $T_a$  e  $T_f$  são respectivamente, as temperaturas de evaporação do fluido refrigerante no evaporador, a temperatura ambiente e a temperatura de filme para os casos analisados. Sendo assim, as propriedades termofísicas do ar para cada caso referentes às  $T_f$ , são mostradas na Tabela 6.6.

Tabela 6.6: Propriedades do ar

<b>Propriedades do ar</b>					
	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$k$ (W/mK)	$c_p$ (J/kgK)	$\mu$ (kg/ms)	$\beta$ (1/K)
<b>Caso I</b>	1,257	0,0242	1006	1,766e-5	3,565e-3
<b>Caso II</b>	1,246	0,0244	1006	1,778e-5	3,534e-3
<b>Caso III</b>	1,235	0,0246	1006,5	1,790e-5	3,503e-3
<b>Caso IV</b>	1,235	0,0246	1006,5	1,790e-5	3,503e-3
<b>Caso V</b>	1,225	0,0248	1007	1,802e-5	3,472e-3
<b>Caso VI</b>	1,215	0,0249	1007	1,813e-5	3,442e-3

Fonte: Çengel e Ghajar (2012)

No presente estudo, as soluções das equações da conservação de massa, quantidade de movimento e do modelo de turbulência, foram consideradas convergidas

quando os resíduos foram menores que  $R < 10^{-6}$  e para a conservação da energia, quando os resíduos foram inferiores a  $R < 10^{-8}$ .

A última etapa deste estudo é o pós-processamento, onde são analisados os resultados obtidos nas simulações. As equações de conservação utilizadas para os casos em estudo foram resolvidas para o regime transiente, porém os resultados foram analisados quando o regime permanente foi atingido. As imagens apresentadas nos tópicos a seguir ilustram os campos de temperatura, velocidade e as linhas de corrente no interior do equipamento expositor refrigerado no instante em que este atinge o regime permanente. O passo de tempo utilizado em todas as simulações foi  $\Delta t = 0,009$  s, devido ao fato de que foram realizados testes e com a utilização de passos de tempo maiores as simulações não convergiram. O tempo de processamento para cada caso simulado foi de aproximadamente 15 dias. Os campos de temperatura, velocidade e linhas de corrente encontrados para as simulações do equipamento expositor não houve comparação com trabalhos na literatura, devido ao fato de não se ter encontrado nenhum resultado referente ao processo de transferência de calor por convecção natural em equipamentos expositores refrigerados fechados. No entanto os resultados se apresentam coerentes, quando analisados de acordo com o processo de convecção natural em cavidades.

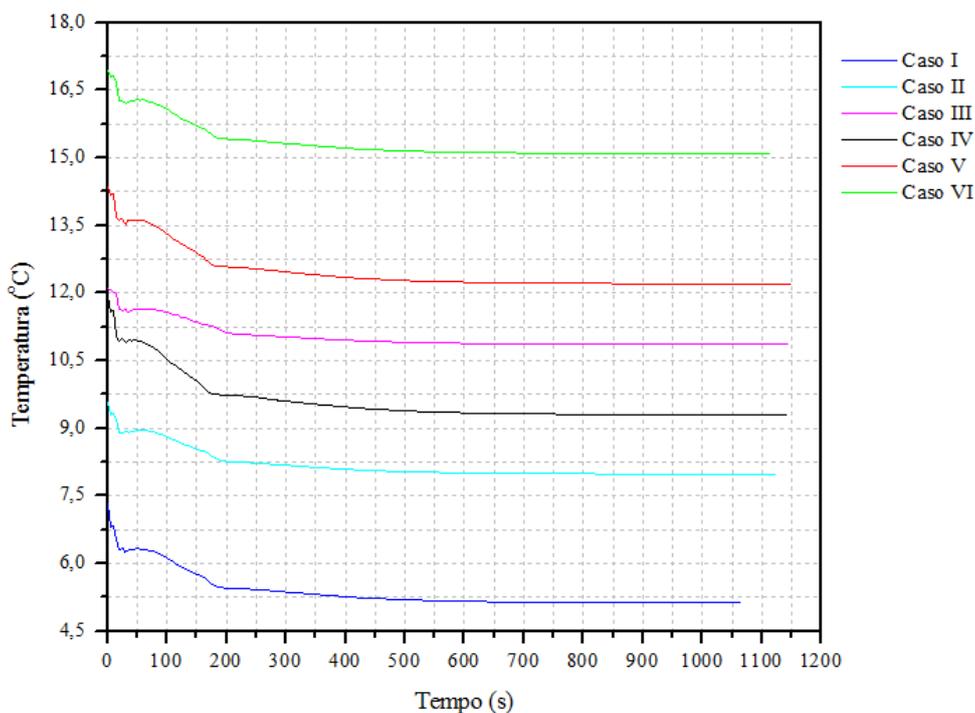
As simulações para os casos analisados foram realizadas seguindo as temperaturas mostradas na Tabela 6.6 e as propriedades dos materiais e do ar mostradas respectivamente, nas Tabelas 6.5 e 6.7. Como em todos os casos em que o processo de transferência de calor ocorre por convecção natural, as topologias para os casos simulados neste estudo mostram como este fenômeno acontece no interior do equipamento expositor refrigerado. De forma geral, em todas as análises numéricas realizadas, independentemente das temperaturas impostas, o fluido tem movimento circular nas proximidades das paredes, ou seja, o escoamento do fluido é induzido por forças de empuxo, que são originadas a partir de diferenças de massa específica decorrentes da variação da temperatura no fluido (Bejan, 2004).

### 6.3 Resultados

O processo de transferência de calor por convecção natural no interior do equipamento expositor refrigerado ocorre devido ao gradiente de temperaturas, que varia a massa específica do fluido ocasionando o escoamento deste, devido à atuação das forças de empuxo ao longo do tempo. O calor se propaga no interior do equipamento até que o equilíbrio térmico seja alcançado, ou seja, até que alcance o regime permanente, onde são apresentados os campos de temperatura de velocidades e linhas de corrente, bem como os valores de Nusselt médio para cada um dos casos estudados. Os números de Prantl para os Casos I, II, III, IV, V e VI são respectivamente, 0,7343, 0,7336, 0,7329, 0,7329, 0,7323 e 0,7309.

A Figura 6.3 mostra o comportamento da temperatura média do ar no interior do equipamento expositor refrigerado em função do tempo, seguindo as condições apresentadas na Tabela 6.6, para cada caso simulado e o tempo necessário até que as propriedades do ar se estabilizem.

Figura 6.3: Comportamento da temperatura média do ar

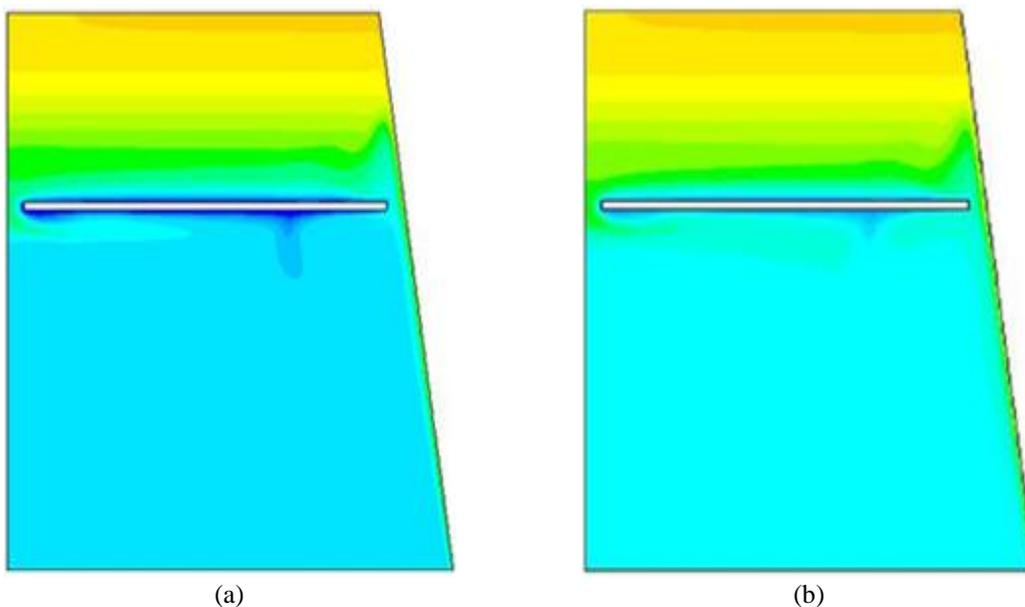


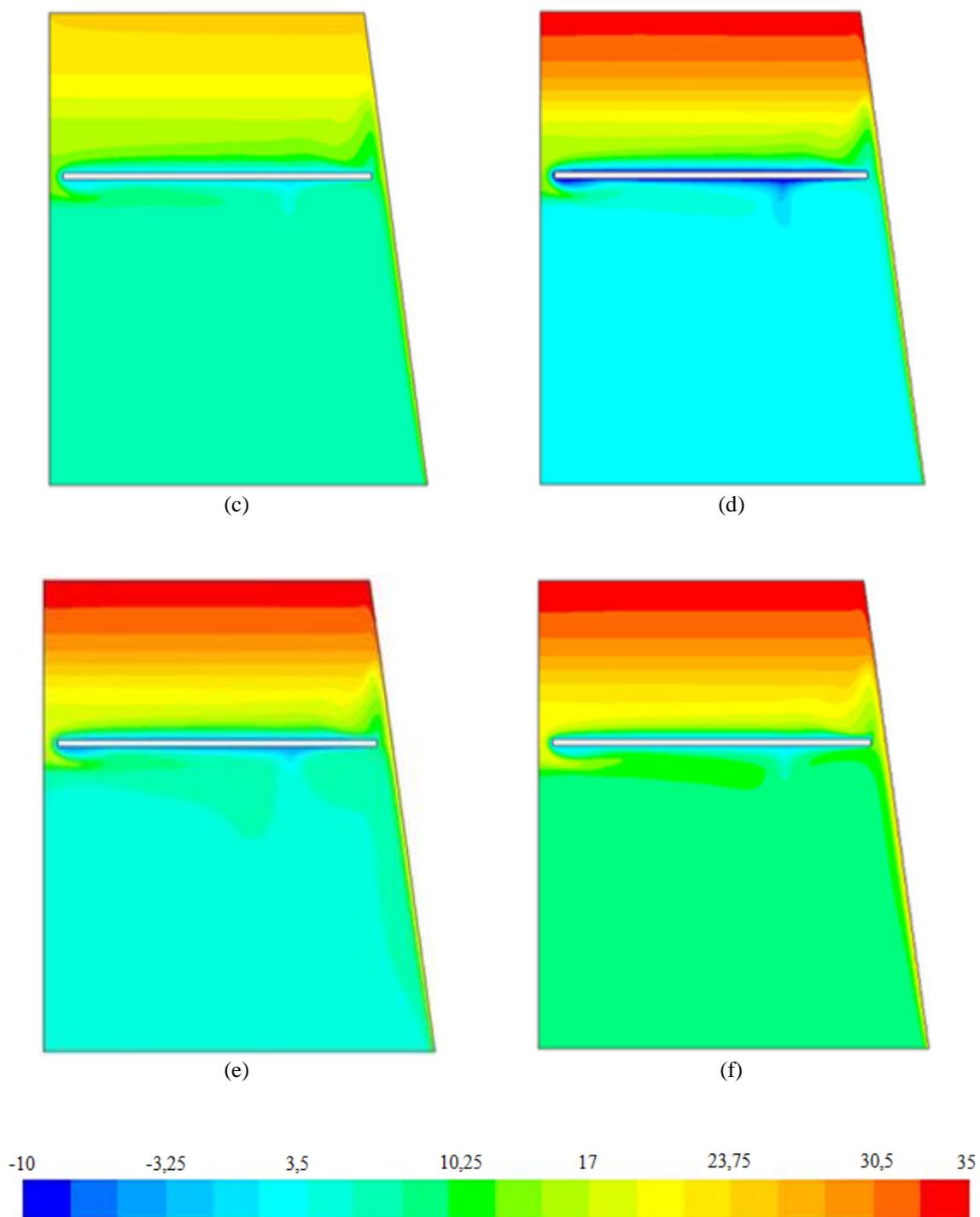
Fonte: Próprio autor

As simulações foram realizadas com o escoamento em regime transiente, porém os resultados foram analisados quando o regime permanente foi alcançado, que dependendo do caso simulado, este tempo variou de aproximadamente 600 s a 960 s e as temperaturas variaram de 5,1 °C a 15,1 °C. De acordo com a Figura 6.3, pode-se observar que nos instantes iniciais das simulações que há uma pequena oscilação no comportamento das medidas de temperatura. Este comportamento inicial ocorre devido ao processo de transferência de calor por convecção natural, em que os gradientes de temperatura ocasionam o escoamento do fluido provocando variações de temperaturas.

A temperatura média do ar alcançada e o tempo do escoamento atingir o regime permanente no interior do equipamento expositor refrigerado, para os Casos : I, em que as temperaturas impostas  $T_e$  e  $T_a$  são -10 °C e 25 °C , é de 5,1 °C e 750 s; II, em que  $T_e$  e  $T_a$  são -5 °C e 25 °C, é 8 °C e 850 s; III, em que  $T_e$  e  $T_a$  são 0 °C e 25 °C, é 10,9 °C e 600 s; IV, onde  $T_e$  e  $T_a$  são -10 °C e 35 °C, é 10,9 °C e 800 s; V, onde  $T_e$  e  $T_a$  são -5 °C e 35 °C, é 12,2 °C e 600 s e VI, onde  $T_e$  e  $T_a$  são 0 °C e 35 °C, a temperatura média do ar é de 15,1 °C e 960 s. Desta forma, são obtidos os campos de temperatura, velocidade e linhas de corrente para os casos em estudo. As Figuras 6.4 (a), (b), (c), (d), (e) e (f) mostram respectivamente, os campos de temperatura para o Caso I, II, III, IV, V e VI.

Figura 6.4: Campos de temperatura (°C) para: (a) Caso I, (b) Caso II, (c) Caso III, (d) Caso IV, (e) Caso V e (f) Caso VI.





A Figura 6.4(a) apresenta o campo de temperatura gerado para as condições impostas ao Caso I, onde  $T_e$  é  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  e  $T_a$  é  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Nota-se que ocorre uma maior estratificação das camadas de temperaturas mais elevadas, na região superior do equipamento expositor refrigerado, enquanto a região abaixo do evaporador apresenta um campo de temperaturas mais uniforme e reduzido. Como já era esperado, devido ao

processo de convecção natural, as temperaturas mais elevadas, são alcançadas acima do evaporador, sendo de aproximadamente 11 °C à 25 °C, enquanto que o fluido com menor temperatura alcança aproximadamente 0 °C na região situada abaixo do evaporador.

Na Figura 6.4(b), é mostrado o campo de temperaturas para este Caso II, onde  $T_e$  é -5 °C e  $T_a$ , 25 °C. Assim como no Caso I, é possível observar a maior estratificação das camadas de temperaturas mais elevadas na região superior do equipamento expositor e as temperaturas mais baixas encontram-se distribuídas na região abaixo do evaporador. Porém, devido ao aumento na temperatura de evaporação do fluido refrigerante em comparação com o Caso I, as temperaturas no interior do equipamento sofreram uma elevação de 4 °C na região abaixo do evaporador, onde situa-se o maior espaço de conservação de alimentos. As temperaturas obtidas nesta região são de aproximadamente 4 °C, enquanto que as temperaturas na região acima do evaporador variam em torno de 13 °C até a temperatura mais próxima da parede superior de 25 °C. Para este caso as temperaturas obtidas ainda satisfazem as condições para armazenagem dos alimentos.

Na Figura 6.4(c), é mostrado o campo de temperaturas obtido para o Caso III, em que  $T_e$  e  $T_a$  são respectivamente, 0 °C e 25 °C. Assim, como nos casos I e II, é possível observar a estratificação das camadas de temperaturas mais altas na região superior do equipamento expositor e as temperaturas mais baixas distribuídas na região abaixo do evaporador. Como já era esperado para este caso, que apresenta a variação de temperatura pequena em relação aos outros casos, às temperaturas no interior do equipamento apresentam-se elevadas. As temperaturas obtidas na região acima do evaporador próxima a superfície superior são de aproximadamente 25 °C e próximo ao evaporador são em torno de 13 °C, enquanto em praticamente toda a região abaixo do evaporador a temperatura sofreu uma alteração de 3 °C em relação ao aumento de 5 °C na temperatura de evaporação do fluido refrigerante, quando comparado com o Caso II.

Na Figura 6.4(d), é mostrado o campo de temperaturas obtido para o Caso IV, tendo -10 °C e 35 °C, como  $T_e$  e  $T_a$ . O comportamento da distribuição das temperaturas é semelhante aos outros casos simulados, apresentando estratificação térmica na região acima do evaporador, enquanto a região abaixo do evaporador apresenta-se com temperaturas mais reduzidas distribuídas por praticamente toda a região. Embora este

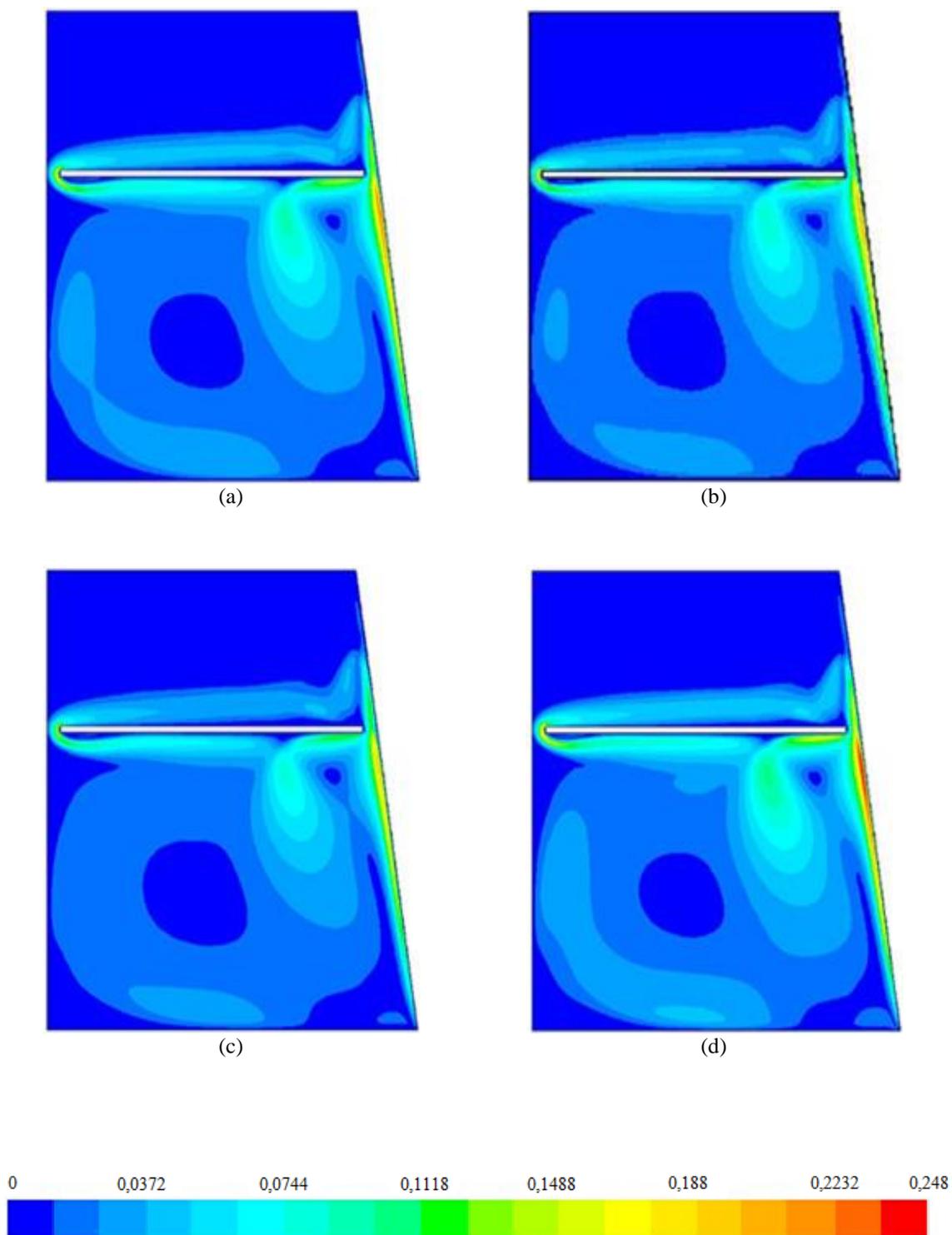
caso apresente um gradiente de temperatura elevado em relação aos outros casos, o aumento em 10 °C na temperatura ambiente provoca o aumento de 3 °C em relação ao Caso I. As temperaturas obtidas para este caso na região acima do evaporador são em torno de 17 °C próximo ao evaporador e 35 °C próximo a superfície superior do equipamento, enquanto a temperatura na região abaixo do evaporador permanece em torno de 2 °C.

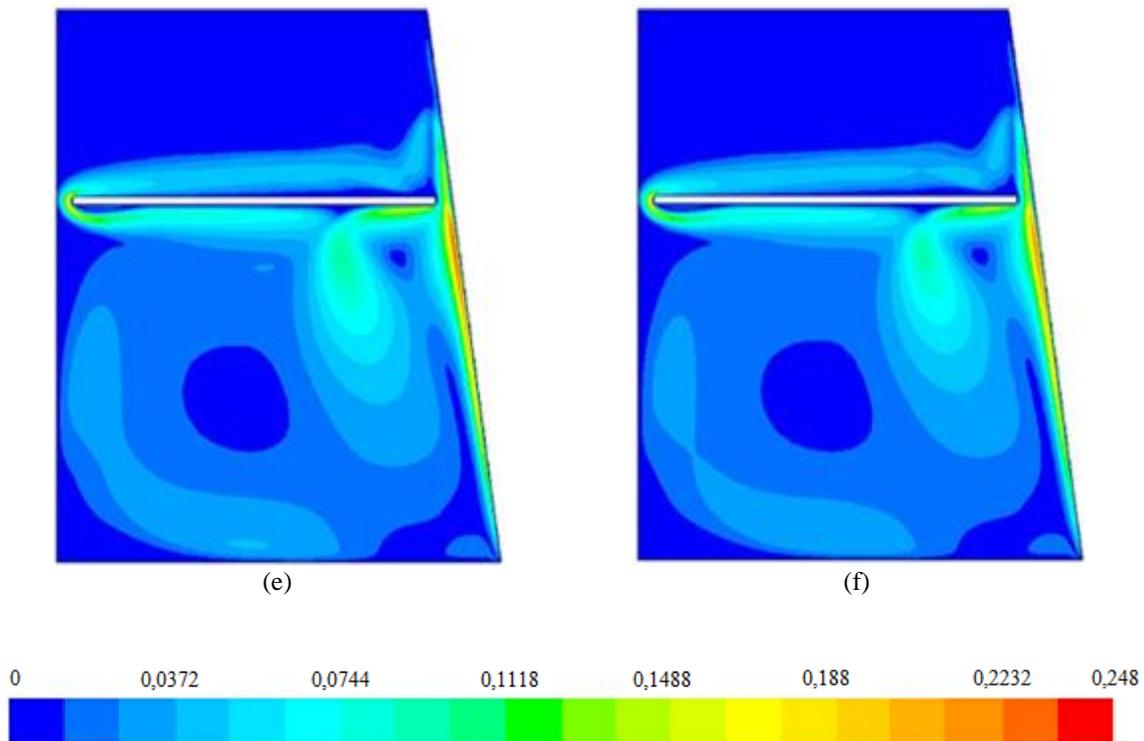
Na Figura 6.4(e), é mostrado o campo de temperaturas gerado para o Caso IV, onde as temperaturas aplicadas são -5 °C no evaporador e 35 °C, como a temperatura ambiente. É possível observar a influência de altas temperaturas ambiente, quando o equipamento expositor opera com fluidos refrigerantes em que as temperaturas de evaporação não são suficientemente baixas. São formadas camadas estratificadas com temperaturas bastante elevadas na região próxima à superfície superior do equipamento, em torno de 35 °C e na região próxima ao evaporador a temperatura é aproximadamente 22 °C, enquanto que o fluido com maior massa específica concentra-se na região abaixo do evaporador, com temperaturas em torno de 7 °C. De acordo com as temperaturas ideais para manter a qualidade e conservação de alguns alimentos (que serão mostradas a seguir), um equipamento operando nestas condições, apresentará restrições quanto ao tipo de alimento que irá conservar.

Na Figura 6.4(f), é mostrado o campo de temperaturas, onde assim como nos outros casos é possível observar a estratificação das camadas de temperaturas mais elevadas na região acima do evaporador, e na região abaixo do evaporador a distribuição das temperaturas mais baixas, para o Caso VI, onde  $T_e$  é 0 °C e  $T_a$  é 35 °C. Para este caso, devido às temperaturas impostas, já era esperado, alcançar temperaturas elevadas no interior do equipamento. As temperaturas obtidas na região acima do evaporador próxima a superfície superior são de aproximadamente 35 °C e próximo ao evaporador são em torno de 24 °C, enquanto em praticamente toda a região abaixo do evaporador a temperatura sofreu uma alteração de aproximadamente 3 °C, quando comparado com o Caso V, obtendo as temperaturas nesta região em torno de 10 °C. Levando em consideração, que para manter a conservação dos alimentos é preciso alcançar temperaturas mais baixas que as obtidas nesta simulação, as condições impostas neste caso torna o equipamento inapropriado para conservação.

Os campos de velocidades para os casos analisados são mostrados nas Figuras 6.5 (a), (b), (c), (d), (e) e (f).

Figura 6.5: Campos de velocidade (m/s) para: (a) Caso I, (b) Caso II, (c) Caso III, (d) Caso IV, (e) Caso V e (f) Caso VI.





As velocidades obtidas para cada caso em estudo podem variar de 0 a 0,248 m/s. Em análise a Figura 6.5(a), que representa o campo de velocidades para o Caso I, a velocidade do ar é baixa na maior parte do equipamento, no entanto as velocidades mais elevadas estão próximas às paredes à direita (aproximadamente 0,22 m/s) e à esquerda do evaporador (aproximadamente 0,10 m/s). Isto acontece devido às forças de empuxo exercidas pelo aquecimento do ar próximo às paredes e pelo resfriamento do ar pelo evaporador. A distribuição das temperaturas no interior do equipamento é gerada por este movimento do fluido. Na região superior do equipamento o fluido encontra-se praticamente em estado estacionário.

Devido à redução do gradiente de temperaturas do ar no Caso II, a velocidade de escoamento do fluido próximo às paredes diminuiu, podendo ser observado na Figura 6.5(b), onde a velocidade do ar próxima às paredes à direita (aproximadamente 0,21 m/s) e a esquerda do evaporador (aproximadamente 0,09 m/s). Assim como no caso I, na região superior do equipamento o fluido encontra-se praticamente em estado estacionário.

Conforme já foi observado em análise anterior, no Caso III, com a redução do gradiente de temperaturas as velocidades do ar, embora com o mesmo comportamento,

apresentam velocidades menores para o escoamento do fluido no interior do equipamento expositor refrigerado. Na Figura 6.5(c), é possível observar a velocidade do ar próxima às paredes à direita (aproximadamente 0,19 m/s) e a esquerda do evaporador (aproximadamente 0,07 m/s).

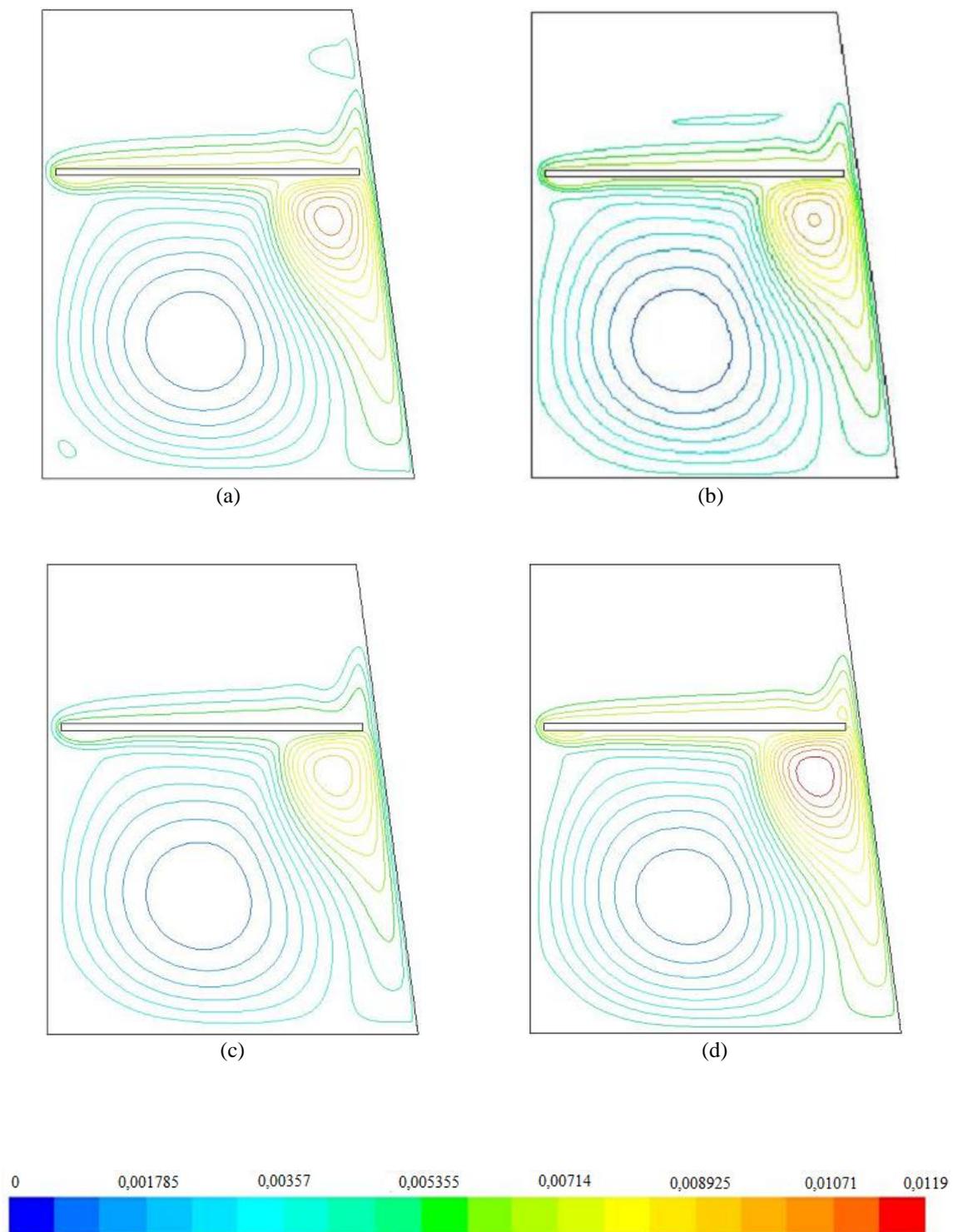
Para o Caso IV percebe-se que a velocidade é em média mais elevada que nos outros casos anteriores, como pode ser visto na Figura 6.5(d). Devido ao gradiente de temperaturas elevado em comparação aos outros analisados até aqui, as velocidades mais elevadas situam-se nas paredes à direita (aproximadamente 0,24 m/s) e à esquerda do evaporador (aproximadamente 0,13 m/s).

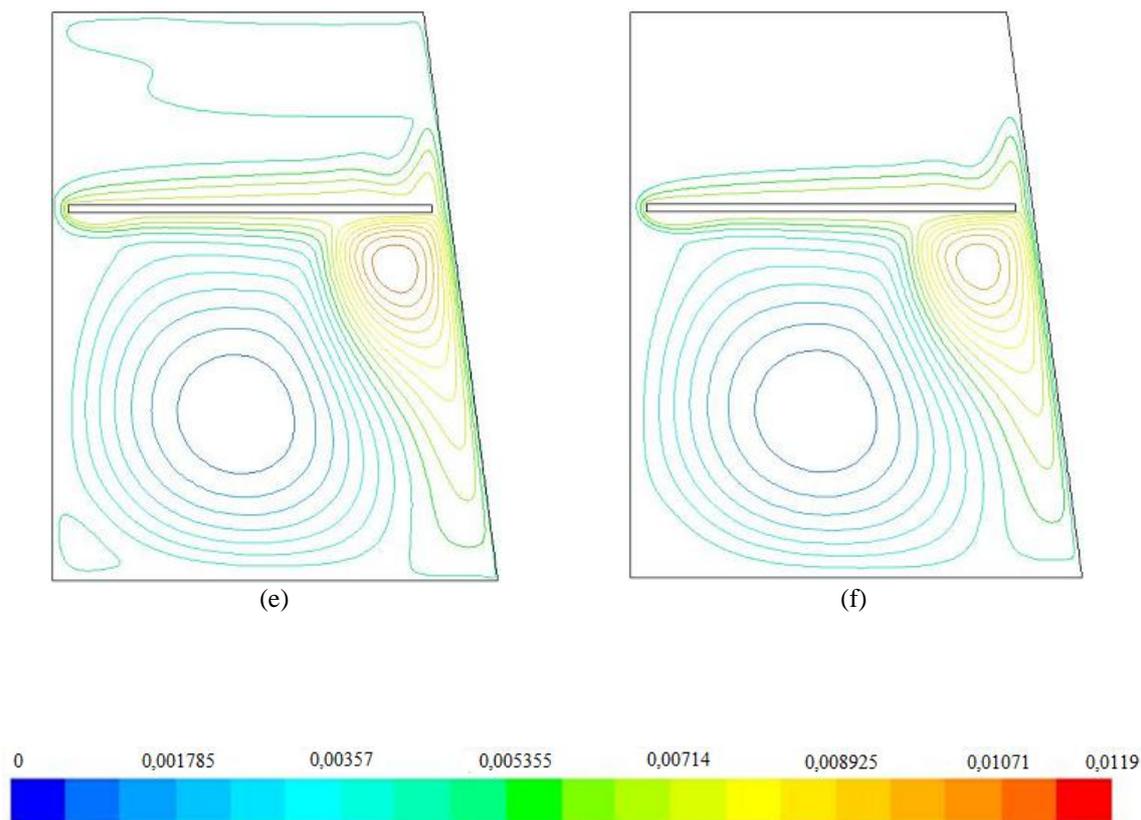
Assim como em qualquer processo de transferência de calor por convecção natural, as velocidades do ar obtidas são relativamente baixas, no Caso V, a velocidade do fluido apresenta-se apenas com valores elevados próximo às paredes direita e esquerda, de aproximadamente 0,23 m/s e 0,13 m/s, respectivamente. Como pode ser observado na Figura 6.5(e).

No Caso VI, mostrado na Figura 6.5(f), as velocidades do ar obtidas são relativamente baixas, assim como nos outros casos apresentados. Neste caso, as velocidades são mais altas próximo às paredes à direita e esquerda, de aproximadamente 0,22 m/s e 0,11 m/s, respectivamente, devido à diferença de temperaturas.

As linhas de correntes, para os Casos I, II, III, IV, V e VI, são apresentadas nas Figuras 6.6(a), (b), (c), (d), (e) e (f).

Figura 6.6: Linhas de Corrente (kg/s) para: (a) Caso I, (b) Caso II, (c) Caso III, (d) Caso IV, (e) Caso V e (f) Caso VI.





O movimento do fluido no interior do equipamento expositor refrigerado resulta na formação de recirculações do ar. Para todos os casos analisados, após atingir o regime permanente, são formados dois grandes vórtices situados na região abaixo do evaporador. Este fenômeno pode ser observado analisando as Figuras 6.6(a), (b), (c), (d), (e) e (f). A única diferença dentre cada um dos casos em estudo está relacionada à redução da velocidade, fazendo com que os vórtices apresentem-se com menor intensidade. Quanto maior a velocidade do escoamento, maior será a intensidade dos vórtices, sendo próxima em todos os casos.

As temperaturas na região próxima do vidro em todos os casos simulados apresentam-se elevadas em relação às outras paredes, com exceção da parede superior, onde devido à recirculação do escoamento causado pelo processo de transferência de calor, é possível observar que se encontram as isotermas que indicam os maiores gradientes de temperaturas nesta região para todos os casos. Para cada caso analisado, o aumento da temperatura ambiente acarreta um aumento na temperatura do ar no interior do equipamento. Pode-se verificar que um aumento de 10 °C na temperatura ambiente provoca um aumento de aproximadamente 3 °C na temperatura interna, tendo como

referência o caso em que a temperatura ambiente foi 25 °C. Com o aumento da diferença de temperaturas entre  $T_e$  e  $T_a$ , ocorre uma maior velocidade, aumentando-se assim as trocas de calor.

Para os casos analisados, o aumento da intensidade de circulação do fluido, que favorece da transferência de calor por convecção natural entre o evaporador e o ar, ocasiona no aumento do número de Rayleigh juntamente com o acréscimo do número de Nusselt, como pode ser visto na Tabela 6.7.

Tabela 6.7: Valores de Nusselt para os casos simulados

<b>Casos</b>	<b><math>\Delta T</math></b>	<b>Nº de Rayleigh</b>	<b>Nº de Nusselt</b>
<b>Caso I</b>	35 °C	1,43x10 <sup>9</sup>	63,48
<b>Caso II</b>	30 °C	1,18x10 <sup>9</sup>	62,07
<b>Caso III</b>	25 °C	0,94x10 <sup>9</sup>	60,61
<b>Caso IV</b>	45 °C	1,70x10 <sup>9</sup>	64,38
<b>Caso V</b>	40 °C	1,45x10 <sup>9</sup>	63,14
<b>Caso VI</b>	35 °C	1,22x10 <sup>9</sup>	61,88

Fonte: Próprio autor

#### **6.4 Análise da distribuição das temperaturas para a conservação de alimentos**

Neste estudo, além da análise dos campos de temperaturas, velocidades e linhas de corrente, aproveitando os resultados obtidos, foram analisadas as condições favoráveis e determinadas por normas para conservar e manter a qualidade dos alimentos no seu estado natural. Qualquer excesso de temperatura em que os produtos alimentares são expostos pode acarretar grandes consequências na redução da qualidade do produto, além de possíveis implicações em termos de segurança alimentar. Logo, as temperaturas determinadas para armazenamento de alimentos refrigerados podem variar de 0 °C a 10 °C, ou ainda, podem depender das recomendações dos fabricantes destinadas a cada tipo de alimento.

O equipamento expositor refrigerado em estudo é destinado à conservação de produtos de padaria, pastelaria ou confeitarias para posterior comercialização. Devido à necessidade de manter suas qualidades e propriedades naturais por um prazo determinado de tempo, é preciso se adequar as temperaturas impostas para cada tipo de alimento. Alguns exemplos de produtos e as temperaturas recomendadas para refrigeração destes são apresentados na Tabela 6.8.

Tabela 6.8: Temperatura máxima para refrigeração

<b>Produtos</b>	<b>Temperaturas (°C)</b>
<b>Embutidos (salsichas e mortadelas)</b>	0 a 10
<b>Laticínios (iogurtes, margarinas, leite)</b>	0 a 8
<b>Massas frescas (para pastel, capeletti, etc.)</b>	0 a 4
<b>Presuntos</b>	0 a 8
<b>Queijos (Mussarela, prato)</b>	0 a 8
<b>Sobremesas (tortas, pudins, musses, docinhos)</b>	0 a 8

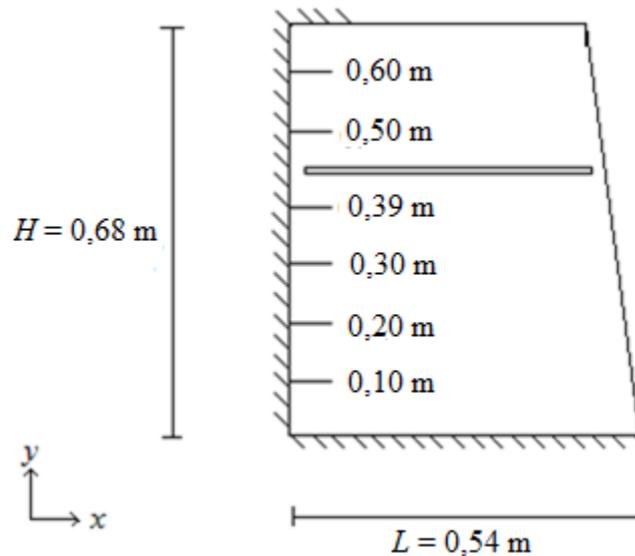
Fonte: Manzalli (2006)

Vale ressaltar ainda, que estas temperaturas podem variar de acordo com as especificações do fabricante de cada um dos alimentos.

Para manter a qualidade e as propriedades dos alimentos em seu estado natural para posterior comercialização, é necessário dispor estes a temperaturas adequadas para conservação. Logo, com o intuito de avaliar quais dos casos analisados apresentam as condições necessárias para a conservação dos alimentos, foram analisadas as temperaturas distribuídas no interior do equipamento expositor refrigerado. Realizou-se uma avaliação da distribuição dessas temperaturas em posições paralelas ao evaporador em determinadas regiões. Foram fixados pontos em diferentes alturas na direção vertical ( $H$ ) ao longo da direção horizontal ( $L$ ). Para a análise do comportamento das temperaturas foram fixados seis pontos, o primeiro situado na posição  $y = 0,10$  m e  $0 \leq x \leq 0,53$  m, o segundo situado em  $y = 0,20$  m e  $0 \leq x \leq 0,52$  m, o terceiro situado em  $y = 0,30$  m e  $0 \leq x \leq 0,50$  m, o quarto situado em  $y = 0,39$  m e  $0 \leq x \leq 0,49$  m, o quinto

situado em  $y = 0,50$  m e  $0 \leq x \leq 0,48$  m e o sexto situado em  $y = 0,60$  m e  $0 \leq x \leq 0,46$  m, conforme mostra a Figura 6.7.

Figura 6.7: Esquema indicativo das posições.

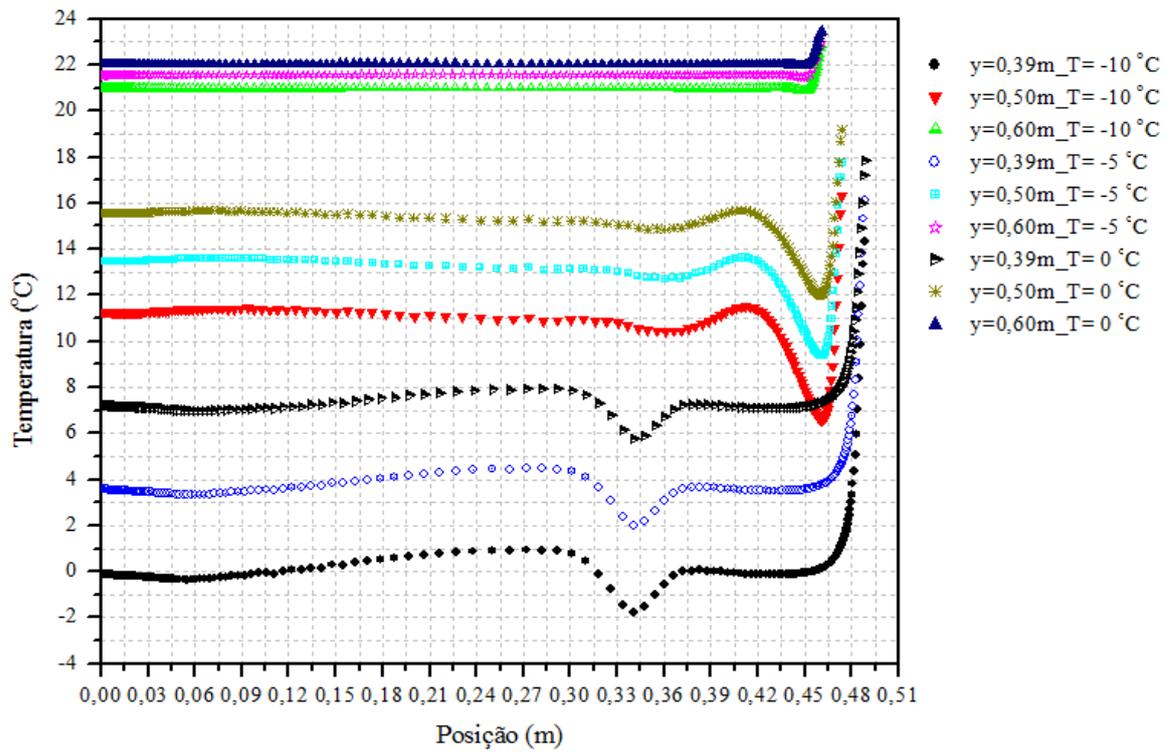


Fonte: Próprio autor

O comportamento das temperaturas dispostas nas posições mostradas na Figura 6.7 para os Casos I, II e III são mostrados na Figura 6.8, para as posições  $0,39$  m  $\leq y \leq 0,60$  m e, na Figura 6.9, são mostrados os Casos IV, V e VI, para as posições  $0,39$  m  $\leq y \leq 0,60$  m, onde é possível visualizar a distribuição das temperaturas ao longo de cada uma das posições. Os resultados foram apresentados apenas para  $y = 0,39$  m devido à proximidade de todas as medidas das temperaturas distribuídas ao longo do eixo  $x$  para as posições  $0,10$  m  $\leq y \leq 0,30$  m para cada um dos casos em estudo, o que pode ser visualizado nas Figuras A.IIa e A.IIb no ANEXO II onde são mostrados os Casos III e VI. Logo, é possível observar nas Figuras 6.8 e 6.9, que há pequenas oscilações nas temperaturas nos pontos onde haverá a maior influência das temperaturas de evaporação e ambiente, ocasionando a maior quantidade de movimento nestes pontos, ou seja, nestas regiões há uma maior mistura do campo de temperaturas.

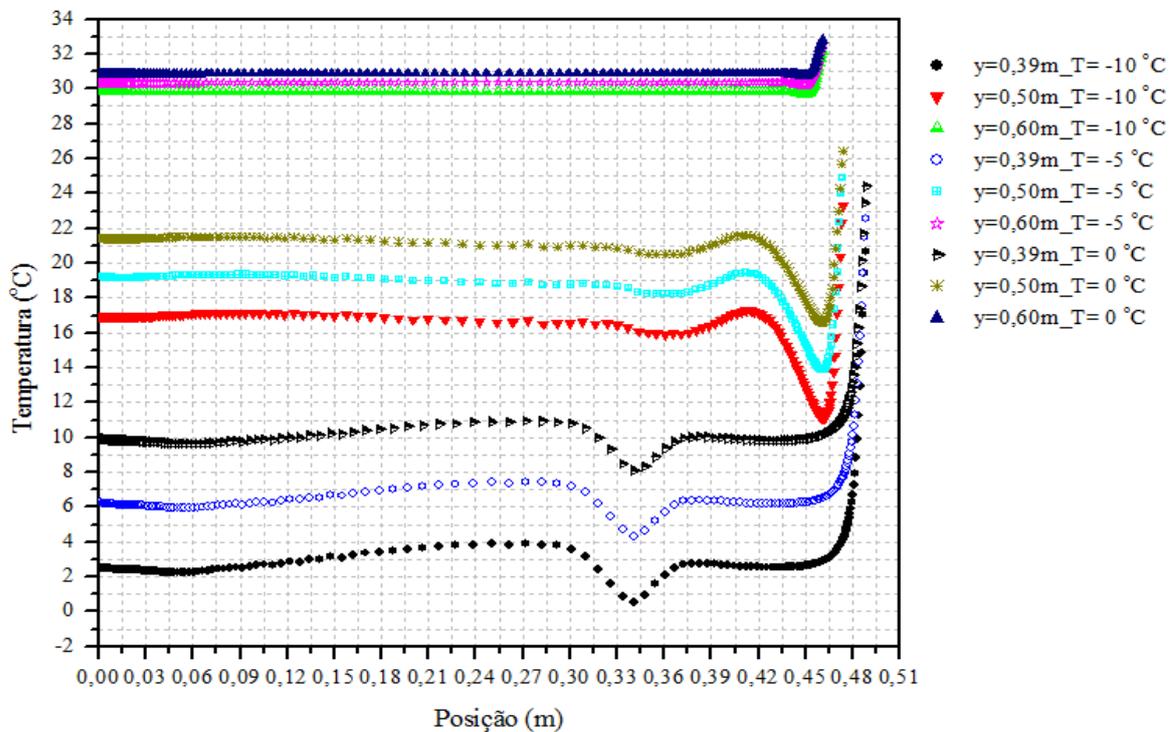
As Figuras 6.8 e 6.9 mostram a distribuição das temperaturas para os Casos I, II, III, IV, V e VI.

Figura 6.8: Distribuição das temperaturas para os Casos I, II e III



Fonte: Próprio autor

Figura 6.9: Distribuição das temperaturas para os Casos IV, V e VI



Fonte: Próprio autor

Deve-se considerar que são expostos nos equipamentos expositores refrigerados mais de um tipo de alimento e que estes apresentam temperaturas máximas diferentes para mantê-los conservados, alguns dos casos simulados se apresentaram inadequados para a conservação de determinados tipos de alimentos. Os casos I, II e IV, onde as temperaturas na região abaixo do evaporador, ou seja, no maior espaço destinado à exposição dos alimentos, alcançadas quando atingiram o regime permanente, são de aproximadamente 0 °C, 4 °C e 3 °C, respectivamente, não apresentam restrições quanto aos tipos de alimentos que irão armazenar de acordo com a Tabela 6.9. As diferenças de temperaturas entre a de evaporação do fluido refrigerante e a ambiente, para estes casos foram de 35 °C, 30 °C e 45 °C.

Os casos III e V, em que as diferenças de temperaturas foram de 25 °C e 40 °C, as temperaturas na região abaixo do evaporador, atingiram 7,5 °C e 6,5 °C, respectivamente. Estas temperaturas alcançadas mais elevadas em relação aos casos anteriores ocorrem devido à influência da temperatura de evaporação do fluido refrigerante, sendo 0 °C, para o Caso III e para o Caso V, -5 °C. Mesmo apresentando uma diferença de temperatura elevada, a temperatura ambiente para o Caso V, exerce grande influência sobre as temperaturas internas. As temperaturas de evaporação do fluido para estes casos não suprem a influência das temperaturas ambiente. Para as temperaturas determinadas para nestes casos, estes apresentam-se inadequados para alguns tipos de alimentos, visto que estão próximos as temperaturas máximas permitidas e que dependendo da determinação do fabricante alguns tipos de alimentos necessitam de temperaturas mais baixas que as alcançadas.

No caso VI, a influência exercida pela temperatura ambiente de 35 °C sobre a temperatura de evaporação de 0 °C gera temperaturas elevadas no interior do equipamento expositor. As temperaturas atingidas neste caso na região abaixo do evaporador são de aproximadamente 10 °C, estando no limite máximo para a conservação de apenas um produto, como consta na Tabela 6.9, ou ainda depende das especificações impostas pelos fabricantes dos alimentos. Logo, mesmo apresentando uma diferença de temperatura de 35 °C, obtendo a mesma diferença de temperatura do Caso I, este caso, apresenta-se inadequado para manter a qualidade e a conservação de alimentos. Deve-se levar em consideração ainda, que para o Caso I, a temperatura de evaporação do fluido refrigerante é 10 °C menor que no Caso VI, além da influência da

alteração da temperatura ambiente no último caso. Com isto, é possível perceber que as temperaturas no interior do equipamento expositor refrigerado para armazenagem dos alimentos estão diretamente ligadas às temperaturas de evaporação do fluido refrigerante e ambiente, visto que há a troca de calor entre o ambiente interno e externo do equipamento.

## 7 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE CONTINUIDADE

No presente trabalho foi desenvolvido um estudo numérico para a simulação do escoamento do ar em regime transiente, no interior de um equipamento expositor refrigerado fechado (vitrine), no qual o processo de transferência de calor ocorreu por convecção natural com escoamento turbulento. O MVF foi empregado como procedimento numérico para a solução do problema. As propriedades termofísicas foram consideradas constantes, sendo utilizada a aproximação de Boussinesq para o cálculo da massa específica em função da temperatura do fluido. Para o tratamento do escoamento turbulento o modelo *k-ε standard* foi utilizado.

O código numérico elaborado inicialmente foi verificado considerando o problema de transferência de calor por convecção natural no interior de uma cavidade quadrada com paredes diferencialmente aquecidas. Foram analisados os casos para o escoamento laminar e turbulento em regime transiente e os resultados foram comparados com valores obtidos na literatura, obtendo-se boa concordância entre eles, verificando o modelo proposto.

Para a análise numérica no equipamento expositor refrigerado, foram considerados seis casos, com três temperaturas diferentes impostas ao evaporador e duas temperaturas ambiente, com isso foram obtidos seis valores de Rayleigh. As equações de conservação para o escoamento são analisadas em regime transiente, no entanto os resultados obtidos foram analisados quando o regime permanente foi atingido. Para cada um dos casos tratados a temperatura média do ar no interior do equipamento reduziu aproximadamente 2 °C em relação em relação à temperatura média inicial até atingir o regime permanente.

Foram analisados os campos de temperaturas, velocidade e linhas de corrente para todos os casos, apresentando todos os mesmos comportamentos, variando apenas em relação às condições impostas a cada caso. Em função de se tratar de um processo de transferência de calor por convecção natural, os comportamentos obtidos para os campos já eram esperados, ou seja, para todos os casos os gradientes de temperaturas provocam a variação da massa específica e os efeitos das forças de empuxo provocam a movimentação do fluido.

Os resultados obtidos para o número de Nusselt, para os casos analisados variam de acordo com o aumento da diferença de temperatura que, conseqüentemente, aumenta o valor de Rayleigh, ou seja, o aumento do número de Rayleigh aumenta a velocidade do escoamento do fluido, aumenta a troca de calor entre o evaporador e o fluido, e com isso o número de Nusselt também aumenta.

Para finalizar foram analisadas as distribuições das temperaturas no interior do equipamento para cada um dos casos, visando avaliar se as temperaturas impostas são apropriadas para manter a qualidade e conservação dos alimentos. Em vista disso, apenas os Casos I, II e IV apresentaram-se em condições ideais para conservação dos alimentos sem haver restrições de tipos de alimentos a serem expostos.

Como propostas de continuidade para este trabalho são sugeridas as seguintes aplicações:

- Analisar outros coeficientes de transferência de calor ( $h$ ).
- Simular numericamente usando um modelo computacional em 3D;
- Desenvolver uma modelagem numérica para o caso em que o equipamento contenha alimentos no interior.
  - Analisar o comportamento das temperaturas quando o equipamento é submetido a constante abertura da porta.
  - Realizar medições experimentais para validação do modelo.
  - Avaliar a mudança geométrica de balcões expositores para melhorar a distribuição de temperaturas.

## 8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANDERSON, E. P., PALMQUIST, R.E. **Manual de Geladeira**, Editora Hemus, 4ed., São Paulo, 2002.
- ANSYS, **Guia do usuário do FLUENT**, tech. re., version 6.3.16, 2007.
- BARAKOS, G., MITSOULIS, E., **Natural Convection Flow in a Square Cavity Revisited: Laminar and Turbulent Models with Wall Functions**, International Journal for Numerical Methods in Fluids, vol. 18, pp. 695-719, 1994.
- BEJAN, A. **Convection Heat Transfer**, John Willey, Durham, USA, 2004.
- BRASIL JR, C. P. A. **Turbulência**, Volume I, Editores: Silva Freire, A. P., Menut, P. P. M., Su, J., Associação Brasileira de Ciências Mecânicas, Rio de Janeiro, Brasil, 2002.
- BRITO, R. F., NETO, A. S., OLIVEIRA, M., MENON, G. J., **Convecção natural turbulenta em cavidade retangular com um cilindro interno**, Mecânica Computacional, v. 21, p. 620-633, 2002.
- ÇENGEL, Y. A., GHAJAR, A. J., **Transferência de Calor e Massa- Uma abordagem prática**. AMGH, Porto Alegre, 4ª ed., 2012.
- CHENOWETH, D., PAOLUCCI, S., **Natural Convection in na Enclosed Vertical Air Layer With Large Horizontal Temperatures Differences**, Journal Fluid Mech, Vol. 169, pp. 173-210, 1986.
- CHORIN, A. J., **A Numerical Method for Solving Incompressible Viscous Flow Problems**, Journal of Computational Physics, vol. 2, pp. 12-26, 1967.
- DAVIS, G. V., **Natural convection of air in a square cavity: a benchmark numerical solution**, Int. J. Num. Methods Fluids 3, 249-264, 1983.
- DOSSAT, R.J., **Princípios de Refrigeração**, Editora Hemus, 2004.
- EIDSON, T., **Numerical Simulation of the Turbulent Rayleigh-Bénard Problem Using Subgrid Modelling**, Journal Fluid Mech, vol. 158, pp. 245-268, 1985.
- GASPAR, P.D., MIRANDA, A., PITARMA, R. A., **Equipamentos Expositores Refrigerados: Perspectiva Comercial e Energética**, I Jornadas Técnicas de Primavera da EFRIARC, Porto, Portugal, 2001.
- GASPAR, P.D., MIRANDA, A., PITARMA, R.A. **Optimização Numérica de Expositores Refrigerados Abertos**. VI Congresso Ibero-Americano de Engenharia Mecânica, Outubro, 2003.
- GASPAR, P.D., **Optimização do desempenho e da Eficiência Energética de Equipamentos de Refrigeração**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Universidade da Beira Interior, Covilhã, 2008.
- HENKES, R. A. W. M., VAN DER VLUGT, F. F., HOOGENDOORN, C. J., **Natural convection flow in a square cavity calculated with low-Reynolds-number turbulence models**, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 34, pp. 1543-1557, 1991.

HU, S.C., Fan, N.W., HU.Y-Z R., **Optimization of the display design using numerical models.**PHOENICS Journal of CFD & its applications, vol. 7, n.º 1, 1994.

INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P., BERGMAN, T. L., LAVINE, A. S., **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**, LTC Livros Técnicos e Científicos, editora Ltda, Rio de Janeiro, 6 ed., 2008.

JAYATILLEKE, C.L.V., **The influence of Prandtl number and surface roughness on the resistance of the laminar sublayer to momentum and heat transfer**, Progress in Heat Mass Transfer, vol. 1, pp. 193–329, 1969.

KIMURA, S.; BEJAN, A. **The boundary layer natural convection regime in a rectangular cavity with uniform heat flux from the side.**Journal of Heat Transfer, New York, v. 106, p. 98-103, 1984.

KINOSHITA, D., **Simulação numérica da convecção natural no interior de u refrigerador doméstico.** Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista. Ilha Solteira, 2011.

LAUNDER, B. E., SPALDING, D. B. **Lectures in Mathematical Models of Turbulence.** London: Academic Press, 1972.

LOPES, M.A., **Projeto e Simulação de resfriadores de Líquidos.** Dissertação de Mestrado, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007.

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacionais**, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2 ed., Rio de Janeiro, 2010.

MANZALLI, P. V., **Manual para serviços de alimentação: Implementação, Boas Práticas, Qualidade e Saúde.** São Paulo: Metha, 191p., 2006.

MARKATOS, N. C., PERICLEOUS, K.A., **Laminar and turbulent natural convection in an enclosed cavity**, Inr. J. Heat Mass Transfer, vol. 27, pp. 775-772, 1984.

OLIVEIRA, M., MENON, G. J., **Simulação de Grandes Escalas Utilizada para Convecção Natural Turbulenta em Cavidades**, Anais do IX Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas - ENCIT-2002, Anais em cd-rom., Caxambu, pp. 1-11, 2002a.

OLIVEIRA, M., MENON, G. J., **Convecção Natural Turbulenta em Cavidades Retangulares**, Anais do II Congresso Nacional de Engenharia Mecânica - CONEM - 2002, João Pessoa, pp. 1-10, 2002b.

ORLANDI, M., VISCONDI, F.M., ZAMPINI, S., **Cfd assisted design of display cabinets.** 2nd IIR International Conference on the Cold Chain and Sustainability, Paris, 2013.

PATANKAR, S. V., **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**, McGraw-Hill, New York, USA, 1980.

PENG, S.H., DAVIDSON, L., **Large Eddy Simulation for Turbulent Buoyant Flow in a Confined Cavity**, International Journal of Heat and Fluid Flow, vol. 22, p. 323-331, 2001.

PITARMA, R.A., **Modelação matemática e experimental de câmaras frigoríficas de veículos**, Tese de Doutoramento, Instituto Superior Técnico, Universidade Técnica de Lisboa, Lisboa, Abril 1998.

RAMOS, R. A. V., MAIA, C. R. M., TAKAKI, A. T., **Estudo numérico e experimental da convecção natural em cavidades diferencialmente aquecidas**, Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica, v. 13, p. 43-58, 2008.

SOARES, R. F., SOUZA, F. J., CORREA, A. M. F., **Análise preliminar do efeito da turbulência sobre um mecanismo de recolamento da camada limite**. IX Escola de Primavera de Transição e Turbulência - EPTT, 2014, Anais EPTT 2014, v. 1, São Leopoldo, 2014.

TIAN, Y.S., KARAYIANNIS, T. G., **Low Turbulence Natural Convection in an Air Filled Square Cavity – Part I: The Thermal and Fluid Flow Fields**, International Journal of Heat and Mass Transfer, p. 849-866, 2000a.

TIAN, Y. S., KARAYIANNIS, T. G., **Low Turbulence Natural Convection in an Air Filled Square Cavity Part II: The Turbulence Quantities**, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 43, p. 867-884, 2000b.

VERSTEEG, H. K., MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: the Finite Volume Method**. England, 2 ed., Pearson Education, 2007.

VIEIRA, C.B., **Simulação Computacional da Convecção Natural Turbulenta com Geração Interna de Calor em Cavidade Quadrada**, VII Escola de Primavera de Transição e Turbulência – EPTT, 2010, Anais EPTT 2010, São Paulo, 2010.

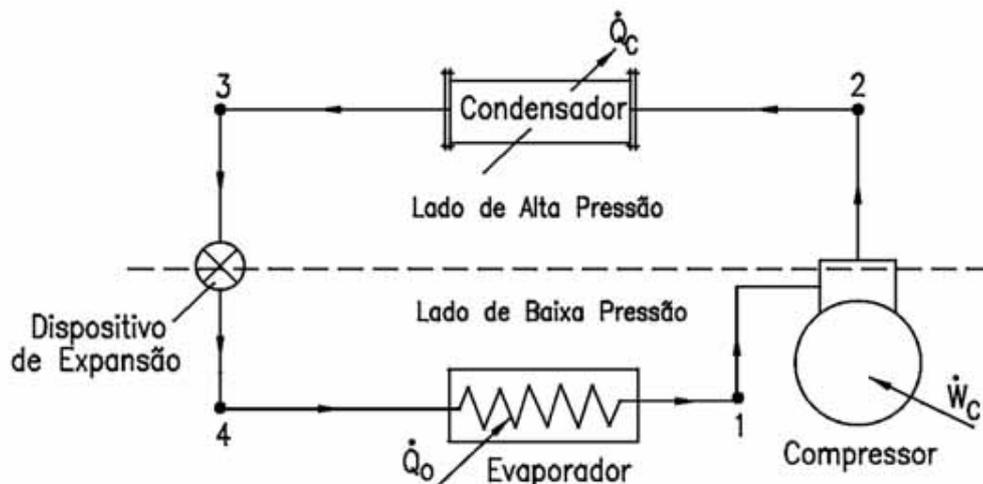
WANG, H.W., VISSER, A.H., **3D flow patterns in refrigerated stores**, PHOENICS Journal of CFD & its applications, 1991.

WIRZ, D. **Refrigeração comercial para técnicos em ar-condicionado**, Cengage Learning, 2ª ed., São Paulo, 2011.

## ANEXO I

Na Figura A.I, são mostrados os quatro componentes básicos de um sistema de refrigeração.

Figura A.I: Componentes básicos de um sistema de refrigeração



Fonte: Venturini; Pirani ( 2005)

Os componentes básicos que compõem um sistema de refrigeração, mostrados na Figura (A.1), são:

- **Compressor** – Segundo a teoria de Wirz (2011), o compressor pode ser considerado o “coração” de uma unidade de refrigeração porque “bombeia” o refrigerante no sistema. Além disso, faz aumentar a temperatura do vapor de sucção que retorna a uma temperatura mais alta antes de descarregá-lo no condensador. O gás de descarga, ou gás quente, se condensa apenas se sua temperatura de saturação for maior do que a do ar que refrigera o condensador.
- **Condensador** – Conforme citado por Incropera et al. (2008), a condensação ocorre quando a temperatura do vapor é reduzida a valores inferiores ao de sua temperatura de saturação. Em equipamentos industriais o processo resulta

usualmente do contato entre o vapor e uma superfície fria. A energia latente do vapor é liberada, o calor é transferido para a superfície e o condensado é formado.

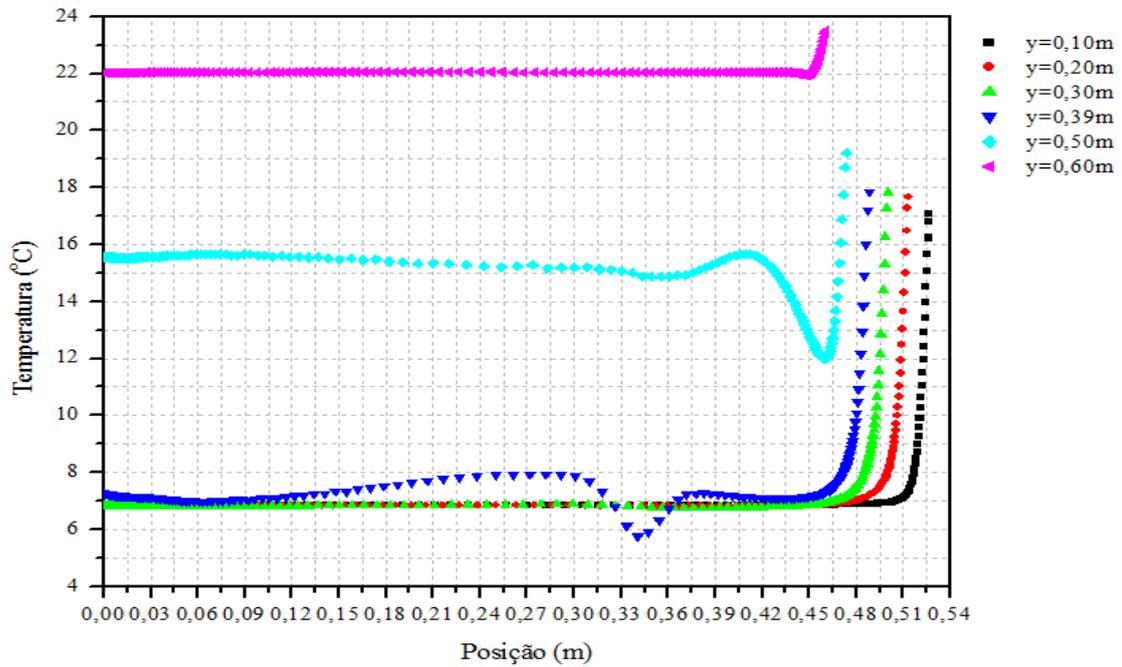
Segundo Lopes (2007), o condensador também consiste de uma superfície de transmissão de calor. E este tendo a função de rejeitar para o agente de condensação o calor trocado no evaporador e o trabalho consumido no compressor. O calor do vapor refrigerante aquecido passa para o meio de condensação.

- **Dispositivos de expansão**– O dispositivo de expansão, seja a válvula de expansão ou o tubo capilar, segundo Wirz (2011), reduz a pressão do líquido, forçando-o através de um bocal ou pequena abertura. Quando se diminui a pressão do fluido refrigerante, permite-se que ele entre em ebulição à temperatura mais baixa. Para que o fluido entre em ebulição de modo mais fácil, o dispositivo de medição muda a corrente do líquido para uma densa nuvem de gotículas de líquido antes que ele entre no evaporador.

- **Evaporador** – Para Dossat (2004), o evaporador é qualquer superfície de transmissão de calor na qual o líquido volátil é vaporizado com o objetivo de “remover calor” de um espaço ou produto refrigerado. E ainda, segundo Ashrae (2004), é um componente de refrigeração no qual refrigerante é evaporado para produzir o efeito de resfriamento em um fluido.

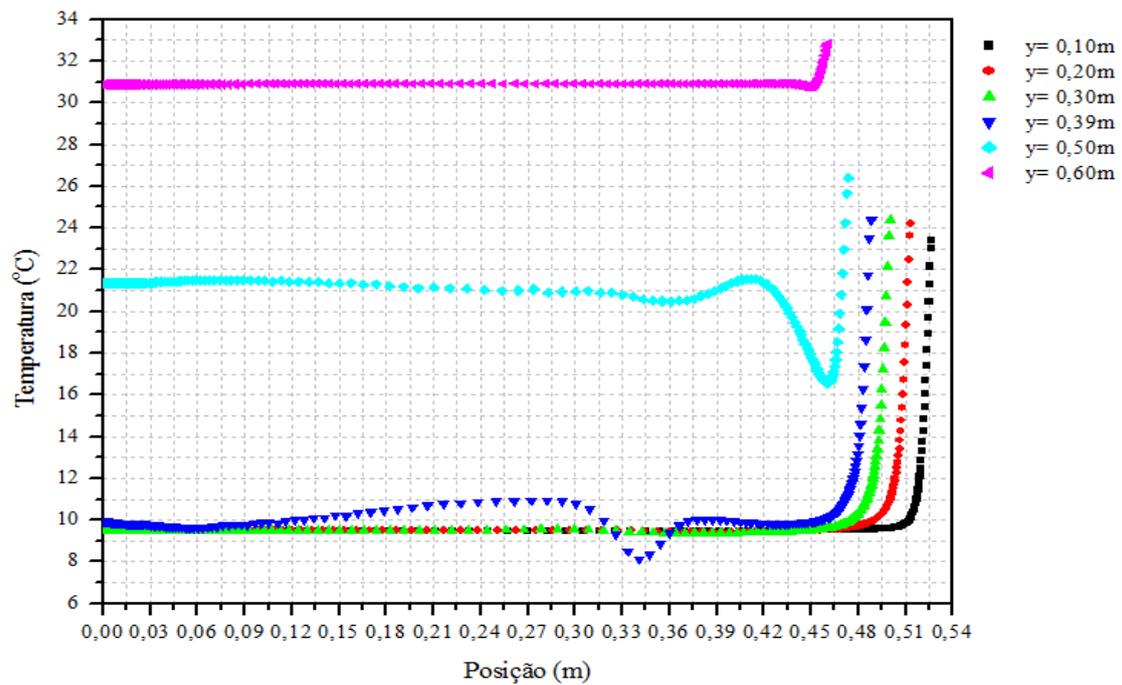
## ANEXO II

Figura A.IIa: Distribuição da temperatura para o Caso III



Fonte: Próprio autor

Figura A.IIb: Distribuição da temperatura para o Caso VI



Fonte: Próprio autor