



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA

"JÚLIO DE MESQUITA FILHO"

Câmpus de Ilha Solteira

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

"SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA CONVECÇÃO NATURAL NO INTERIOR DE UM REFRIGERADOR DOMÉSTICO"

Denise Kinoshita

Orientador: Prof. Dr. José Luiz Gasche

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia - UNESP – Campus de Ilha Solteira, para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.
Área de Conhecimento: Ciências Térmicas.

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Seção Técnica de Aquisição e Tratamento da Informação
Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação da UNESP - Ilha Solteira.

K55s	Kinoshita, Denise. Simulação numérica da convecção natural no interior de um refrigerador doméstico / Denise Kinoshita. -- Ilha Solteira : [s.n.], 2011 151 f. : il. Dissertação (mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de Conhecimento: Ciências Térmicas, 2011 Orientador: José Luiz Gasche 1. Refrigerador doméstico. 2. Refrigeração. 3. Convecção natural. 4. Calor – Convecção natural. 5. Posição do evaporador. 6. Evaporadores.
------	---



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
CAMPUS DE ILHA SOLTEIRA
FACULDADE DE ENGENHARIA DE ILHA SOLTEIRA

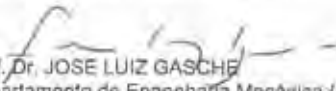
CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO: SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA CONVECÇÃO NATURAL NO INTERIOR DE UM
REFRIGERADOR DOMÉSTICO

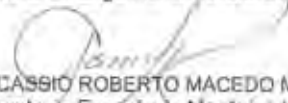
AUTORA: DENISE KINOSHITA

ORIENTADOR: Prof. Dr. JOSE LUIZ GASCHE

Aprovada como parte das exigências para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica,
Área: CIÊNCIAS TÉRMICAS, pela Comissão Examinadora:


Prof. Dr. JOSE LUIZ GASCHE

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira


Prof. Dr. CASSIO ROBERTO MACEDO MAIA

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira


Prof. Dr. SIDNEI JOSÉ DE OLIVEIRA

Departamento de Pesquisa e Desenvolvimento - Tecumseh do Brasil Ltda - São Carlos/SP

Data da realização: 15 de abril de 2011.

À minha família

AGRADECIMENTOS

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

Aos meus pais Toshifiko e Luiza pelo apoio incondicional, aos meus irmãos Rogério e Beatriz e ao meu noivo Luis Fernando pela compreensão nos momentos de ausência, essencial para eu nunca pensar em desistir e sempre buscar os meus objetivos.

Ao meu orientador Prof. José Luiz Gasche pela oportunidade e confiança no meu trabalho, extrema paciência e acima de tudo pela amizade.

Ao ex-técnico do departamento de Engenharia Mecânica, Reginaldo Silva, e a estagiária Letícia Maia pela grandiosa ajuda na parte experimental deste trabalho.

Às grandes amigas que fiz durante o mestrado na Unesp de Ilha Solteira e principalmente aos colegas do Laboratório de Mecânica dos Fluidos Computacional, pelo auxílio indispensável e companheirismo.

A todos os funcionários e professores da faculdade que direta e indiretamente contribuíram para a realização deste trabalho.

Esta pesquisa tornou-se possível graças aos recursos computacionais disponibilizados pelo Núcleo de Computação Científica (NCC/GridUNESP) da Universidade Estadual Paulista (UNESP).

A Capes pela bolsa concedida.

“A melhor maneira de servir a Deus é indo ao encontro de seus próprios sonhos. Só quem é feliz pode espalhar felicidade.”

Paulo Coelho

RESUMO

Neste trabalho realizou-se um estudo numérico do escoamento em gabinetes de refrigeradores domésticos operando em regime de convecção natural, usando-se o Método de Volumes Finitos. No procedimento numérico, o problema do acoplamento pressão-velocidade foi resolvido pelo algoritmo SIMPLE - *Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations* para malha desencontrada. O esquema *Power-Law* foi utilizado como função de interpolação para os termos convectivo-difusivos e o TDMA-*Tri Diagonal Matrix Algorithm* foi usado para resolver os sistemas de equações algébricas. 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. 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 levantados para a validação do código numérico. Após a validação do código numérico, as influências do posicionamento e temperatura do evaporador nos campos de temperatura e velocidade foram analisadas para três configurações do gabinete: gabinete sem gaveta de verdura, gabinete com gaveta de verdura e gabinete com gaveta de verdura com aberturas laterais. O modelo de gabinete com gaveta de verdura com aberturas laterais mostrou-se o mais adequado para estudar o problema. 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 influencia significativa. Os campos de velocidade e temperatura e a carga térmica do evaporador também foram avaliados para temperaturas do evaporador variando de -20°C a 0°C . Os resultados mostram 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.

Palavras-chave: Refrigerador doméstico. Convecção natural. Posição do evaporador.

ABSTRACT

A numerical study of the flow inside cabinets of domestic refrigerators working on natural convection regime is performed in this work using the Finite Volume Method as numerical procedure for solving the governing equations. The pressure-velocity coupling was solved using the algorithm SIMPLE–*Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations* applied to a staggered mesh. The *Power-Law* scheme was used as interpolation function for the convective-diffusive terms, and the algorithm TDMA–*Tri Diagonal Matrix Algorithm* was used to solve the systems of algebraic equations. The model was applied to static refrigerator working in steady state with constant and uniform evaporator temperature. The cabinet was considered as an empty three-dimensional cavity without shelves and the evaporator was modeled as a vertical flat plate with prescribed uniform temperature. The numerical code was partially verified for classical natural convection problems usually found in the literature. Preliminary experimental results for a 350 l commercial domestic refrigerator were also obtained for validating the numerical code. After validating the numerical code, the influence of the positioning and temperature of the evaporator on the temperature and velocity fields were analyzed for three cabinet configurations: cabinet without vegetable drawer, cabinet with vegetable drawer, and cabinet with vegetable drawer presenting lateral openings. The model including the vegetable drawer with lateral openings showed to be the best model to study the problem. Nine evaporator positions were evaluated, showing that the positioning in the horizontal direction practically does not affect the temperature and velocity fields of the flow, while the vertical positioning has a significant effect on the results. The temperature and velocity fields and the thermal load of the evaporator were also evaluated for evaporator temperatures varying from -20 to 0 °C. The results showed that the evaporator temperature has large influence on the temperature and velocity fields of the flow. In addition, the refrigeration capacity of the evaporator increases linearly for decreasing evaporator temperature.

Keywords: Domestic refrigerator. Natural convection. Evaporator positions.

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Gerais

Símbolo	Descrição	Unidade
C_p	Calor Específico	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
g	Gravidade	[m s ⁻²]
h	Coeficiente de transferência de calor externo	[W m ⁻² °K ⁻¹]
p	Pressão	[Pa]
q''	Fluxo de calor	[W m ⁻²]
$\dot{Q}$	Carga Térmica	[W]
R	Resistência térmica	[K W ⁻¹]
T	Temperatura	[°C]
u	Velocidades do fluido nas direções x	[m s ⁻¹]
v	Velocidades do fluido nas direções y	[m s ⁻¹]
w	Velocidades do fluido nas direções z	[m s ⁻¹]
x, y, z	Coordenadas cartesianas	[m]
XL	Profundidade	[m]
YL	Altura	[m]
ZL	Comprimento	[m]

Símbolos Adimensionais

Símbolo	Descrição	Relação
A	Razão de Aspecto	[X/Y]
Pr	Número de Prandtl	$Pr = \frac{\mu C_p}{\kappa}$

Ra	Número de Rayleigh	$Ra = \frac{g\beta(T_q - T_f)Y^3}{\nu\alpha}$
X	Profundidade	[x/XL]
Y	Altura	[y/YL]
Z	Comprimento	[z/ZL]

Índices

Símbolo	Descrição
∞	Ambiente
e	Evaporador
F	Fria
o	Referência
Q	Quente
T	Térmica
*	Adimensional

Letras Gregas

α	Difusividade térmica	[m ² s ⁻¹]
β	Coeficiente de expansão térmica	[K ⁻¹]
δ	Espessura	[m]
κ	Condutividade térmica	[W m ⁻¹ °C ⁻¹]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa s]
ρ	Densidade	[kg m ⁻³]

Sumário

CAPÍTULO 1-Introdução	12
1.1 Motivação	17
1.2 Objetivos	18
1.3 Estrutura da Dissertação	18
 CAPÍTULO 2-Revisão Bibliográfica	 19
2.1 Convecção Natural em Cavidades	19
2.2 Refrigeradores Domésticos	24
2.3 Escopo do trabalho	30
 CAPÍTULO 3-Convecção Natural em Cavidades	 31
3.1 Introdução	31
3.2 Metodologia de solução	33
3.3 Problemas preliminares	35
3.3.1 Convecção Natural Transiente Bidimensional	35
3.3.2 Convecção Natural Estacionária Tridimensional	40
3.3.3 Convecção Natural Estacionária Bidimensional em Cavidade com Superfície Interna Resfriada	44
 CAPÍTULO 4-Validação do Código Computacional Tridimensional para o Refrigerador	 56
4.1 Introdução	56
4.2 Modelagem física do problema	56
4.3 Resultados Experimentais	60
a) Resultados para os testes sem gaveta de verdura	63
b) Resultados para os testes com gaveta de verdura	74
c) Resultados para os testes com gaveta de verdura com abertura lateral	83

CAPÍTULO 5-Análise Numérica da Convecção Natural no Gabinete de um Refrigerador Doméstico	90
5.1 Introdução	90
5.2 Gabinete sem gaveta de verdura	90
5.3 Gabinete com gaveta fechada	106
5.4 Gabinete com gaveta com abertura lateral	116
 CAPÍTULO 6-Considerações Finais	 125
6.1 Conclusões	125
6.2 Sugestões	127
 Referências	 128
 APÊNDICE A – Característica geométricas do refrigerador	 131
 APÊNDICE B – Calibração dos termopares	 133
 APÊNDICE C – Aspectos gerais do método dos volumes finitos	 136
C.1 Esquemas de Interpolação dos Termos Advectivos-Difusivos	138
C.2 Acoplamento Pressão-Velocidade	139
C.3 Escoamento Incompressível Transiente	149

CAPÍTULO 1- Introdução

No período anterior à revolução industrial não existia um local apropriado para o armazenamento e a conservação dos alimentos perecíveis. Por meio da redução da temperatura, processos precários e anti-higiênicos foram utilizados por muito tempo com esse intuito. Usava-se um armário de madeira com um compartimento para se colocar neve, mas com o tempo o gelo derretia e encharcava os alimentos, como mostra a Figura 1. Um dos maiores problemas era a utilização de temperatura inadequada de armazenamento, que influenciava a deterioração destes alimentos.

Figura 1 - Refrigeradores de madeira do século XIX.



Fonte: Saber Design (2010).

Segundo Silva et al. (2008) Frederic Tudor armazenava o gelo dos lagos no inverno e o vendia nas cidades durante o verão. O gelo era conservado em silos isolados com serragem, mas a quantidade era pequena e a entrega era irregular. Em 1784 Willian Cullen criou o primeiro refrigerador artificial, cuja fabricação iniciou-se apenas em 1927 pela *General Eletric*.

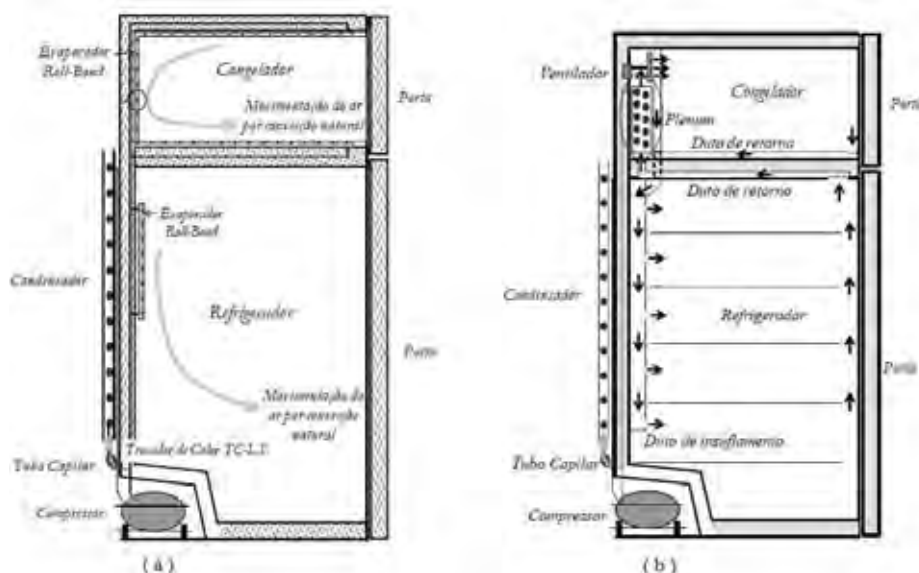
Com o advento da revolução industrial e avanço em pesquisas foi possível desenvolver sistemas de refrigeração eficientes, que passaram a ser utilizados em diversas aplicações, desde grandes frigoríficos até refrigeradores domésticos.

Atualmente existem no mercado dois tipos de refrigeradores: o estático e o *no-frost* (ou *frost-free*). A principal diferença entre os refrigeradores *no-frost* e os estáticos está no tipo de evaporador utilizado e no método de circulação do ar no interior dos compartimentos (WALTRICH, 2008, p. 1).

Nos refrigeradores estáticos, Figura 2a, o calor é transferido por convecção natural em evaporadores tipo placa, conhecidos como *roll-bond*. A vantagem deste tipo de refrigerador está no baixo nível de ruído e menor consumo de energia. Porém, possui desvantagens como produção de campo heterogêneo de temperaturas e degelo manual. Este tipo de refrigerador é muito utilizado no Brasil e na Europa.

A Figura 2b mostra o refrigerador *no-frost*, no qual o evaporador utilizado é do tipo trocador de calor tubo-aleta e a circulação do ar é realizada por um ventilador e, portanto, a transferência de calor ocorre por convecção forçada. A temperatura do ar é mais homogênea quando comparada com o refrigerador estático. Possui alto desempenho, devido à redução de temperatura e ao controle sobre o direcionamento do fluxo de ar, além de possuir degelo automático. Porém, a desvantagem deste tipo de refrigerador está no ruído, alto consumo de energia, secagem dos alimentos na parte superior e elevado preço de aquisição no mercado.

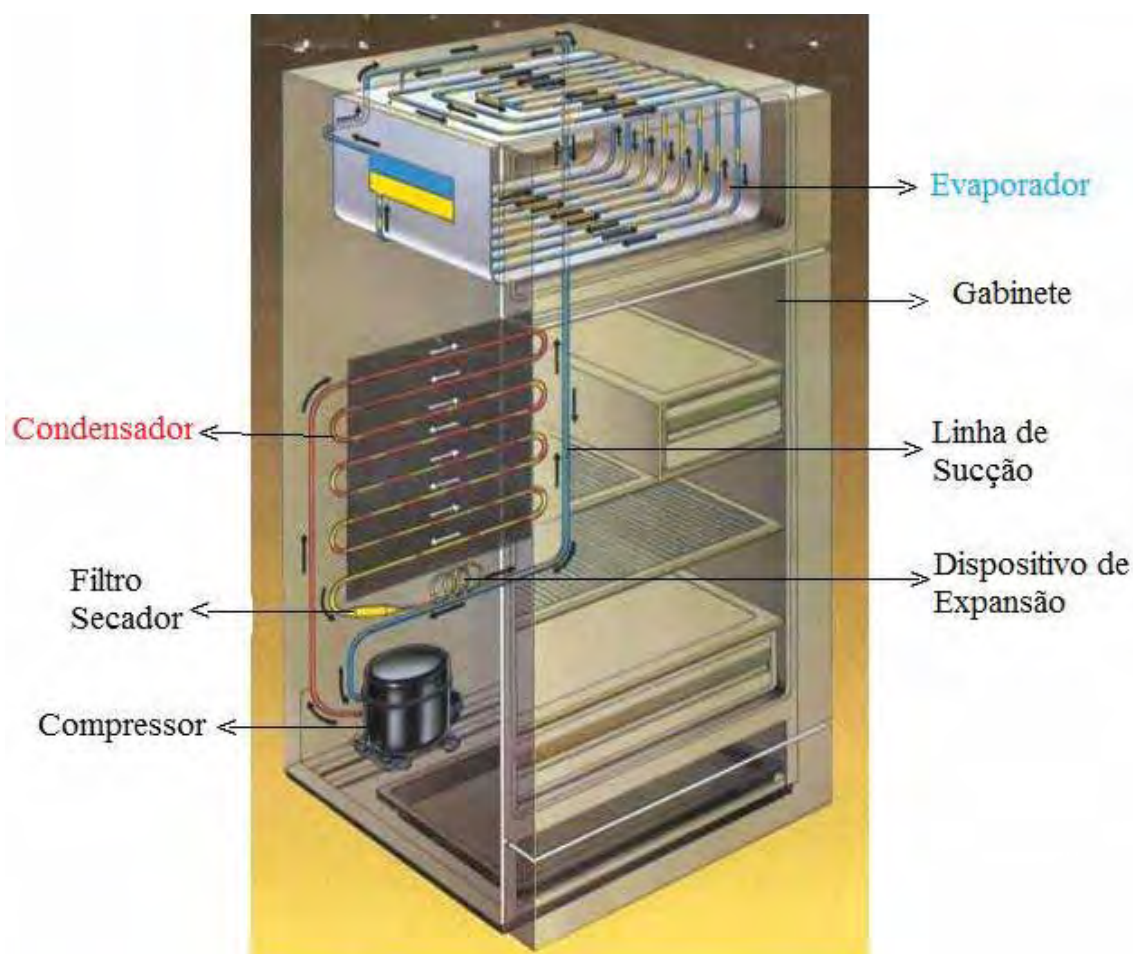
Figura 2 - Tipos de refrigeradores domésticos: (a) estático e (b) *no-frost* (*frost-free*).



Fonte: Waltrich (2008).

Os principais componentes de um refrigerador doméstico estático são o compressor, condensador, filtro secador, dispositivo de expansão, evaporador, linha de sucção e gabinete, como mostra a Figura 3.

Figura 3 - Principais componentes do sistema de refrigeração de um refrigerador doméstico típico.

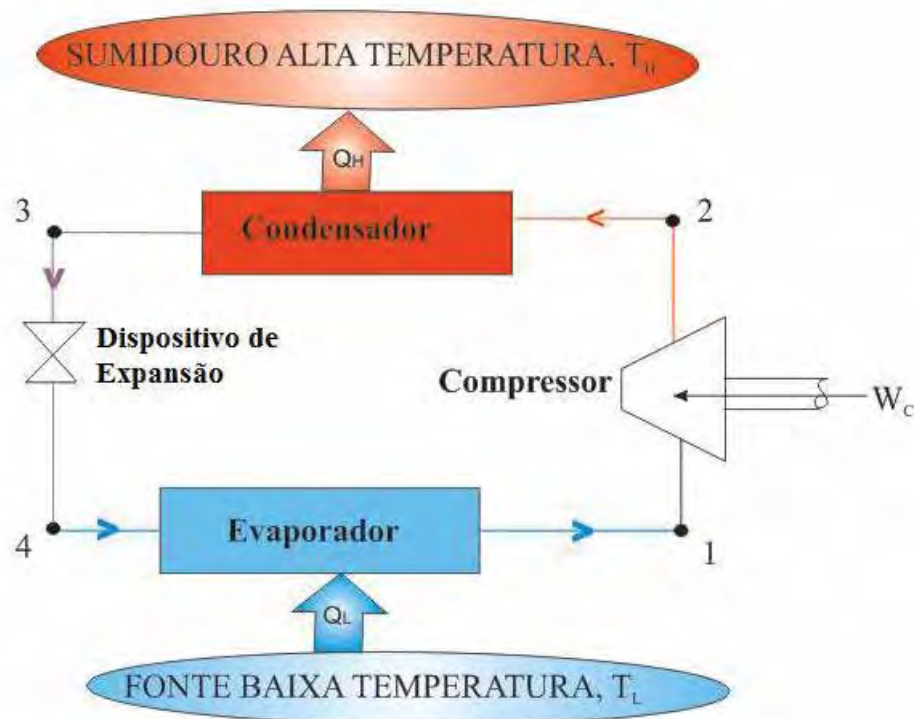


Fonte: Adaptado de França (2005).

Os sistemas de refrigeração mais utilizados em refrigeradores domésticos baseiam-se no princípio de compressão mecânica de vapor, embora existam no mercado tanto refrigeradores por absorção como termoeletricos.

De acordo com Hermes (2006, p. 3), o norte americano Oliver Evans projetou a primeira máquina de refrigeração movida a vapor, unindo os princípios de evaporação a baixa pressão e de condensação a alta pressão em um sistema cíclico. Entretanto, foi Jacob Perkins que concebeu, em 1834, o ciclo termodinâmico de funcionamento de um refrigerador por compressão mecânica de vapor. O esquema do dispositivo proposto por Perkins pode ser visto na Figura 4.

Figura 4 - Esquema do ciclo de refrigeração de compressão a vapor proposto por Perkins.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A função de cada componente do ciclo é descrita a seguir:

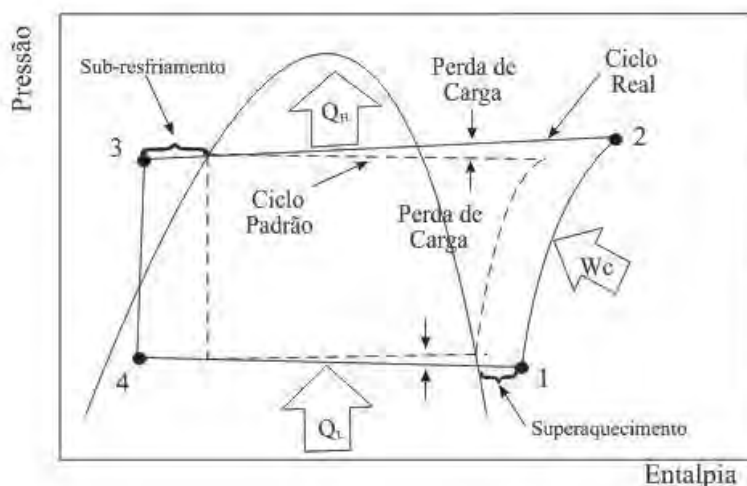
- **Evaporador:** um fluido volátil, denominado fluido refrigerante, composto de uma mistura de líquido e vapor rica em líquido em condições de baixa temperatura e pressão, evapora dentro de um trocador de calor (evaporador) que está em contato térmico com o ambiente ou com a substância que se deseja resfriar. O fluido, por estar a uma temperatura mais baixa, retira calor do meio, ocorrendo a mudança de fase do líquido. Isso acarreta a redução da temperatura do ambiente em contato com o evaporador.
- **Compressor:** O fluido refrigerante sai do evaporador, passa pela linha de sucção e atinge o compressor no estado de vapor superaquecido. O compressor comprime o vapor, elevando também sua temperatura, que é descarregado num segundo trocador de calor, denominado condensador.
- **Condensador:** através do condensador, o fluido refrigerante proveniente do compressor a alta pressão e temperatura, transfere calor ao ambiente externo (por estar numa temperatura maior que a do meio), liberando a energia absorvida no

evaporador e no compressor, causando a sua condensação. Nesse processo ocorre uma transformação do estado de vapor superaquecido para o estado de líquido subresfriado a alta pressão.

- **Filtro Secador:** é um elemento filtrante com material dessecante, cuja finalidade é reter impurezas e/ou umidade que possa haver no sistema, evitando danos ao sistema, tais como: formação de ácidos, corrosão, aumento das pressões e obstrução do tubo capilar por congelamento da umidade.
- **Dispositivo de Expansão:** Após sair do condensador, o líquido escoar pelo dispositivo de expansão, que pode ser um tubo de cobre com diâmetro reduzido ou uma válvula de expansão, que tem como função promover a queda de pressão do fluido refrigerante, do condensador para o evaporador. Ao sair deste dispositivo, o fluido entra novamente no evaporador, reiniciando o ciclo.

As transformações de estado do fluido refrigerante ao longo de um ciclo padrão e no ciclo real são mostradas no diagrama Pressão – Entalpia na Figura 5.

Figura 5 - Comparação entre os ciclos de compressão a vapor padrão e real.



Fonte: Adaptado de Stoecker e Jones (1985, p. 225).

De acordo com Stoecker e Jones (1985, p. 224), as principais diferenças entre esses ciclos estão nas perdas de carga que ocorrem no evaporador e condensador, resultando um trabalho de compressão maior entre os estados 1 e 2, em relação ao ciclo padrão.

O desempenho dos sistemas de refrigeração é normalmente avaliado segundo o coeficiente de performance (COP), definido como:

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_C} \quad (1)$$

onde $\dot{Q}_L$ é a taxa de transferência de calor do evaporador (capacidade de refrigeração) e $\dot{W}_C$ é a potência consumida pelo compressor.

Considerando apenas a operação do ciclo de refrigeração, o coeficiente de performance dos refrigeradores tem aumentado devido ao elevado número de pesquisas na área, o que tem produzido a redução do consumo de energia dos refrigeradores domésticos.

Por outro lado, outro parâmetro fundamental para a otimização do consumo de energia dos refrigeradores é a temperatura adequada para a conservação de cada tipo de produto a ser refrigerado.

1.1 Motivação

O conhecimento da distribuição de temperatura e velocidade do ar no interior dos refrigeradores domésticos é de fundamental importância para o seu aperfeiçoamento e para a qualidade de conservação dos alimentos.

Se o consumidor conhecer as localizações das zonas quentes e frias no refrigerador, os produtos podem ser colocados nos lugares adequados. Além disso, o conhecimento da espessura das camadas limites hidrodinâmica e térmica próxima ao evaporador e das paredes do refrigerador também é importante. Se o produto estiver muito próximo da parede do evaporador, pode ocorrer seu congelamento e se estiver muito próximo da parede quente, o produto pode ser deteriorado.

Apesar da importância deste problema, poucos estudos teóricos e experimentais têm sido realizados em relação a este tema, principalmente em refrigeradores do tipo estático.

Uma maneira eficiente de realizar essa tarefa é por meio da simulação numérica do problema usando técnicas de CFD - *Computational Fluid Dynamics* (Dinâmica dos Fluidos Computacional).

1.2 Objetivos

O presente trabalho tem como objetivo desenvolver um modelo de Dinâmica dos Fluidos Computacionais (CFD) para a simulação do escoamento no interior de um refrigerador doméstico estático. O Método de Volumes Finitos é utilizado para a solução do problema, com o objetivo de obter os campos de velocidade e temperatura no interior do gabinete.

Após a validação da metodologia numérica por meio de resultados encontrados na literatura e dados experimentais preliminares obtidos, objetiva-se avaliar a influência do posicionamento e temperatura do evaporador nos campos de temperatura e velocidade no interior do gabinete para duas configurações: gabinete com e sem gaveta de verdura.

1.3 Estrutura da Dissertação

O presente trabalho está organizado em seis capítulos. Neste Capítulo, o problema a ser estudado e os objetivos do trabalho foram expostos. No Capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica sobre estudos em cavidades sujeitas a convecção natural e em refrigeradores domésticos. O Capítulo 3 é dedicado ao estudo da convecção natural em cavidades a fim de validar o código numérico. A validação do código computacional tridimensional para o gabinete com superfície interna resfriada pode ser vista no Capítulo 4, onde os resultados numéricos foram confrontados com resultados experimentais. No Capítulo 5 apresentam-se os resultados das simulações numéricas para a avaliação da influência do posicionamento e temperatura do evaporador. Finalmente, as conclusões e sugestões são descritas no Capítulo 6.

CAPÍTULO 2- Revisão Bibliográfica

O estudo da convecção natural do ar no interior de cavidades tem sido largamente explorado pela comunidade científica devido às inúmeras aplicações na engenharia. Neste capítulo apresenta-se uma revisão da literatura sobre a convecção natural em cavidades, assim como sobre convecção natural e forçada em gabinetes de refrigeradores domésticos.

2.1 Convecção Natural em Cavidades

Os problemas de convecção natural em cavidades, sejam bidimensionais ou tridimensionais, basicamente são diferenciados pelos tipos de condições de contorno aplicadas.

Algumas aplicações requerem condições de contorno geralmente não muito comuns em problemas de convecção natural. Alguns exemplos ilustrativos são os problemas estudados por Oliveira et al. (2003), Nars et al. (2006) e Brito et al. (2006). Oliveira et al. (2003) estudaram numericamente a convecção natural em cavidade retangular bidimensional com uma parede vertical aquecida, a parede superior resfriada e as demais paredes isoladas. A idéia dos autores foi utilizar este tipo de condição de contorno devido à importância prática em aplicações de topos resfriados. O objetivo principal do estudo foi determinar os efeitos da relação de aspecto e do número de Rayleigh no comportamento do escoamento e transferência de calor na cavidade. Nars et al. (2006), por outro lado, para modelar uma sala com o teto resfriado e uma superfície local aquecida como uma consequência da radiação solar transmitida através da janela, estudaram numericamente a convecção natural, laminar e em regime permanente de ar em uma cavidade bidimensional aquecida em parte do canto inferior direito, resfriado no topo e isolado nas demais partes. Brito et al. (2006) estudaram numericamente a convecção natural em uma cavidade cúbica sujeita a aquecimento na superfície inferior, resfriamento nas superfícies verticais e demais superfícies adiabáticas. Este tipo de problema possui aplicação no projeto de diversos componentes eletrônicos.

Os problemas de convecção natural em cavidades que possuem paredes verticais aquecidas, acopladas a paredes verticais resfriadas, intermediadas com paredes horizontais isoladas são de aplicações mais próximas à de um refrigerador doméstico. Por esta razão, os trabalhos versando sobre estes problemas serão abordados com mais detalhes a seguir.

Rubel e Landis (1969) estudaram numericamente a convecção natural em uma cavidade retangular bidimensional, em regime permanente, com as paredes laterais isotérmicas, uma aquecida e a outra resfriada, considerando as paredes do topo e do fundo como adiabáticas. O número de Rayleigh foi variado na faixa $6 \times 10^4 \leq Ra \leq 3,6 \times 10^5$, para números de Prandtl iguais a $Pr = 1, 6, 2000$ e razão de aspecto $A=5$. Os resultados revelaram o aparecimento de múltiplas células para os maiores valores de Ra , além de um achatamento dos perfis de temperaturas horizontais perto do centro da cavidade com o aumento do número de Rayleigh. Os resultados foram comparados com estudos experimentais e numéricos da literatura e mostraram boa concordância.

Wakitani (1998) investigou modelos de escoamento da convecção natural bidimensional em uma cavidade alta preenchida com ar. As paredes esquerda e direita foram aquecidas e resfriadas diferencialmente e foram mantidas a temperatura constante e uniforme, com o topo e o fundo da cavidade termicamente isoladas. Foi realizada uma simulação numérica baseada na metodologia de diferenças finitas para uma ampla faixa de números de Rayleigh e razões de aspecto. Os resultados mostraram que para uma razão de aspecto de 11,5, o valor crítico de Rayleigh onde ocorre o início de uma célula secundária é $Ra = 8,5 \times 10^3$. Quando a razão de aspecto é aumentada, o Rayleigh crítico tende a decair e torna-se quase constante com um valor de $Ra = 7 \times 10^3$ para razões de aspectos maiores do que 20. Para toda a faixa de razão de aspecto analisada, aparecem estruturas multicelulares em $Ra \approx 10^5$, com seus núcleos nas posições superior e inferior da cavidade. Um regime periódico no escoamento transiente ocorre na faixa de $3 \times 10^5 < Ra < 5 \times 10^5$ e o escoamento torna-se caótico com o aumento de Ra .

Zhu e Yang (2003) estudaram numericamente a convecção natural laminar transiente de uma cavidade alta. As condições de contorno utilizadas foram as mesmas do estudo de Wakitani (1998). As equações da energia e Navier-Stokes foram resolvidas por um método de projeção exato, onde a derivada da equação de Poisson para a pressão potencial foi resolvida por um método de fatoração aproximado. Para a obtenção dos resultados numéricos, um esquema de segunda ordem para as discretizações no tempo e no espaço foi utilizado. O

modelo também foi avaliado considerando a convecção natural do ar em uma cavidade quadrada aquecida diferencialmente nas paredes laterais. Os resultados para uma razão de aspecto igual a 16 mostraram que para valores de Rayleigh iguais a 11000, 14000 e 20500, a quantidade de células na cavidade diminui de três para uma. Entretanto, para números de Rayleigh maiores do que 150000, um número maior de células deformadas e em diferentes formas é encontrado.

Ganguli et al. (2009) fizeram uma simulação numérica da transferência de calor em uma cavidade vertical bidimensional, diferencialmente aquecida e resfriada nas paredes laterais. O principal interesse dos autores estava relacionado à conservação da energia em janelas de vidro. Simulações numéricas para razões de aspecto na faixa de $16 < A < 40$ e números de Rayleigh variando na faixa de $3,55 \times 10^3 \leq Ra \leq 2 \times 10^4$ foram realizadas com a utilização do software comercial FLUENT. Os autores observaram uma redução do coeficiente de transferência de calor com o aumento na largura da cavidade, como era esperado. Entretanto, devida à formação de múltiplas células o coeficiente de transferência de calor permanece constante a partir de uma determinada largura. Este comportamento é refletido pelos modos de transferência de calor no interior da cavidade. A transferência de calor diminui com o aumento da resistência térmica quando a transferência de calor ocorre predominantemente por condução. A transferência de calor por convecção inicialmente aumenta a taxa de transferência de calor, mas a partir de uma resistência térmica crítica a taxa de transferência de calor permanece constante.

Patterson e Imberger (1980) trabalharam com o problema da convecção natural transiente em uma cavidade retangular. As condições de contorno utilizadas foram parecidas com as de Rubel e Landis (1969), porém a razão de aspecto utilizada foi de $A \leq 1$. Os autores obtiveram várias soluções numéricas com $A = 1$, $Pr = 7$ e 2 e $Ra = 10^{-1}$, $2,1 \times 10^1$, 10^3 , $1,4 \times 10^4$ e $1,4 \times 10^5$. Os resultados mostraram a evolução dos modos de transferência de condução para convecção com o aumento do número de Rayleigh. Além disso, observaram que o número de Nusselt é dependente do número de Prandtl durante o regime transiente, o que não foi observado para o regime permanente.

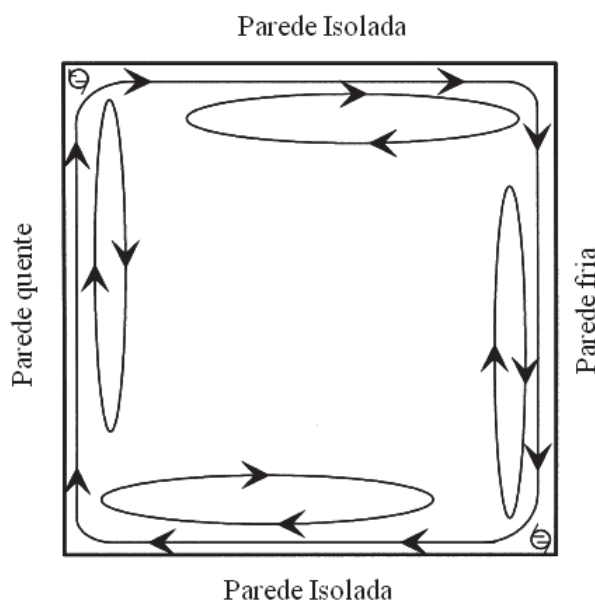
Kimura e Bejan (1984) apresentaram um estudo analítico da convecção natural em uma cavidade retangular bidimensional. Os autores utilizaram fluxo de calor uniforme como condição de contorno ao longo das paredes verticais, com as paredes superior e inferior isoladas. Soluções numéricas foram obtidas a fim de validar os resultados analíticos. Os

resultados mostraram espessuras constantes das camadas limites ao longo das paredes laterais e fluido em repouso no centro da cavidade, com estratificação do campo de temperatura nesta região.

Quéré (1991) estudou a convecção natural em uma cavidade quadrada bidimensional aquecida diferencialmente e com as paredes superior e inferior adiabáticas. O objetivo do trabalho foi determinar soluções exatas correspondentes aos valores de $Ra = 10^7$ e 10^8 . Estas soluções foram obtidas com o método pseudo-spectral baseado no algoritmo de Chebyshev. Os resultados, quando comparados com outros autores, mostraram uma boa concordância, com uma dispersão menor que 2 %.

Tian e Karayannis (2000) fizeram um estudo experimental da convecção natural de ar em uma cavidade tridimensional para um número de Rayleigh igual a $1,58 \times 10^9$, considerado de baixa turbulência. Foi utilizado um anemômetro laser Doppler para medir a velocidade do ar e termopares tipo K para medir a temperatura. As condições de contorno estabelecidas nos testes foram de paredes verticais isotérmicas, uma delas a $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ e a outra a $10\text{ }^{\circ}\text{C}$. As demais paredes foram consideradas isoladas. Os resultados mostraram um padrão de escoamento como aquele esquematizado na Figura 6. Os autores comprovaram a bidimensionalidade do escoamento por meio da medição de perfis de velocidade em diferentes posições do escoamento. Para uma seção transversal posicionada no meio da cavidade, os autores observaram uma distribuição de temperatura quase antissimétrica em relação às duas paredes verticais (aquecida e resfriada), com estratificação do campo de temperatura na região central. Houve boa concordância dos perfis de temperatura, de velocidade e do número de Nusselt com resultados de outros autores.

Figura 6 - Escoamento do ar em uma cavidade fechada.



Fonte: Tian e Karayiannis (2000, p 858).

Wirasaet e Paolucci (2008) realizaram simulações numéricas da convecção natural bidimensional e tridimensional em cavidade aquecida diferencialmente utilizando um método adaptativo *Wavelet*. O método é baseado no uso de uma interpolação d-dimensional para uma aproximação adaptativa. Esta interpolação permite uma rápida transformação dos valores da função em uma malha com pontos de pares semi-estruturados. O uso dos dados desta estrutura resulta em um procedimento de adaptação de malha flexível e acessível, ou seja, o método realiza uma adaptação da malha ao problema físico. O cálculo de uma aproximação derivativa por diferenças finitas na malha adaptativa reduz o número de operações solicitadas. Esta combinação e o uso de uma estrutura de dados robusta resultam em um algoritmo eficiente. Para a cavidade bidimensional foram testados os números de Rayleigh $Ra = 10^6$, 10^7 e 10^8 e na cavidade cúbica foram usados números de Rayleigh variando de 10^3 a 10^5 . Os resultados para $Ra = 10^8$ mostraram que a distribuição dos pontos na malha, produzida automaticamente pelo método adaptativo, segue o movimento e o desenvolvimento da estrutura do escoamento. Outra simulação foi feita para $Ra = 5 \times 10^8$, onde o escoamento é conhecido ser caótico. Os resultados mostraram uma solução bastante complexa ao longo do tempo, com a necessidade de um grande número de pontos na malha. O algoritmo adaptativo mostrou-se eficiente, mesmo para um número pequeno de graus de liberdade.

Pesso e Piva (2009) também estudaram a convecção natural laminar em uma cavidade quadrada com as paredes laterais aquecida e resfriada e paredes superior e inferior isoladas. Baixo número de Prandtl com grande diferença de densidade foi investigado numericamente e teoricamente. O problema foi resolvido numericamente para números de Rayleigh variando de 10 à 10^8 . A influência do número de Prandtl com o número de Nusselt foi avaliada para $0,0071 \leq Pr \leq 7,1$. Os resultados da simulação numérica mostraram que o número de Nusselt médio diminui com o aumento do número de Rayleigh e com o aumento do número de Gay-Lussac, um parâmetro adimensional que caracteriza a diferença de densidade do fluido. Além disso, as simulações revelaram um aumento do número de Nusselt com o aumento do número de Prandtl, particularmente para números de Rayleigh elevados.

O problema do escoamento em gabinetes (cavidade) de refrigeradores domésticos é muito mais complexo do que os problemas abordados anteriormente. Neste tipo de problema, sempre existe uma superfície resfriada que se encontra no interior do gabinete, o que pode alterar o comportamento comumente encontrado no escoamento em cavidades. Além disso, as condições de contorno também são mais complexas, envolvendo fluxos de calor desconhecidos nas superfícies do gabinete, que devem ser determinados em conjunto com os campos de velocidade e temperatura do interior do gabinete. A seguir, os trabalhos que abordam o escoamento no interior de refrigeradores domésticos são apresentados.

2.2 Refrigeradores Domésticos

De acordo com a Agência Nacional de Energia Elétrica – ANEEL – o mercado de energia elétrica experimentou um crescimento da ordem de 4,5 % ao ano, ultrapassando a casa dos 100 GW em 2008. O consumo de energia elétrica nas últimas décadas apresentou índices de expansão bem superiores ao Produto Interno Bruto (PIB), fruto do crescimento populacional concentrado nas zonas urbanas, do aumento da demanda em função do crescimento da economia e da modernização da economia. As classes de consumo residencial, comercial e rural obtiveram expressivos ganhos de participação, enquanto o segmento industrial teve participação menor neste crescimento (ANEEL, 2009).

Conforme um estudo sobre a posse de aparelhos domésticos realizados pela Eletrobrás em 2007, o setor residencial foi responsável por 22 % da energia consumida no país. Além

disso, praticamente toda população brasileira possui um refrigerador doméstico e 10,5 % da população, em média, possui um aparelho de ar condicionado, o que representa em conjunto 47 % do consumo de energia residencial, sendo 22 % dos refrigeradores, 5 % de *freezers* e 20 % de aparelhos de ar condicionado (ELETROBRAS, 2007).

Devido à grande importância desses equipamentos no cotidiano da população brasileira e à sua expressiva participação no consumo de energia residencial, o aumento da eficiência energética desses equipamentos implica na economia de grande quantidade de energia elétrica para o Brasil, o que reduz a necessidade de geração de energia elétrica e contribui com a redução da degradação do meio ambiente.

Estes dados mostram a necessidade de estudos em refrigeradores domésticos com ênfase na melhoria da eficiência energética de operação. Nesse sentido, dois aspectos devem ser explorados: o estudo do sistema de refrigeração e o estudo do escoamento no interior do gabinete. O projeto do gabinete influencia no desempenho dos refrigeradores, pois afeta o comportamento dos campos de temperatura e velocidade do ar, e esses aspectos são extremamente importantes do ponto de vista da conservação dos produtos a serem refrigerados. Além disso, esses parâmetros, associados à estrutura do gabinete também definem a eficiência energética dos refrigeradores.

Com a intenção de investigar alguns desses aspectos, Laguerre et al. (2002) realizaram uma pesquisa de campo na França em 1999, com o objetivo de determinar as condições reais de uso dos refrigeradores pelos consumidores, a temperatura em que os refrigeradores funcionam e analisar os fatores que afetam essas temperaturas. Foram analisados 119 refrigeradores domésticos. Os autores observaram que a temperatura média utilizada era de 6,6 °C, a mínima de 0,9 °C e a temperatura máxima utilizada era de 11,4 °C. Foi observado que a temperatura de 26 % dos refrigeradores pesquisados era maior do que 8 °C, que é a temperatura recomendável na França. Os resultados da pesquisa mostraram que a heterogeneidade da temperatura no interior do refrigerador depende do tipo de refrigerador.

James et al. (2008) fizeram uma revisão bibliográfica sobre o desempenho dos refrigeradores domésticos usando dados publicados no mundo todo, a fim de saber se os refrigeradores estão funcionando na temperatura correta. A temperatura recomendada entre 0 e 1°C é normalmente a faixa de temperatura para o armazenamento de carnes, peixes, comida do mar e outros produtos refrigerados. Os autores verificaram que a maioria dos

refrigeradores funciona em temperaturas acima da recomendada, o que prejudica a qualidade dos produtos refrigerados.

Estes trabalhos mostram que os usuários necessitam melhores orientações de utilização dos refrigeradores e, ao mesmo tempo, que os gabinetes sejam melhores projetados para propiciar a melhor utilização por parte dos usuários, além do foco em projetos otimizados do ponto de vista de eficiência energética.

Alguns trabalhos focaram na distribuição de temperatura em gabinetes, com a preocupação de aumentar a homogeneidade do campo de temperatura. Fukuyo et al. (2003) apresentaram um novo sistema para aumentar a uniformidade térmica e a taxa de resfriamento dos alimentos no interior do gabinete de refrigeradores domésticos funcionando com convecção forçada. A nova proposta foi avaliada por meio da solução numérica tridimensional do escoamento usando o método de volumes finitos. O novo projeto foi capaz de aumentar a uniformidade térmica, reduzindo pela metade a desigualdade de temperatura em relação ao sistema convencional. Além disso, a taxa de resfriamento dos alimentos foi quatro vezes maior com o novo sistema do que com o sistema convencional.

Ding et al. (2004) estudaram numérica e experimentalmente várias maneiras de aumentar a homogeneidade térmica no interior de refrigeradores domésticos funcionando com convecção natural e forçada. A análise numérica foi realizada usando um programa comercial para resolver o escoamento tridimensional em regime turbulento. Uma boa concordância foi observada quando os resultados numéricos de temperatura foram comparados a resultados experimentais, com desvios de apenas 1,2 %. Por meio de mudanças na configuração do gabinete, os autores conseguiram aumentar a homogeneidade térmica.

Laguerre e Flick (2004) analisaram a transferência de calor por convecção natural em um refrigerador doméstico estático. O modelo proposto pelos autores foi somente o gabinete do refrigerador, ou seja, o compartimento de vegetais e o *freezer* não foram considerados. As paredes verticais foram consideradas como sendo isotérmicas trocando calor com o ambiente externo. As paredes horizontais foram isoladas perfeitamente. As resistências térmicas entre o evaporador e o ambiente externo foram levadas em consideração. O evaporador foi ajustado dentro da parede vertical e a temperatura do evaporador foi assumida ser constante, $-1,2\text{ }^{\circ}\text{C}$, trabalhando em regime permanente. Os resultados do modelo considerando a troca de calor por condução, convecção e radiação mostraram que a temperatura do ar interno ficou próximo

dos dados experimentais, apenas com uma pequena superestimação do modelo na temperatura da parede. A carga térmica também foi comparada e o valor do modelo ficou apenas 2 % maior que o valor medido. Os autores observaram a presença de camada limite laminar perto do evaporador e das paredes. Dentro da camada limite perto do evaporador existe uma zona de poucos milímetros em que a temperatura fica abaixo de 0 °C, podendo causar o congelamento dos produtos. Além disso, devido à maior temperatura encontrada no topo do refrigerador, os autores aconselharam a não colocar comida na parte superior neste tipo de refrigerador. Foi simulada também a introdução de objeto um quente no interior do refrigerador e foi observado a necessidade de um tempo relativamente longo (aproximadamente 2,5 h) para o produto ser resfriado.

Gupta et al. (2007) estudaram numérica e experimentalmente o escoamento e a transferência de calor no interior de um refrigerador doméstico do tipo *frost-free*, funcionando com termostato desligado até o regime permanente ser alcançado. A solução numérica do escoamento tridimensional foi obtida utilizando um programa comercial baseado no método de volumes finitos com malhas desestruturadas. Os resultados numéricos para o compartimento do refrigerador mostraram que as maiores velocidades são encontradas na parte de trás do gabinete e no fundo, próximo à tampa da gaveta de vegetais. Além disso, as menores temperaturas são encontradas na parte superior onde se encontra o compartimento de produtos resfriados e na parede de trás do gabinete. As maiores temperaturas são observadas na porta do refrigerador. Os resultados numéricos foram confrontados com dados experimentais obtidos pelos próprios autores. Diferenças acima de 5 °C foram encontradas, mostrando a complexidade do problema.

Laguerre et al. (2005) realizaram uma investigação experimental da transferência de calor por convecção natural do ar, em uma cavidade com laterais sujeitas a diferentes temperaturas, representando o gabinete de um refrigerador doméstico. O experimento foi realizado com a temperatura ambiente controlada a 20 °C e duas temperaturas para a parede fria, - 10 °C e 0 °C. A área da superfície da parede fria foi variada, sendo resfriada em toda sua extensão (100 % de área resfriada) ou resfriada em apenas metade de sua extensão (50 % de área resfriada). A temperatura do ar foi medida utilizando-se termopares tipo T com incerteza de $\pm 0,2$ °C. O número de Rayleigh foi variado entre $1,92 \times 10^8$ e $3,04 \times 10^8$. Para a temperatura da parede fria igual a 0 °C, o perfil de temperatura foi medido em alturas iguais a 10, 50 e 90 cm. A espessura da camada limite da parede fria foi em torno de 2 cm. Os testes

com a parede fria à $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, como esperado, mostraram temperaturas mais baixas em toda cavidade. Os resultados para a parede fria resfriada em apenas 50 % de sua área mostraram uma diferença de temperatura significativa no fundo da cavidade, até uma altura de 80 cm. Porém, os perfis de temperatura são muito próximos na parte superior da cavidade. O campo de temperatura foi medido com a cavidade vazia e, também, com a cavidade munida de obstáculos artificiais (esferas ocas), simulando os alimentos, a fim de estudar a influência dos obstáculos no campo de temperatura. Observaram que a presença dos obstáculos modifica significativamente a transferência de calor. Em quase todos os pontos medidos a temperatura do ar foi menor com a presença de obstáculos, exceto no topo, longe da parede fria, onde a temperatura do ar foi maior devida à menor circulação do ar.

Laguerre et al. (2007) efetuaram uma investigação numérica e experimental para obter os campos de temperatura e velocidade de ar no interior de um refrigerador estático em três diferentes casos: geladeira vazia, com as prateleiras e preenchido com produtos. Os autores utilizaram um código comercial baseado no método de volumes finitos, assumindo temperatura do ar externo constante ($20\text{ }^{\circ}\text{C}$) e temperatura constante no evaporador ($-0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$), a fim de evitar complexidade excessiva nos cálculos e reduzir o tempo computacional. O escoamento foi suposto laminar, para $Ra = 6 \times 10^8$ (estimativa baseada na altura e na diferença de temperatura entre a parede resfriada e o ar interno). Como esperado, as menores temperaturas (aproximadamente $2\text{ }^{\circ}\text{C}$) foram obtidas na parte inferior e as maiores temperaturas (8 aproximadamente $9\text{ }^{\circ}\text{C}$) na parte superior do refrigerador. A temperatura na gaveta de vegetais permaneceu praticamente constante em todos os casos estudados (aproximadamente $8\text{ }^{\circ}\text{C}$). Analisando os campos de velocidades, notaram que o escoamento próximo às paredes é constituído de recirculações. O escoamento descendente causado pelo evaporador alcança um valor máximo de aproximadamente $0,2\text{ m/s}$ na parte inferior do refrigerador, enquanto o escoamento ascendente próximo à porta e as demais paredes possuem velocidades decrescentes até a parte superior. A comparação da distribuição de temperatura do ar com os resultados experimentais mostraram boa concordância quando a radiação foi levada em consideração no modelo numérico.

Laguerre et al. (2008) propuseram um experimento para estudar o escoamento de ar no interior de refrigeradores domésticos. O experimento foi realizado utilizando um modelo de refrigerador transparente, para permitir tanto a visualização como a medição do campo de velocidade por meio de velocimetria por imagens de partícula (PIV–*Particle Image*

Velocimetry), que apresentou incerteza de medição de $\pm 0,01$ m/s. Para a temperatura da parede fria mantida a -10 °C, o resultado experimental concordou bem com a literatura. Como esperado, observaram um movimento circular na cavidade, ou seja, o ar desce ao longo da parede fria e sobe na parede oposta. A velocidade máxima (0,24 m/s) foi observada na parte inferior na região da parede fria. Na região da parede oposta foi observada uma velocidade muito menor (aproximadamente 0,05 m/s). Recirculações de ar foram observadas no canto superior esquerdo e no canto inferior direito, semelhante ao mostrado na Figura 6. O perfil de velocidade vertical e a espessura da camada limite hidrodinâmica foram obtidos em 3 alturas (10, 50 e 90 cm). Na parede fria, a espessura da camada limite alcançou o valor de 3 cm no fundo do refrigerador. Na parede oposta, uma camada limite de 7 cm foi medida no fundo do gabinete, enquanto que nas alturas de 50 cm e 90 cm a camada limite reduziu para 2 e 2,5 cm, respectivamente. Os autores estudaram também a influência da dimensão da parede fria no campo de velocidade. Para a superfície 100 %, resfriada obteve-se uma velocidade máxima do ar de 0,24 m/s, enquanto que para a superfície resfriada em apenas 50% de sua área, a velocidade máxima foi de 0,20 m/s. Os autores também mediram o campo de velocidade para refrigerador preenchido com obstáculos (esferas) e observaram um campo de velocidade mais homogênea.

Amara et al. (2008) estudaram numérica e experimentalmente o escoamento de ar em um refrigerador doméstico. Os autores usaram a mesma técnica que foi utilizada por Laguerre et al. (2008) para obter os dados experimentais do campo de velocidade. As simulações numéricas tridimensionais foram realizadas usando um código comercial baseado no método de volumes finitos. O número de Rayleigh baseado na altura do evaporador e na diferença de temperatura entre a temperatura da parede fria e a temperatura média do escoamento foi de 6×10^8 . As simulações foram realizadas considerando escoamento em regime laminar, para temperatura do ar externo de 20 °C, temperatura da parede fria igual a -10 °C e coeficiente de transferência de calor global entre o ar externo e a parede interna igual a $0,34$ W/m²K. Os resultados mostraram boa concordância entre os campos de velocidade numérico e experimental. A velocidade obtida experimentalmente nas proximidades da parede fria apresentou um valor máximo de 0,25 m/s, enquanto o resultado numérico foi de 0,27 m/s. A espessura da camada limite hidrodinâmica também foi analisada e, como resultado, os autores aconselharam os consumidores a colocarem os produtos a pelo menos 2,5 cm das paredes do refrigerador (evaporador e outras paredes).

2.3 Escopo do trabalho

A revisão da literatura apresentada evidenciou a quantidade pequena de estudos numéricos e experimentais voltados à análise de refrigeradores domésticos, tanto aqueles em que o princípio de operação é baseado em convecção forçada, como em convecção natural. Além disso, os trabalhos encontrados sobre refrigeradores estáticos, que são muito utilizados no Brasil, ainda são simplificados em relação ao problema real. Não foram encontrados trabalhos que abordam o problema considerando o evaporador no interior do gabinete, mesmo nos casos de regime permanente.

O objetivo deste trabalho é estudar o problema da transferência de calor nos refrigeradores estáticos, considerando uma geometria próxima de um refrigerador comercial de 350 litros, assumindo o evaporador em sua posição real dentro do gabinete. A proposta é obter numericamente os campos de velocidade e temperaturas em regime permanente, considerando várias temperaturas e posições do evaporador.

CAPÍTULO 3- Convecção Natural em Cavidades

3.1 Introdução

Para analisar numericamente o problema de convecção natural no interior do gabinete de refrigeradores domésticos utilizou-se um código computacional de propósitos gerais, que oferece a possibilidade de resolução de diversos problemas de escoamento com ou sem transferência de calor, em geometrias bidimensionais ou tridimensionais. Soluções de problemas estacionários ou transientes são possíveis, mas não estão disponíveis modelos de turbulência.

O problema a ser resolvido deve ser especificado em uma sub-rotina do usuário, na qual são implementadas as características geométricas, as propriedades físicas do fluido e as condições de contorno do problema. Além disso, são especificados termos fontes adicionais quando necessários. No caso de problemas de convecção natural, o termo de empuxo deve ser implementado.

Com o objetivo de testar as implementações efetuadas no código para a solução da convecção natural em cavidades, três problemas mais simples foram analisados, antes da resolução do problema do gabinete de refrigeradores.

O primeiro problema analisado é o problema da convecção natural transiente em uma cavidade bidimensional. Em seguida, resolve-se o problema de convecção natural estacionário em uma cavidade bidimensional com uma parede resfriada no seu interior. Finalmente, um problema de convecção natural estacionário tridimensional é resolvido.

Em todos os casos, as equações governantes do problema de convecção natural são as equações da conservação da massa, equações da quantidade de movimento linear e equação da conservação da energia. A hipótese de Boussinesq é empregada para a modelagem do termo de empuxo. Segundo esta hipótese, a densidade do fluido é considerada constante em todos os termos, exceto no termo de empuxo. Desta forma, as equações governantes, escritas no sistema cartesiano são:

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

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} + \rho w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \\ + \mu \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) + \mu \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) + \mu \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} + \rho w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \\ + \mu \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right) + \mu \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right) + \mu \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right) - \rho g[1 - \beta(T - T_0)] \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial w}{\partial t} + \rho u \frac{\partial w}{\partial x} + \rho v \frac{\partial w}{\partial y} + \rho w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \\ + \mu \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right) + \mu \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right) + \mu \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (5)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) + \alpha \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) + \alpha \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (6)$$

nas quais u , v , w são as componentes do vetor velocidade nas direções x , y , z .

Para completar a modelagem física dos problemas é necessário especificar as condições de contorno. Como os problemas a serem resolvidos possuem condições de contorno diferentes, elas serão descritas quando da apresentação de cada um deles.

3.2 Metodologia de solução

O Método de Volumes Finitos foi usado para a solução numérica das equações governantes. O problema do acoplamento pressão-velocidade foi resolvido usando o algoritmo SIMPLE – *Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations* aplicado a uma malha desencontrada. O esquema de interpolação *Power-Law*, desenvolvido por Patankar (1980), foi utilizado para o tratamento dos termos advectivo-difusivos e o algoritmo TDMA – *Tri-Diagonal Matrix Algorithm* foi utilizado para resolver os sistemas de equações algébricas. O Apêndice C apresenta detalhes sobre o procedimento numérico utilizado. A Figura 7 mostra o algoritmo computacional do código, originalmente criado por Patankar (1980). Em seguida os significados das sub-rotinas são descritos.

O código é constituído de sub-rotinas que não são modificadas pelo usuário, que correspondem ao núcleo do programa, e pela sub-rotina do usuário, na qual são introduzidas as informações referentes ao problema em estudo, como a malha computacional, as condições de contorno, a presença de termos fontes e as propriedades físicas do fluido.

As sub-rotinas do núcleo do programa são:

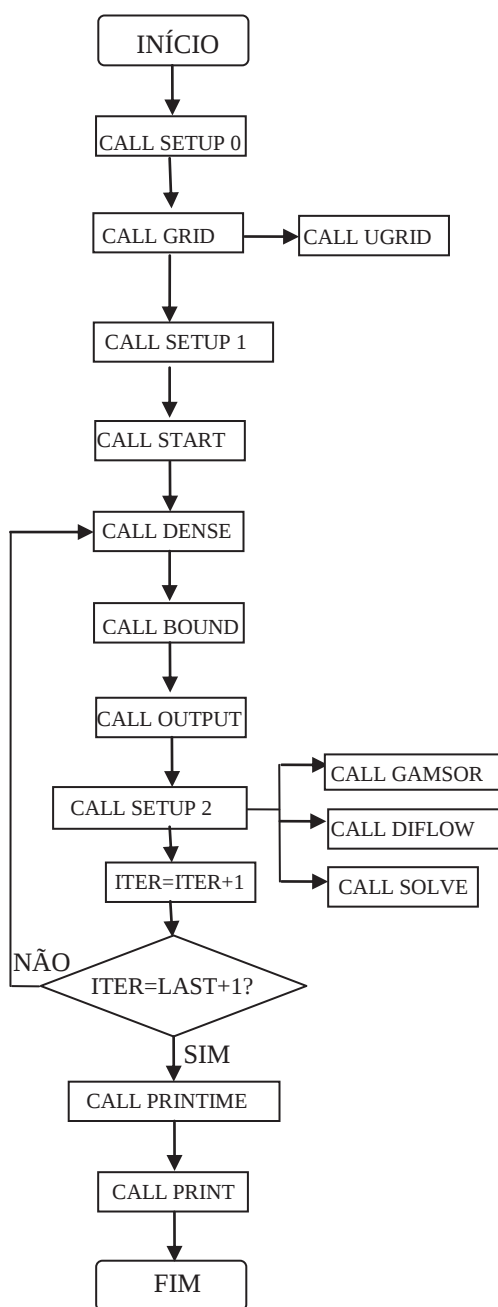
- Setup

- **Setup0:** inicializa as variáveis dependentes.
- **Setup1:** calcula as grandezas geométricas associadas à malha.
- **Setup2:** calcula os coeficientes das equações algébricas para cada variável dependente. Chama-se a sub-rotina Diflow e, depois de calculados os coeficientes, chama-se a sub-rotina Solve para resolver o sistema algébrico gerado.

- **Diflow:** é a sub-rotina dos esquemas de interpolação, que podem ser: CDS-esquema de diferenças centrais, *Upwind*, Híbrido e *Power-Law*, que são utilizados para calcular os coeficientes das equações algébricas.

- **Solve:** resolve o sistema linear de equações algébricas pelo método TDMA.

Figura 7 - Esquema computacional.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

- Supply

- **Ugrid**: gerador de malha uniforme.
- **Print**: Imprime as variáveis na forma matricial.
- **Printime**: Imprime os campos de propriedades para plotagem gráfica.

As sub-rotinas modificadas pelo usuário são:

- **Grid:** define a malha computacional a ser utilizada.
- **Start:** estabelece as condições de contorno prescritas e fornece a estimativa inicial para todas as variáveis dependentes e parâmetros.
- **Dense:** calcula-se a densidade nos pontos nodais.
- **Bound:** atualiza as condições de contorno dependentes do domínio.
- **Gamsor:** definem-se o coeficiente de difusão e os termos fontes linearizados.
- **Output:** impressão dos resultados parciais para o monitoramento do processo e os campos finais convergidos.

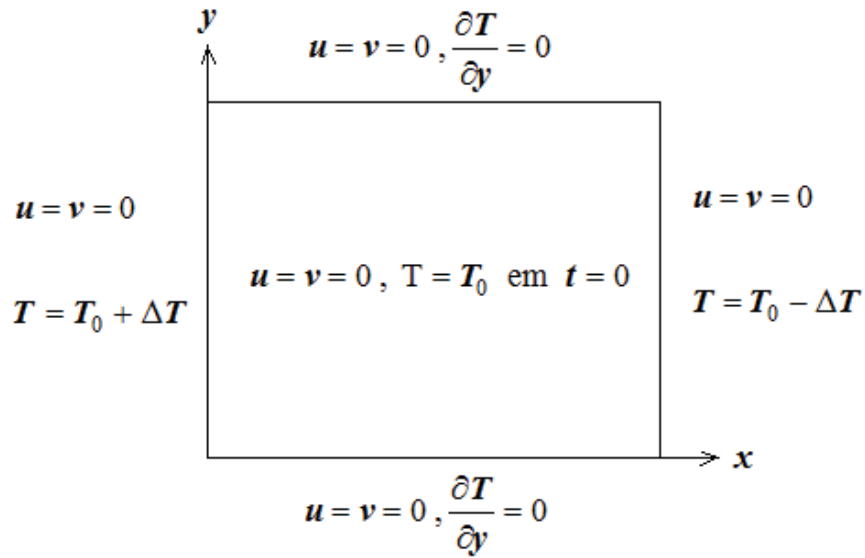
A seguir são apresentados os resultados dos problemas preliminares resolvidos, como parte dos testes realizados para a verificação do código computacional.

3.3 Problemas preliminares

3.3.1 *Convecção Natural Transiente Bidimensional*

A geometria do problema em conjunto com as condições de contorno e condição inicial é mostrada na Figura 8.

Figura 8 - Geometria e condições de contorno e inicial para a convecção natural transiente em uma cavidade quadrada.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

O problema descrito é resolvido para cinco casos, considerando números de Rayleigh de 10^{-1} , 21, 10^3 , $1,4 \times 10^4$, $1,4 \times 10^5$, definido pela equação (7):

$$Ra = \frac{g\beta\Delta T h^3}{\nu\alpha} \quad (7)$$

onde h é a dimensão da cavidade.

Uma malha de 21×21 volumes é utilizada para a obtenção dos resultados. Malhas mais refinadas foram usadas sem, entretanto, produzirem diferenças significativas nos resultados. Foram testados três valores para o passo de tempo, 10^{-2} , 1 e 10 segundos, não produzindo diferenças significativas nos resultados. Como critério de convergência adotou-se 10^{-12} como valor mínimo para a satisfação da conservação da massa em todos os volumes.

As Figuras 9 a 13 mostram o comportamento transiente do número de Nusselt na parede aquecida e no centro da cavidade, quando comparados com os resultados numéricos obtidos por Patterson e Imberger (1980). A definição do número de Nusselt utilizada pelos autores é dada por:

$$Nu = \frac{1}{2 \cdot Area} \int_0^1 \left(Pr \cdot U \cdot T^* - \frac{\partial T^*}{\partial X} \right) dY \quad (8)$$

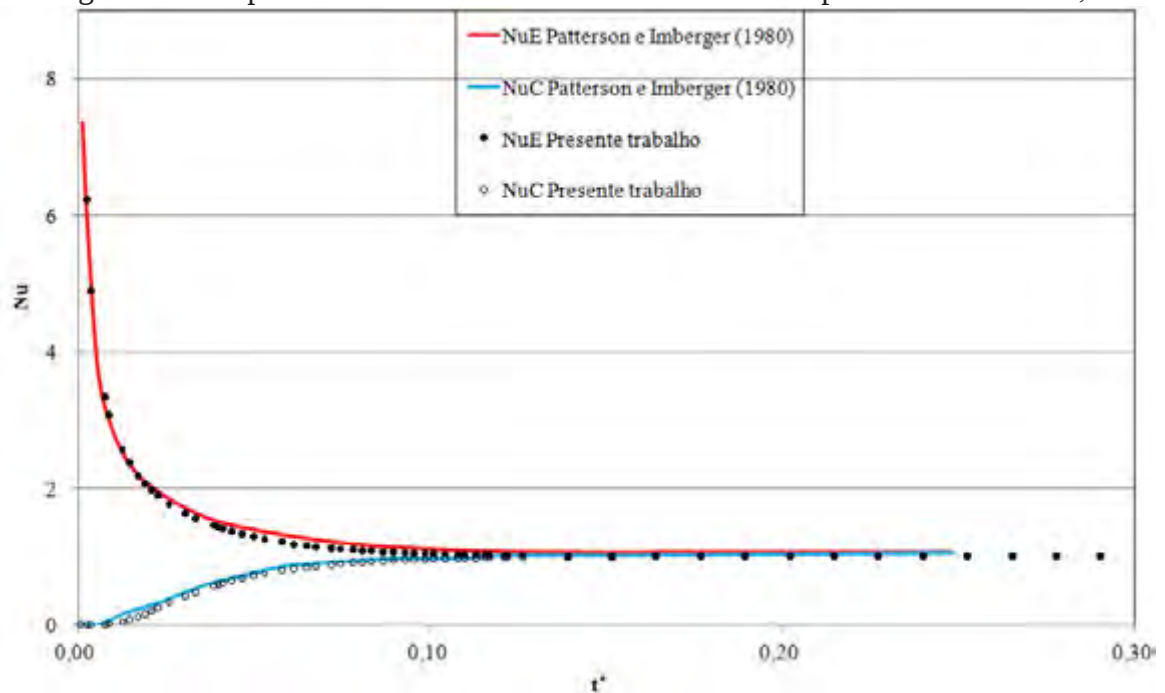
onde, na parede aquecida $X = 0$ e no centro $X = \frac{1}{2} A^{-1}$.

Assim,

$$\begin{aligned} t^* &= t\alpha / h^2 \\ X &= x / h \\ Y &= y / h \\ U &= uh / \nu \\ V &= vh / \nu \\ T^* &= (T - T_0) / \Delta T \end{aligned} \quad (9)$$

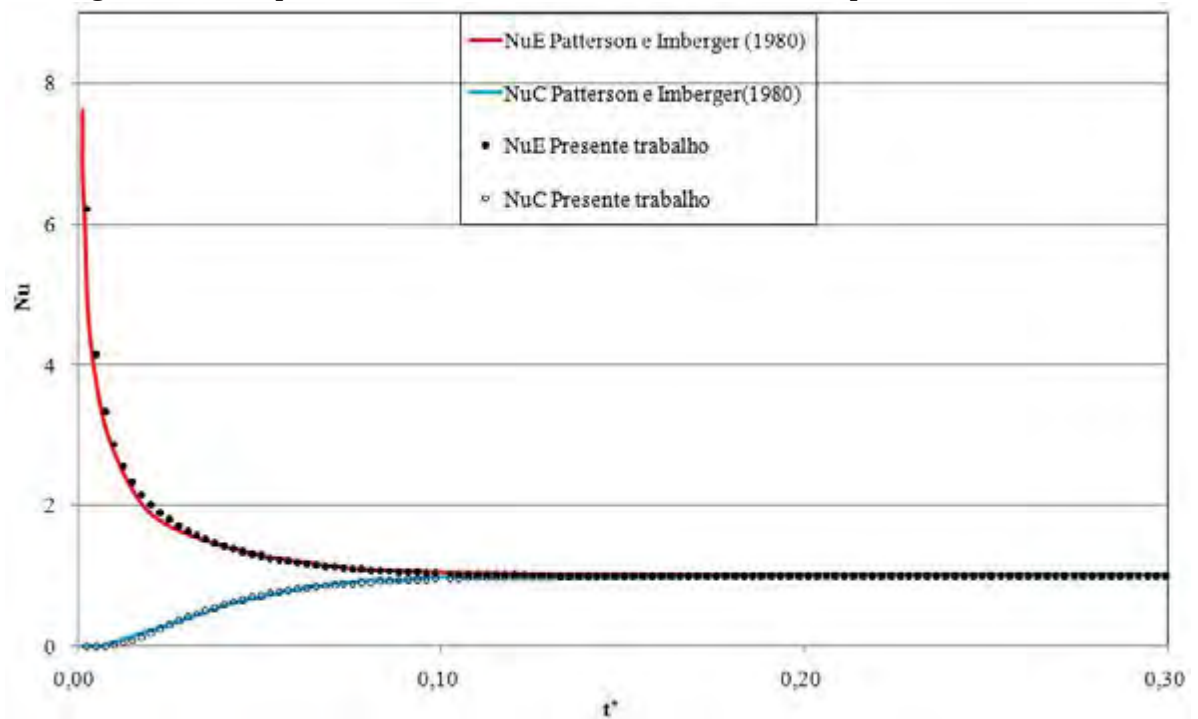
Nessas figuras, o número de Nusselt NuE representa a transferência de calor na parede aquecida (esquerda) e NuC se refere ao número de Nusselt no centro da cavidade.

Figura 9 - Comportamento transiente do número de Nusselt para $Pr = 7$ e $Ra = 0,1$



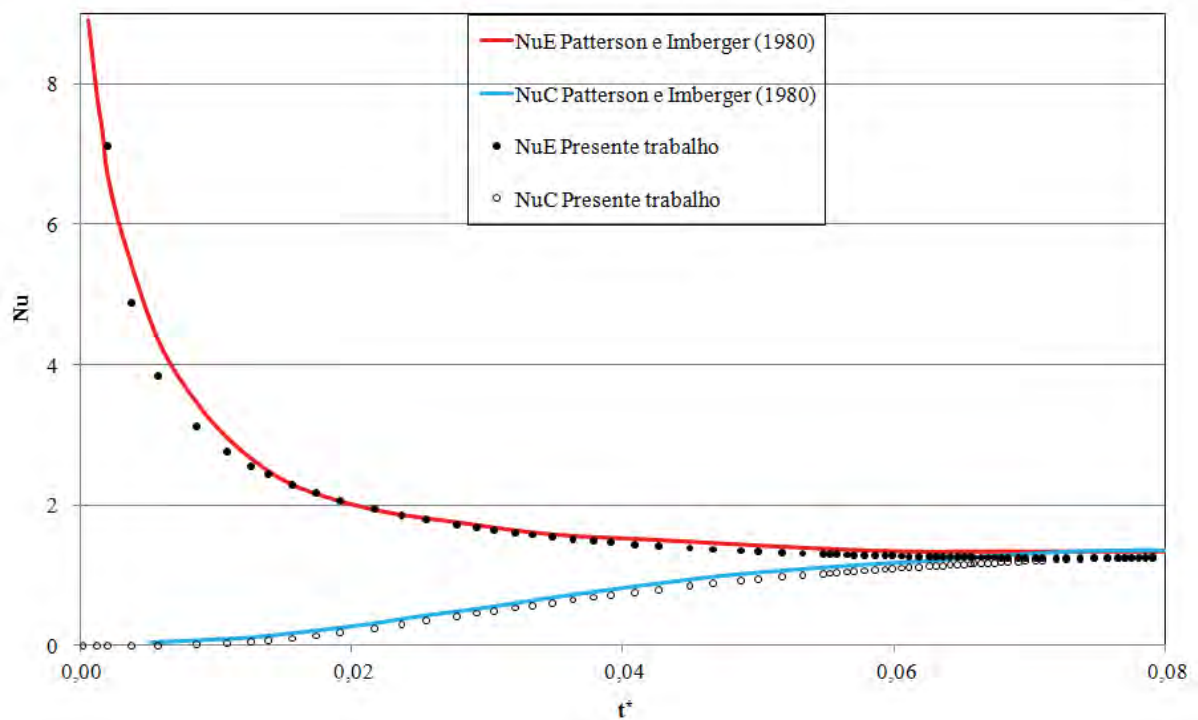
Fonte: Adaptado de Patterson e Imberger (1980).

Figura 10 - Comportamento transiente do número de Nusselt para $Pr = 7$ e $Ra = 21$.



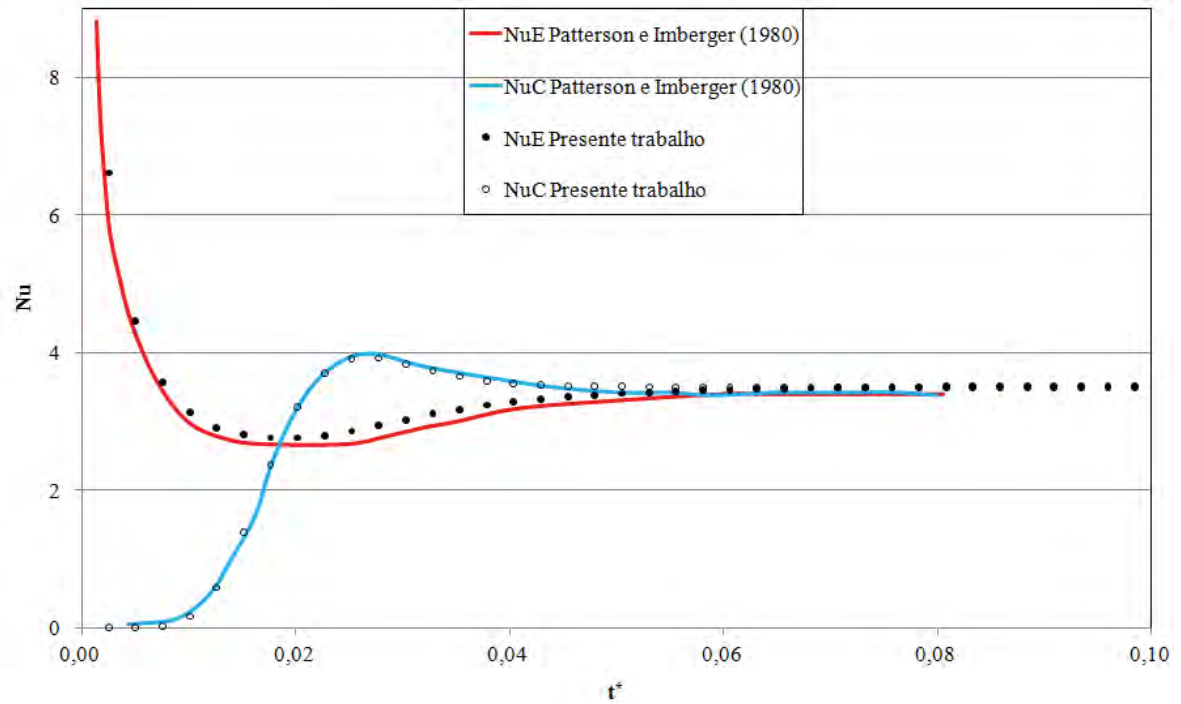
Fonte: Adaptado de Patterson e Imberger (1980).

Figura 11 - Comportamento transiente do número de Nusselt para $Pr = 7$ e $Ra = 10^3$.



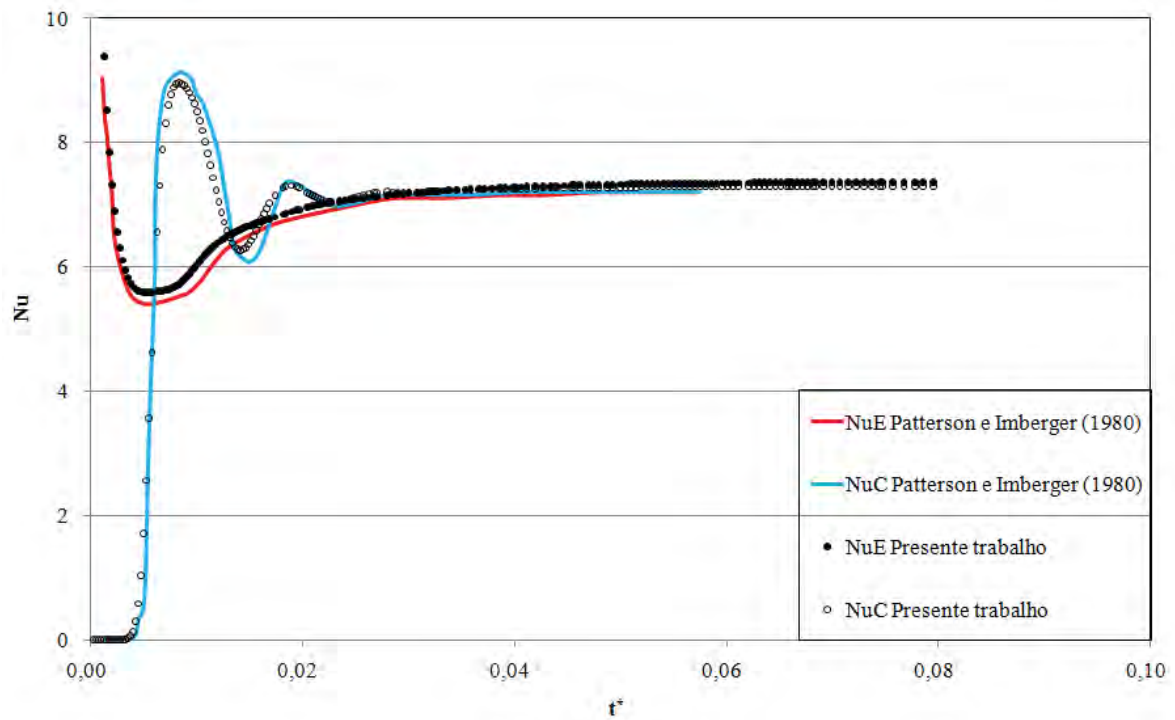
Fonte: Adaptado de Patterson e Imberger (1980).

Figura 12 - Comportamento transiente do número de Nusselt para $Pr = 7$ e $Ra = 1,4 \times 10^4$.



Fonte: Adaptado de Patterson e Imberger (1980).

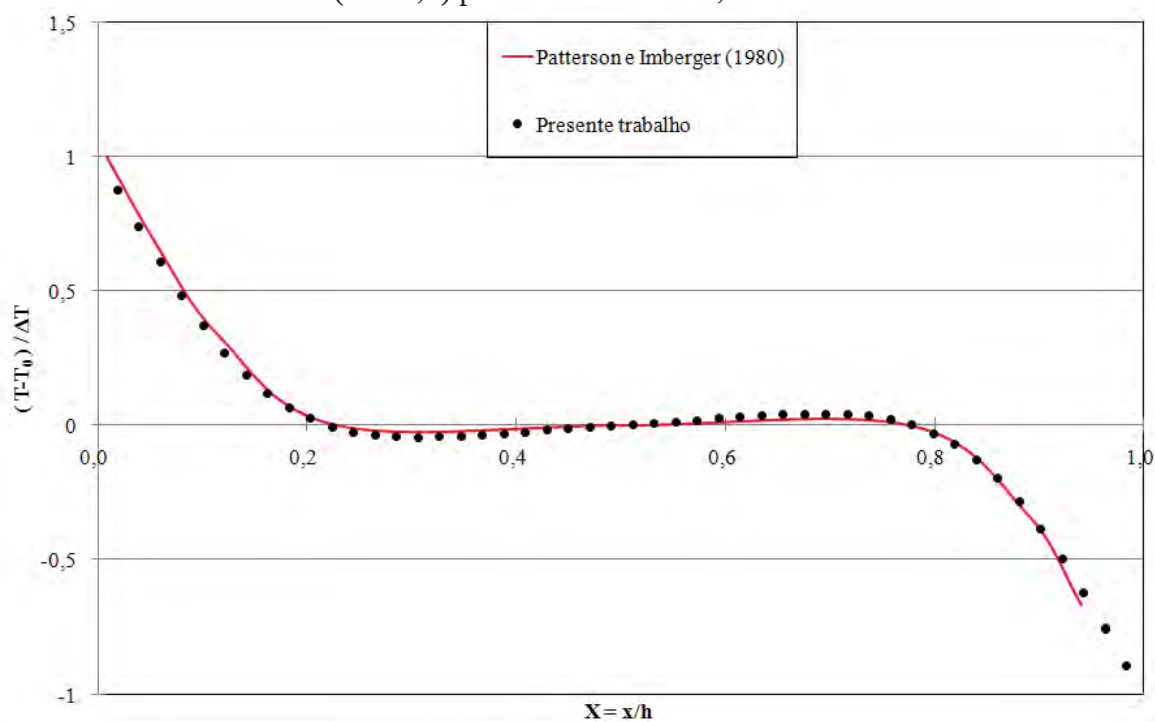
Figura 13 - Comportamento transiente do número de Nusselt para $Pr = 7$ e $Ra = 1,4 \times 10^5$.



Fonte: Adaptado de Patterson e Imberger (1980).

A Figura 14 apresenta o perfil de temperatura em função da distância horizontal para uma posição vertical central ($Y = 0,5$) para o caso de $Pr = 7$ e $Ra = 1,4 \times 10^4$.

Figura 14 - Comparação com a linha isotérmica em regime permanente na altura do meio ($Y = 0,5$) para $Pr = 7$ e $Ra = 1,4 \times 10^4$.



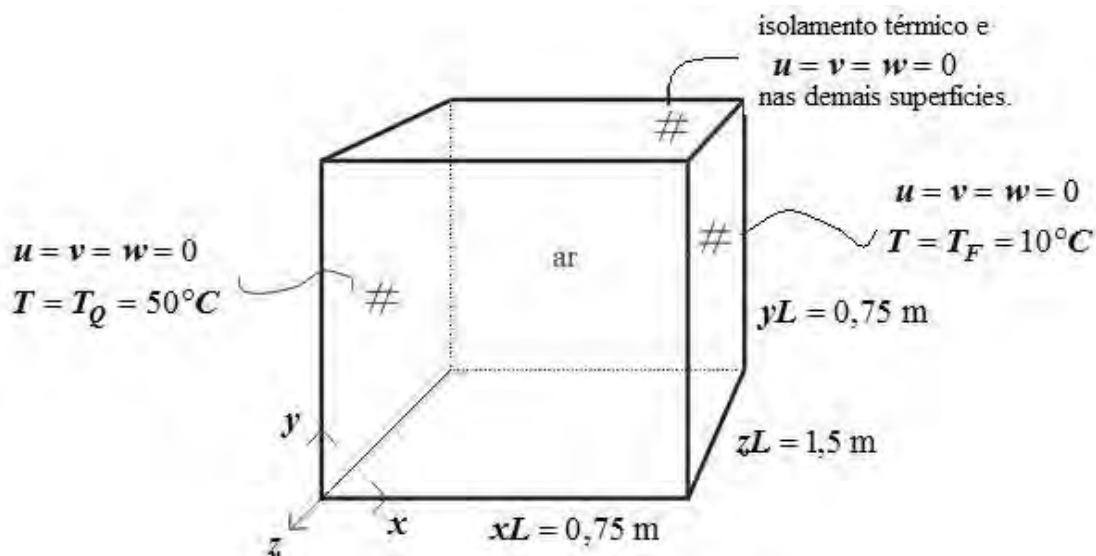
Fonte: Adaptado de Patterson e Imberger (1980).

As análises dos resultados numéricos revelam uma boa concordância com os resultados numéricos de Patterson e Imberger (1980). Pode-se dizer, portanto, que o código está verificado parcialmente.

3.3.2 Convecção Natural Estacionária Tridimensional

O código computacional também foi testado por meio da solução do problema de convecção natural estacionária em uma cavidade tridimensional. Os resultados das simulações são confrontados com os resultados experimentais obtidos por Tian e Karayiannis (2000). A geometria do problema com as condições de contorno são mostradas na Figura 15.

Figura 15 - Geometria e condições de contorno para o problema de convecção natural estacionária tridimensional.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

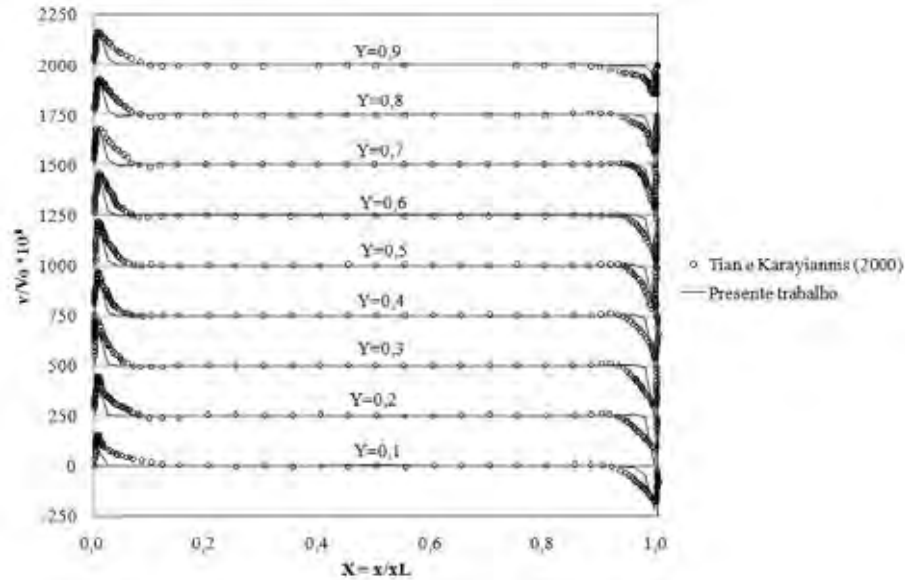
As dimensões da cavidade testada experimentalmente por Tian e Karayiannis (2000), 0,75 x 0,75 x 1,5 m, garantem um escoamento bidimensional no centro da cavidade na direção z (1,5 m). A medição do campo de temperatura foi realizada por meio de um termopar do tipo E de 25,4 μm de diâmetro, com incerteza de 0,1 K. O posicionamento do termopar foi efetuado por um dispositivo de deslocamento com uma incerteza de 0,2 mm. As velocidades do escoamento foram medidas por um Anemômetro Laser Doppler (LDA). A incerteza do posicionamento do laser foi estimada em 0,1 mm. As incertezas nos cálculos do número de Rayleigh foi de $1,515 \times 10^6$ (0,6 %), do número de Nusselt de 0,0021% e da tensão de atrito na parede de 1,5 %. O número de Rayleigh baseado em yL e $\Delta T = T_Q - T_F$ dos testes foi de $1,58 \times 10^9$, ou seja, num regime de baixa turbulência.

Os resultados numéricos são gerados usando-se uma malha não uniforme (refinada nas regiões próximas às paredes) de 80 x 80 x 40 volumes. A solução do escoamento é considerada convergida para resíduos máximo de conservação de massa local e de temperatura de 10^{-8} e 10^{-4} , respectivamente.

A Figura 16 mostra a distribuição da velocidade na direção vertical y , v , em função da direção horizontal, x , em várias posições verticais $Y=y/yL$, na região central da cavidade, para $Z=z/zL=0,5$. A velocidade v é adimensionalizada pela velocidade de empuxo v_0 , definida por:

$$V_0 = \sqrt{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot yL} \quad (10)$$

Figura 16 - Perfil de velocidade v para várias posições Y e $Z = 0,5$ - malha $21 \times 21 \times 21$.

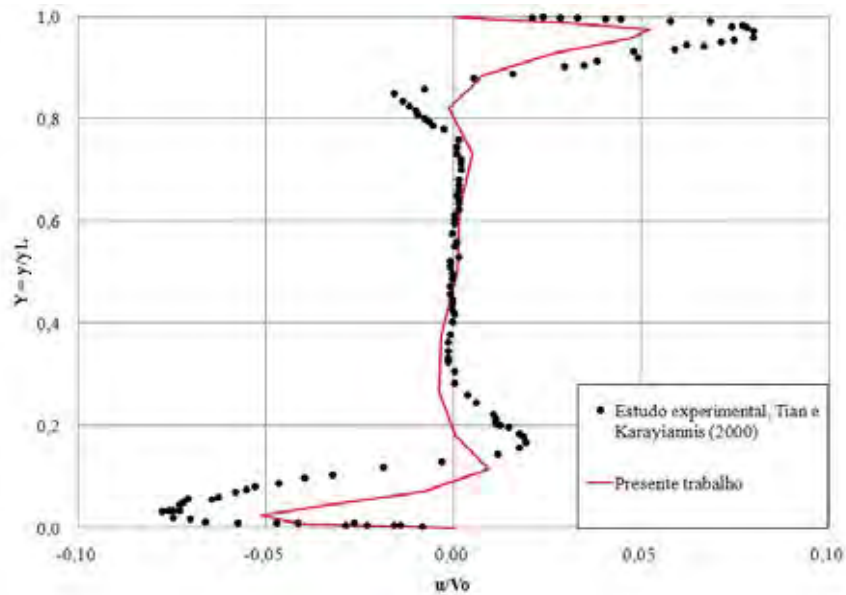


Fonte: Adaptado de Tian e Karayiannis (2000).

Os resultados mostram certa discrepância na espessura da camada limite hidrodinâmica, com os valores numéricos subestimados. As velocidades máximas são bem calculadas pelo modelo numérico.

A comparação da componente da velocidade na direção x , com os dados experimentais é mostrada na Figura 17, para $Z=0,5$ e $X=0,5$. No caso da componente u do vetor velocidade, a discrepância entre os resultados é maior.

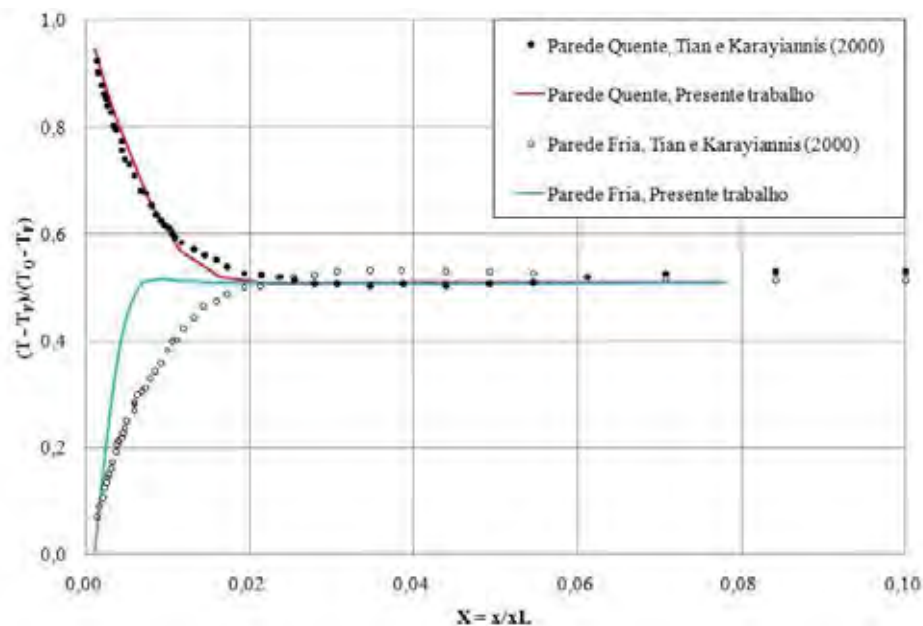
Figura 17 - Perfil de velocidade u para $X = 0,5$ e $Z = 0,5$.



Fonte: Adaptado de Tian e Karayiannis (2000).

A Figura 18 mostra os resultados para a distribuição da temperatura próxima às paredes quente e fria. Pode ser observada uma discrepância entre os resultados, especialmente próximo à parede. A temperatura na região central (0,5) concorda bem com o resultado experimental (0,514), a partir da distância $x = 0,06$.

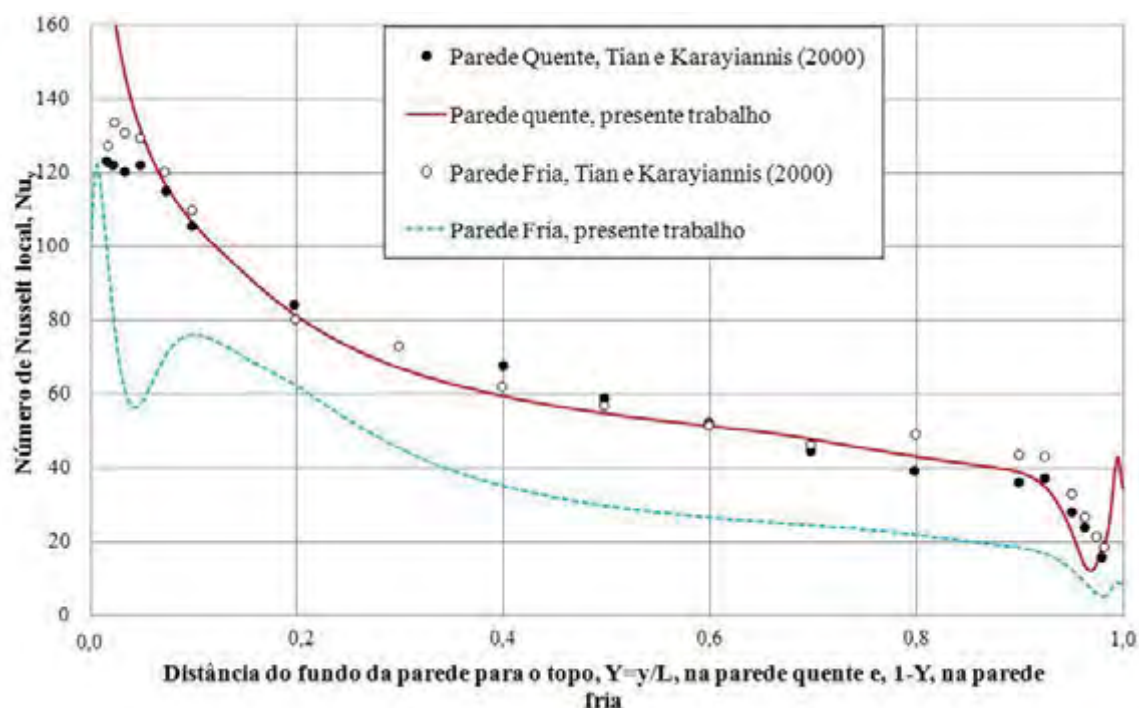
Figura 18 - Perfil de temperatura para $Y = 0,5$ e $Z = 0,5$.



Fonte: Adaptado de Tian e Karayiannis (2000).

O número de Nusselt também foi analisado e conforme mostra a Figura 19, pode ser observada uma boa concordância na região central da cavidade, com maiores discrepâncias na região da camada limite.

Figura 19 - Número de Nusselt local ao longo das paredes do topo e do fundo.



Fonte: Adaptado de Tian e Karayiannis (2000).

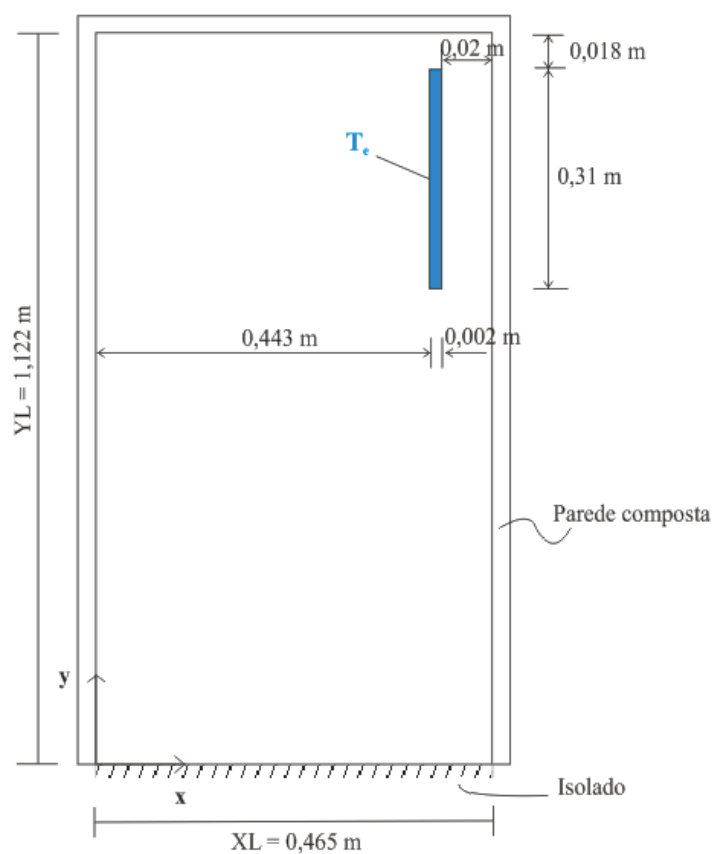
3.3.3 Convecção Natural Estacionária Bidimensional em Cavidade com Superfície Interna Resfriada

Ainda como um teste preliminar, efetuou-se a análise da convecção natural estacionária bidimensional em uma cavidade possuindo uma superfície interna em baixa temperatura, simulando a superfície de um evaporador. Este problema, embora ainda bidimensional, já é mais próximo do problema do escoamento no interior de um refrigerador. A idéia do teste é desenvolver sensibilidade de simulação para os testes definitivos do refrigerador.

A geometria do problema, em conjunto com as condições de contorno, é apresentada na Figura 20. As dimensões mostradas referem-se às dimensões reais de um refrigerador comercial de 350 litros de capacidade.

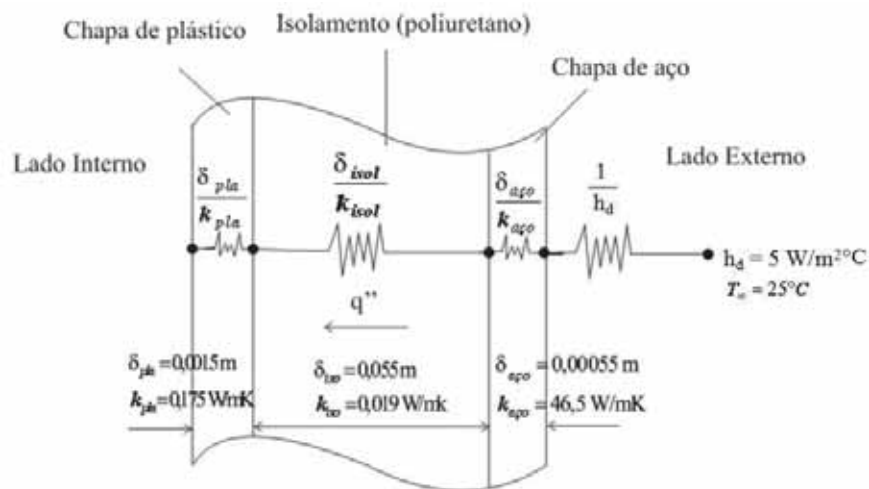
As condições de contorno nas paredes compostas laterais levam em consideração as resistências térmicas de uma parede interna de material plástico, de uma camada de isolante térmico (espuma de poliuretano), de uma parede de material metálico (chapa de aço) e da transferência de calor por convecção natural externa, como mostrado na Figura 21.

Figura 20 - Cavidade bidimensional com superfície interna em baixa temperatura.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

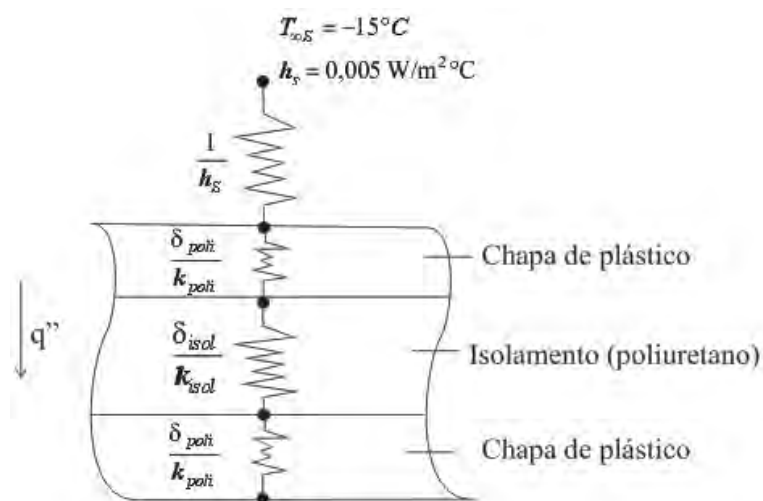
Figura 21 - Resistências térmicas nas paredes compostas laterais.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A condição de contorno na parede composta superior considera as resistências térmicas de uma parede interna de material plástico, de uma camada de isolante térmica e de outra parede de material plástico. A temperatura T_{∞} usada neste caso é de $T_{\infty S} = -15\text{°C}$, para simular a temperatura interna do compartimento superior do refrigerador (*freezer*). A Figura 22 ilustra esta condição de contorno.

Figura 22 - Resistências térmicas da parede composta superior.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Testes de refinamento de malha foram efetuados para temperatura do evaporador, $T_e = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$, coeficiente de transferência de calor externo, h , no valor de $h_s = 0,005\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ (h superior), $h_e = 5\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ (h esquerdo), $h_d = 5\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ (h direito). Os resultados das taxas de transferência de calor total que entram pelas paredes, $\dot{Q}_{entra}$, e que saem pela superfície resfriada, $\dot{Q}_{sai}$, são usados como parâmetros para definição da malha. Os resultados são mostrados na Tabela 1.

Tabela 1 - Testes de refinamento de malha para $T_e = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $h_s = 0,005\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $h_e = 5\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $h_d = 5\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.

Malha	$\dot{Q}_{entra}$	$\dot{Q}_{sai}$	Diferença entre os fluxos ($\dot{Q}_{entra} - \dot{Q}_{sai}$)	Diferença entre as malhas	Número de Iterações
50x50	14,32	14,32	10^{-5}	-	50.000
98x98	12,84	12,84	10^{-6}	1,48	150.000
146x146	11,61	11,61	10^{-3}	1,23	150.000
194x194	10,60	10,60	10^{-3}	1,01	300.000
290x290	9,08	9,08	10^{-3}	1,52	900.000
386x386	8,07	8,08	10^{-3}	1,01	1.419.708

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Os mesmos testes foram realizados considerando a mesma temperatura na superfície interna, $T_e = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$, porém com valores diferentes para o coeficiente de transferência de calor, $h_s = 2\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $h_e = 3\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $h_d = 8\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. A Tabela 2 resume os resultados obtidos.

Tabela 2 - Testes de refinamento de malha para $T_e = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $h_s = 2\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $h_e = 3\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $h_d = 8\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.

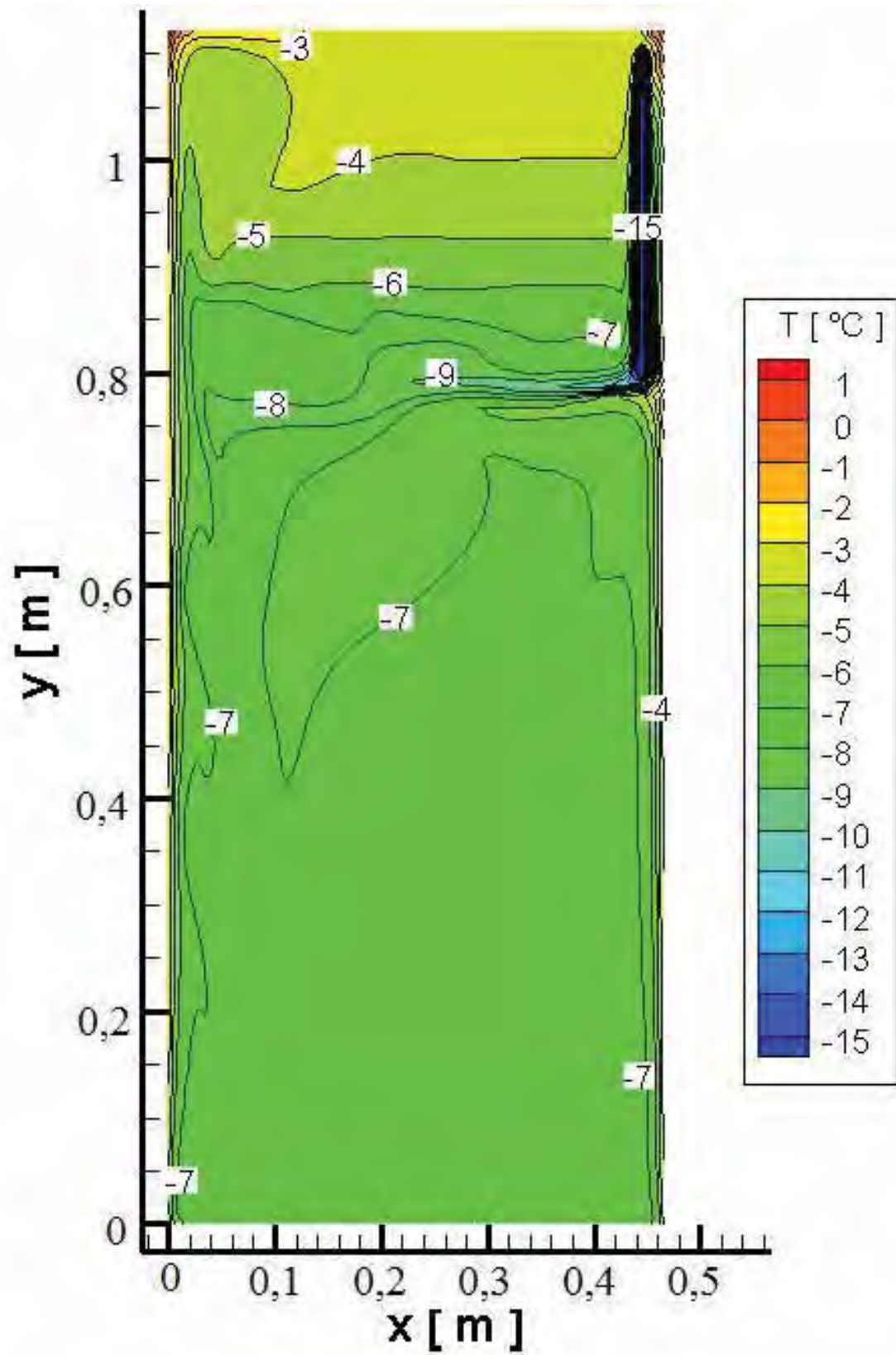
Malha	$\dot{Q}_{entra}$	$\dot{Q}_{sai}$	Diferença entre os fluxos ($\dot{Q}_{entra} - \dot{Q}_{sai}$)	Diferença entre as malhas	Número de Iterações
50x50	11,36	11,36	10^{-5}	-	50.000
98x98	9,81	9,81	10^{-6}	1,55	150.000
146x146	8,53	8,53	10^{-3}	1,28	150.000
194x194	7,61	7,61	10^{-3}	0,92	300.000
290x290	6,39	6,39	10^{-3}	1,22	900.000
386x386	5,67	5,69	10^{-2}	0,79	1.272.007

Fonte: Elaboração do próprio autor.

A primeira observação a ser feita é sobre a pequena variação da carga térmica do evaporador ($\dot{Q}_{entra} = \dot{Q}_{sai}$), o que é equivalente à carga térmica do refrigerador, com o refinamento da malha. A convergência dos resultados foi obtida para resíduo máximo de conservação de massa local de aproximadamente 10^{-12} e de temperatura de aproximadamente 10^{-7} . A segunda observação refere-se à influência dos coeficientes de transferência de calor externos. Os resultados mostram que a influência é significativa, apresentando variações de 21% a 30% nos valores das cargas térmicas.

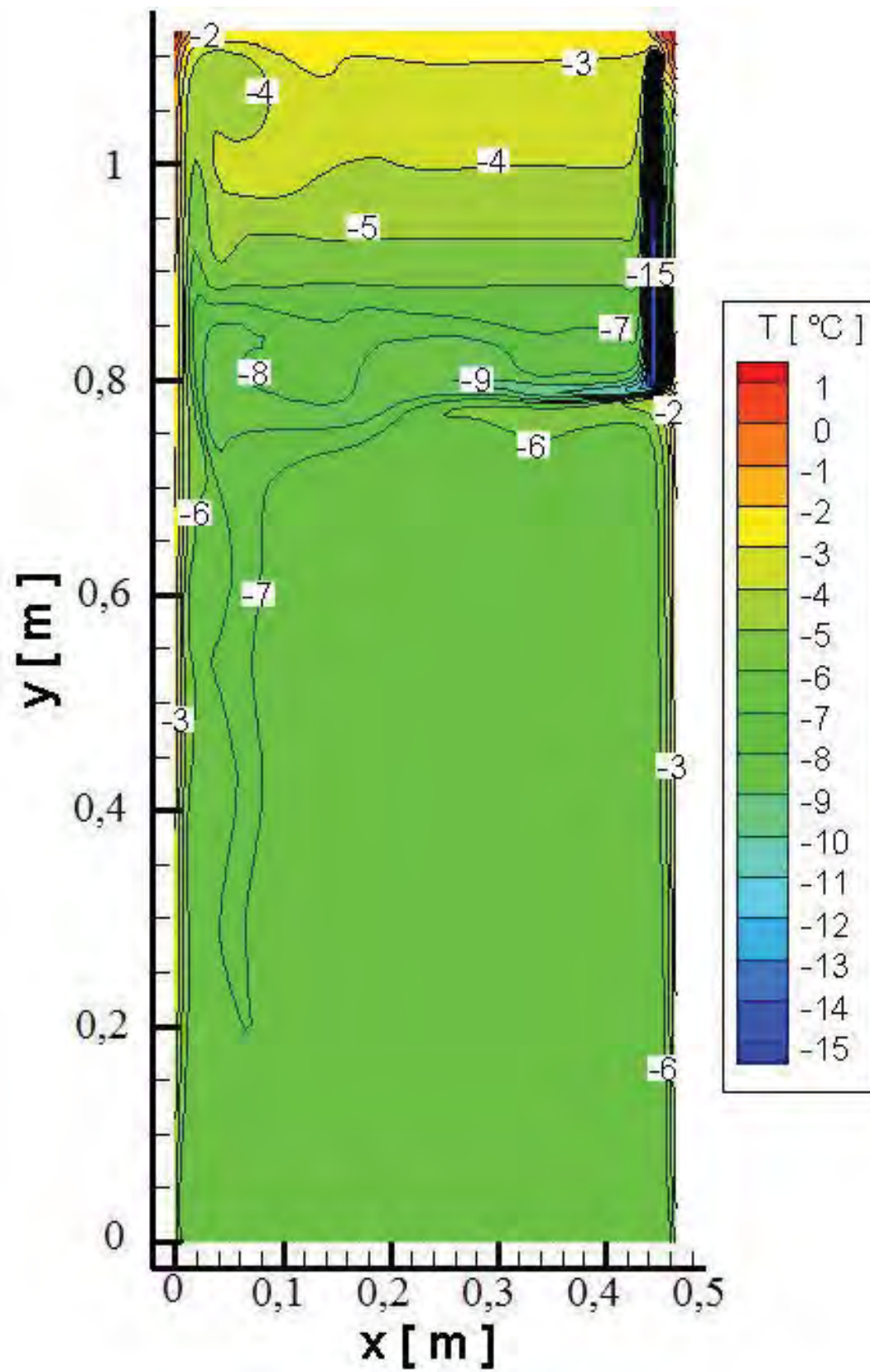
Para analisar os resultados com maiores detalhes, as Figuras 23 a 28 mostram os campos de temperatura, linhas de corrente e campo de vetor velocidade para o caso de $T_e = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$, considerando uma malha de 98 x 98 pontos e os diferentes valores de coeficientes de transferência de calor.

Figura 23 - Campo de temperatura para $h_e = 5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $h_d = 5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ e $h_s = 0,005 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.



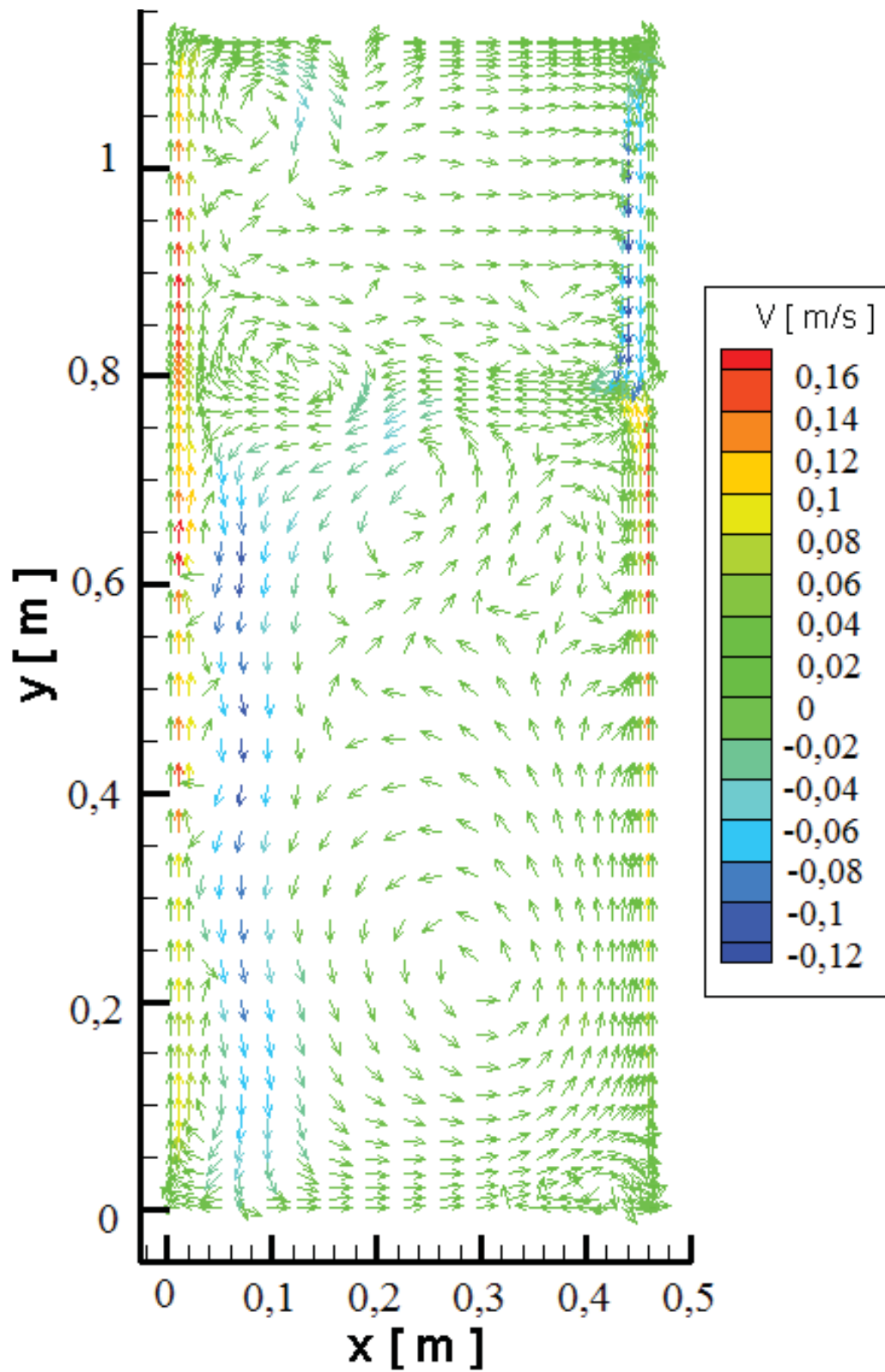
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 24 - Campo de temperatura para $h_e = 3 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $h_d = 8 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ e $h_s = 2 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.



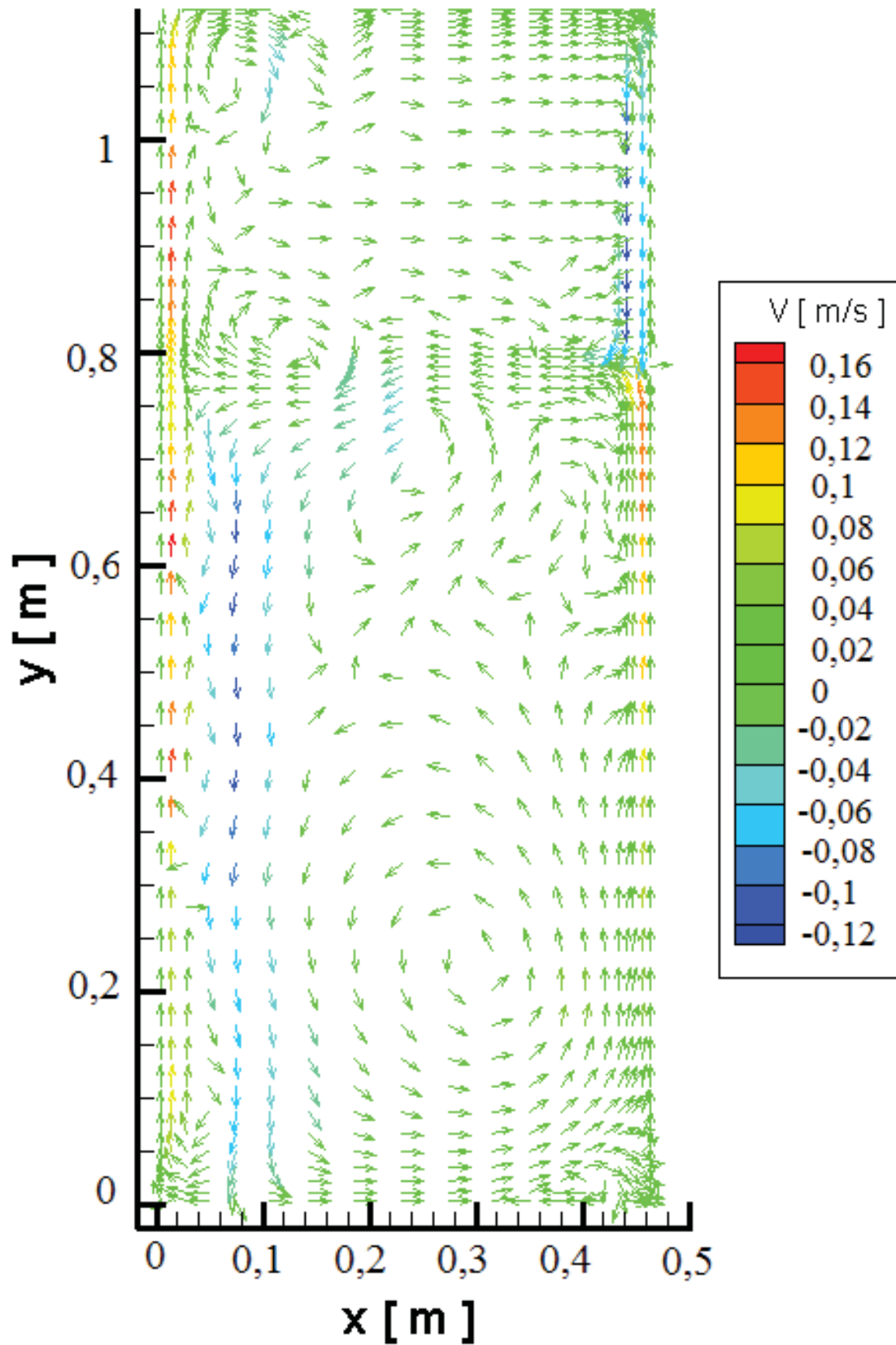
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 25 - Campo de velocidade para $h_e = 5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $h_d = 5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ e $h_s = 0,005 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.



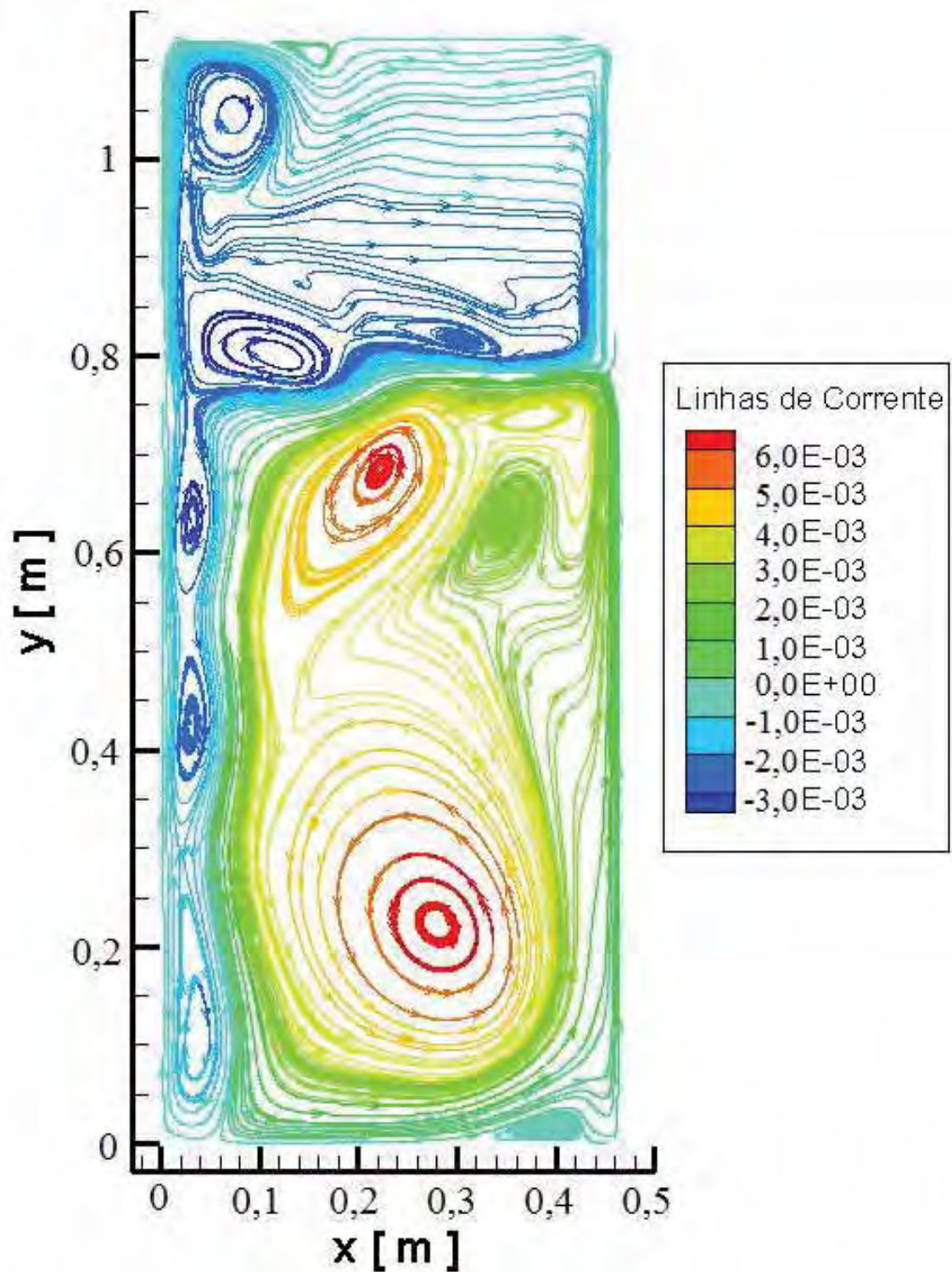
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 26 - Campo de velocidade $h_e = 3 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $h_d = 8 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ e $h_s = 2 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.



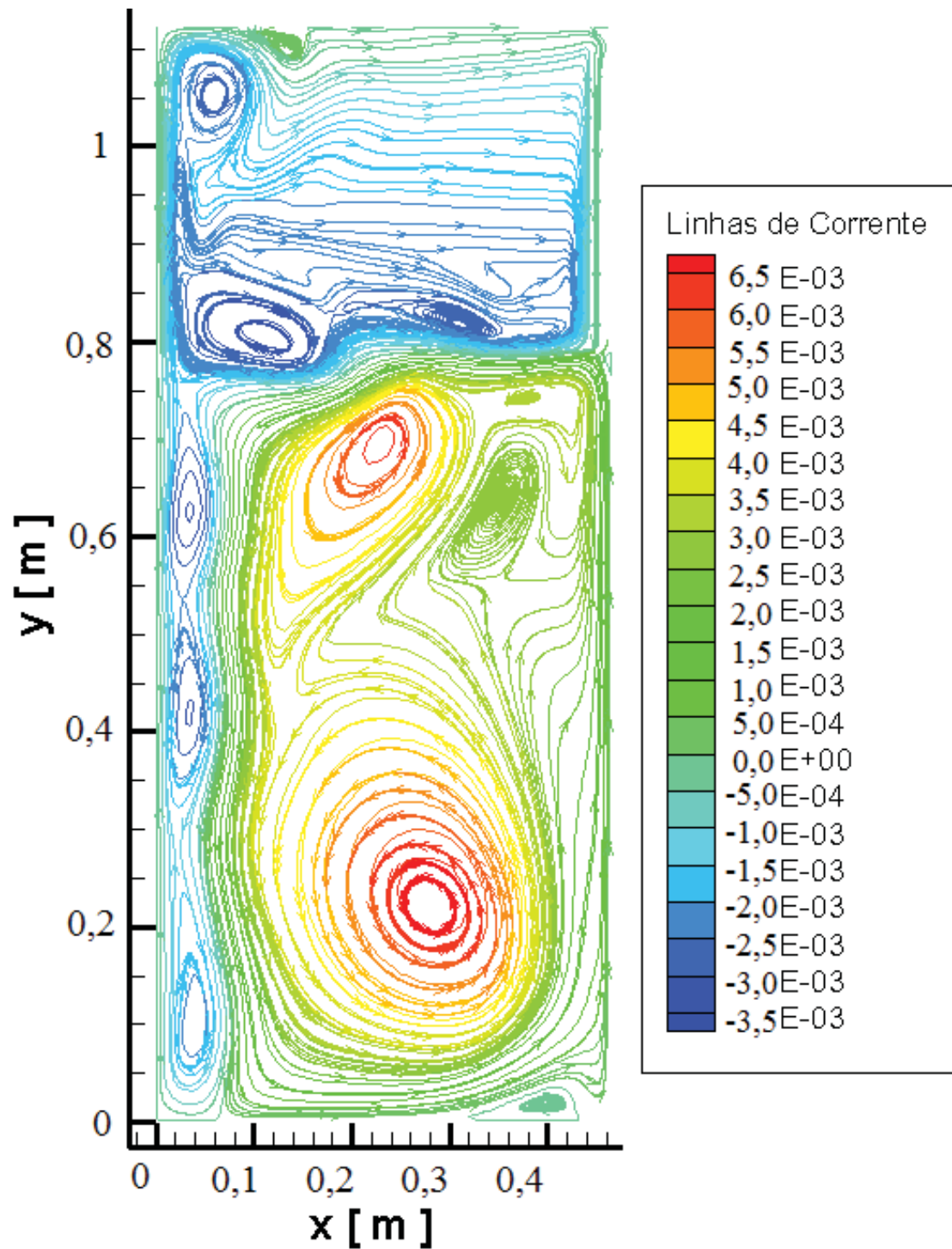
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 27 - Linhas de Corrente para $h_e = 5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $h_d = 5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ e $h_s = 0,005 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 28 - Linhas de corrente para $h_e = 3 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $h_d = 8 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ e $h_s = 2 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Analisando a Figura 23 nota-se que a região superior da cavidade apresenta baixas temperaturas próximos ao evaporador, em torno de -9 a -5 °C, como era esperado. Na parte superior (topo do refrigerador) as temperaturas são maiores, -3 °C. Devido à convecção natural, a parte inferior da cavidade também apresenta baixa temperatura aproximadamente -7 °C.

O campo de vetor velocidade mostrado na Figura 25 auxilia na interpretação dos resultados dos campos de temperatura. Nota-se que a presença da superfície fria, que representa o evaporador, produz duas regiões bem definidas. Uma região superior na altura do evaporador, possuindo uma circulação horária e outra região inferior, abaixo do evaporador, que apresenta circulação no sentido anti-horário. Na região superior podem ser observadas algumas recirculações, uma no canto esquerdo superior e outras duas na parte inferior. Além disso, na parte inferior da cavidade formam-se duas grandes regiões de recirculação no sentido anti-horário. Próximo à parede lateral esquerda, que simula a porta do refrigerador, podem ser observadas pequenas regiões de recirculação no sentido horário. A Figura 27, que mostra as linhas de corrente, corrobora este comportamento.

As Figuras 24, 26 e 28 mostram resultados semelhantes quando os coeficientes de transferência de calor externos são modificados. De maneira geral, o comportamento do escoamento é similar ao caso anterior, assim como os valores de temperatura.

Após estes estudos preliminares, o problema da convecção natural no interior do gabinete de um refrigerador será abordado, em uma modelagem mais real, considerando sua terceira dimensão na formulação do problema.

CAPÍTULO 4- Validação do Código Computacional Tridimensional para o Refrigerador

4.1 Introdução

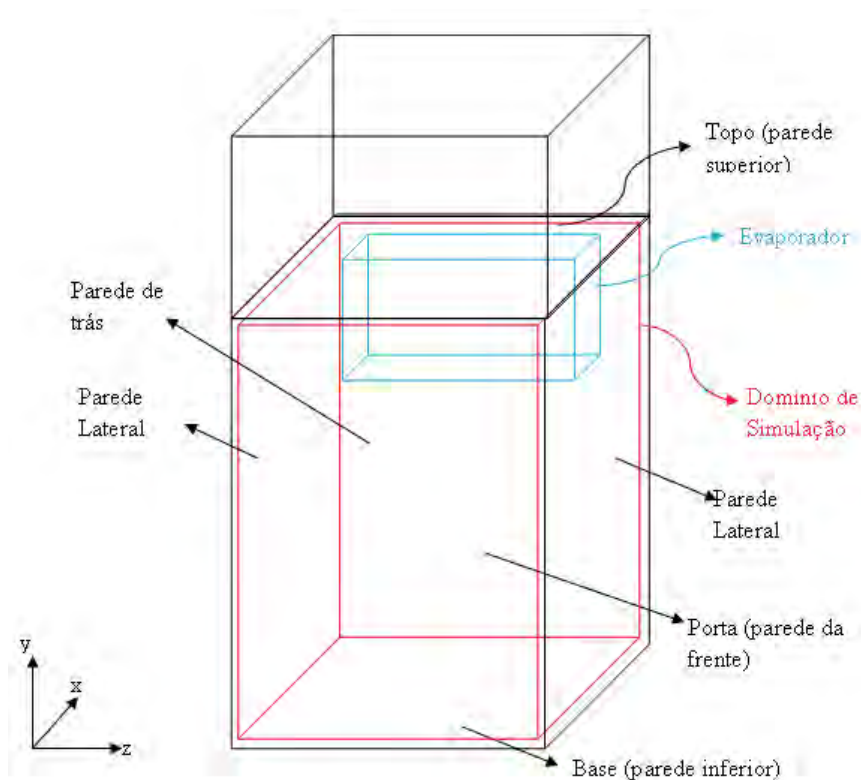
Neste capítulo, resolve-se numericamente o problema da convecção natural no interior do gabinete de um refrigerador doméstico estático, considerando o escoamento tridimensional em regime permanente causado por uma superfície interna resfriada modelando o evaporador. A análise foi realizada para dimensões de um refrigerador comercial de 350 litros. Inicialmente, apresentam-se o modelo físico e as condições de contorno adotadas na formulação do problema.

Com o objetivo de validar o código computacional, os resultados numéricos foram confrontados com resultados experimentais, cujo procedimento é descrito após a formulação física do problema. A validação do código é realizada para duas configurações do gabinete, uma considerando o gabinete destituído de gaveta de verduras e outra que incorpora a gaveta no modelo.

4.2 Modelagem física do problema

O gabinete de um refrigerador comercial estático de 350 litros é modelado por uma cavidade retangular tridimensional vazia, ou seja, sem prateleiras e qualquer tipo de produto. O evaporador é modelado por uma superfície de temperatura uniforme e constante. A Figura 29 apresenta um esquema do gabinete utilizado.

Figura 29 - Geometria do gabinete do refrigerador.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

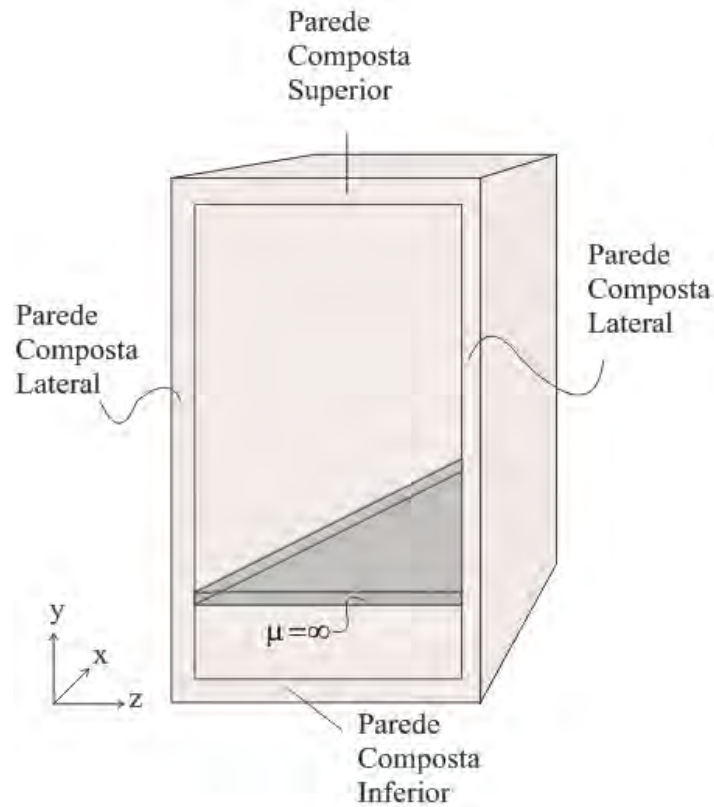
As equações governantes do problema são descritas no Capítulo 3 pelas Equações (2) a (6).

As condições de contorno adotadas são semelhantes àsquelas usadas na modelagem do gabinete bidimensional estudado no Capítulo 3. A Figura 30 apresenta um esquema para auxiliar no entendimento dessas condições de contorno.

Todas as condições de contorno adotadas são de transferência de calor convectiva em uma parede composta, a partir do ambiente externo a uma temperatura constante conhecida, T_{∞} .

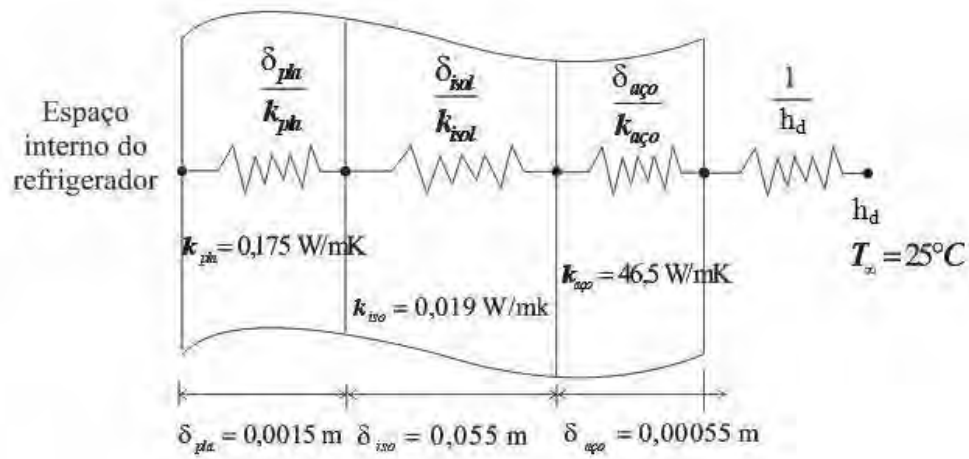
Para as quatro paredes laterais e parede inferior usa-se $T_{\infty} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$, o que equivale à temperatura do meio no qual o refrigerador está inserido. A Figura 31 mostra a composição das resistências térmicas para essas paredes, que são constituídas por uma parede de plástico interno, por uma parede de material isolante e por uma parede externa de aço.

Figura 30 - Esquema para representar as condições de contorno.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

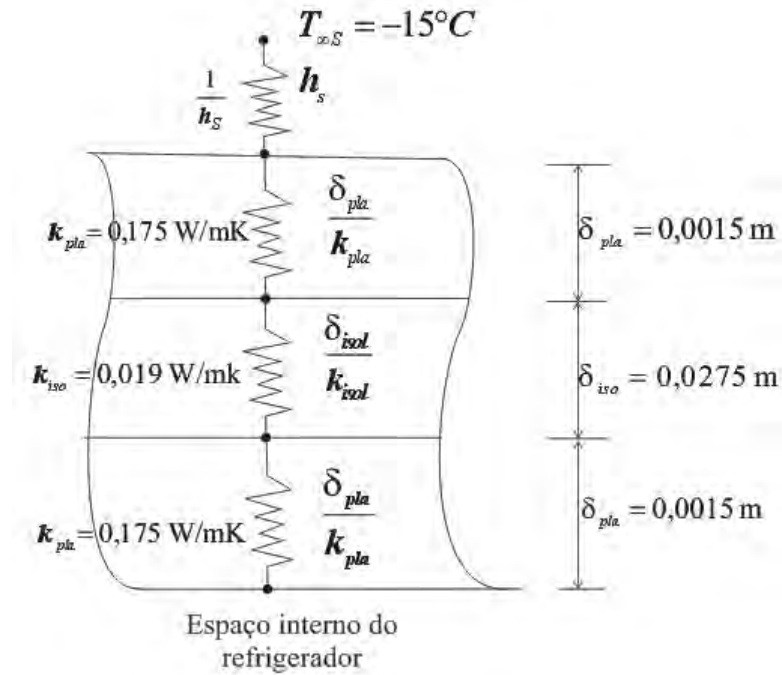
Figura 31 - Resistências térmicas das paredes laterais e inferior.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A composição das resistências térmicas da parede composta superior é apresentada na Figura 32, que mostra uma parede interna de plástico, uma parede intermediária de isolante e uma parede externa de plástico. Neste caso, a temperatura T_{∞} é modelada como sendo a temperatura do ambiente do gabinete superior do refrigerador (*freezer*).

Figura 32 - Resistências térmicas da parede superior.

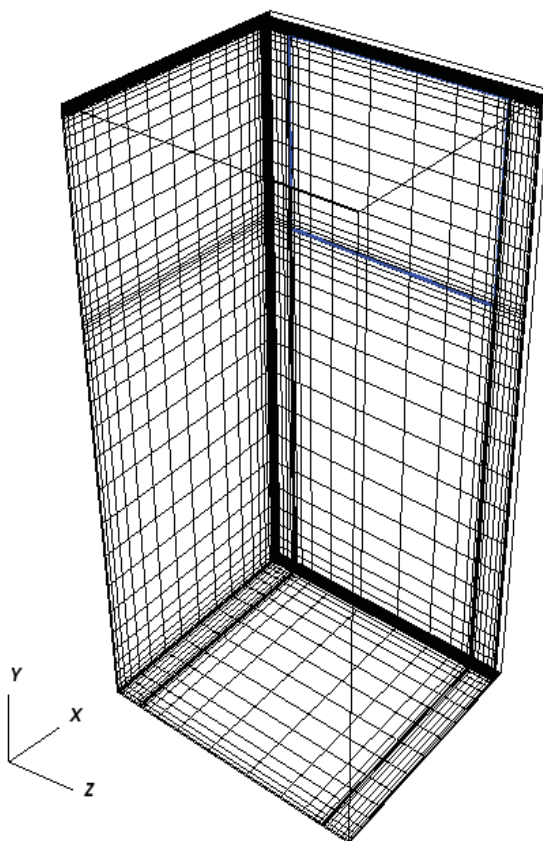


Fonte: Elaboração do próprio autor.

O modelo foi implementado em um código computacional baseado no Método de Volumes Finitos, com as mesmas características já apresentadas no Capítulo 3, e os resultados foram validados por meio de resultados obtidos de testes experimentais que são apresentados a seguir.

A Figura 33 mostra a malha utilizada na obtenção dos resultados numéricos, constituída de 38 x 58 x 38 volumes.

Figura 33 - Malha utilizada para simulação numérica 38 x 58 x 38 volumes.



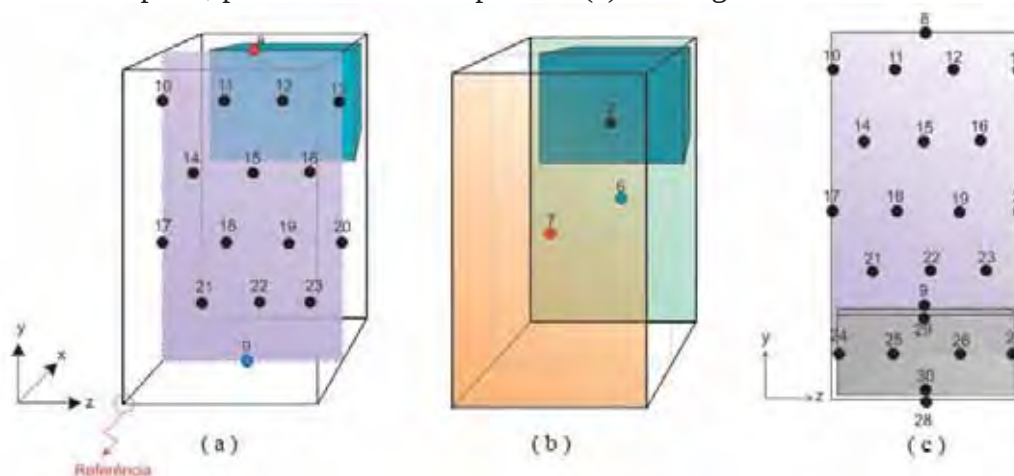
Fonte: Elaboração do próprio autor.

4.3 Resultados Experimentais

Com o objetivo de validar o código computacional, instrumentou-se o refrigerador doméstico estático de 350 litros, cujas características são mostradas no Apêndice A (com as mesmas dimensões internas do modelo numérico), com termopares tipo T (cobre – constantan) para a medição do campo de temperatura interno do gabinete. Antes da instalação, todos os termopares foram calibrados, usando-se um termômetro padrão com 0,1 °C de resolução. Os resultados da calibração são apresentados no Apêndice B.

A Figura 34 mostra o posicionamento dos termopares para os testes sem a gaveta de verdura e com a gaveta de verdura, respectivamente. As Tabelas 3 e 4 apresentam as coordenadas (x, y, z) de cada termopar.

Figura 34 - Posição dos termopares no interior do refrigerador (a) sem a gaveta de verdura (b) na porta, parede de trás e evaporador (c) com a gaveta de verdura.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 3 - Coordenada dos termopares para o refrigerador sem gaveta.

Termopar	Posições [m]		
	z	y	x
6	0,259	0,444	0,465
7	0,259	0,444	0
8	0,259	0,888	0,232
9	0,259	0	0,232
10	0	0,710	0,232
11	0,172	0,710	0,232
12	0,345	0,710	0,232
13	0,518	0,710	0,232
14	0,129	0,532	0,232
15	0,259	0,532	0,232
16	0,388	0,532	0,232
17	0	0,355	0,232
18	0,172	0,355	0,232
19	0,345	0,355	0,232
20	0,518	0,355	0,232
21	0,129	0,177	0,232
22	0,259	0,177	0,232
23	0,388	0,177	0,232

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 4 - Coordenada dos termopares para o refrigerador com gaveta.

Termopar	Posições [m]		
	z	y	x
6	0,259	0,561	0,465
7	0,259	0,561	0
8	0,259	1,122	0,232
9	0,259	0,266	0,232
10	0	0,949	0,232
11	0,172	0,949	0,232
12	0,345	0,949	0,232
13	0,518	0,949	0,232
14	0,129	0,777	0,232
15	0,259	0,777	0,232
16	0,388	0,777	0,232
17	0	0,605	0,232
18	0,172	0,605	0,232
19	0,345	0,605	0,232
20	0,518	0,605	0,232
21	0,129	0,433	0,232
22	0,259	0,433	0,232
23	0,388	0,433	0,232
24	0	0,130	0,232
25	0,172	0,130	0,232
26	0,345	0,130	0,232
27	0,518	0,130	0,232
28	0,259	0	0,232
29	0,259	0,261	0,232
30	0,259	0,01	0,232

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Os sinais dos termopares foram tratados por um sistema de aquisição automático de dados MGC plus da HBM e o software Catman foi utilizado para a visualização dos dados.

O refrigerador foi instalado em uma sala de temperatura controlada por um aparelho de condicionamento de ar padrão. O termostato do refrigerador foi desligado para permitir a realização de testes em regime permanente. O armazenamento dos dados foi efetuado apenas após o estabelecimento do regime permanente. Todos os dados apresentados representam a média aritmética desses dados armazenados. Dois tipos de teste foram realizados, com e sem a gaveta de verdura.

a) Resultados para os testes sem gaveta de verdura

Nestes testes, a gaveta foi substituída por placas de isopor, de tal forma que a condição de contorno na superfície inferior do gabinete foi substituída por uma condição de contorno de isolamento.

As Figuras 35 e 36 mostram o campo de temperatura transiente para um dos testes realizados, cuja temperatura externa foi mantida em $T_{\infty} = 23^{\circ}\text{C}$.

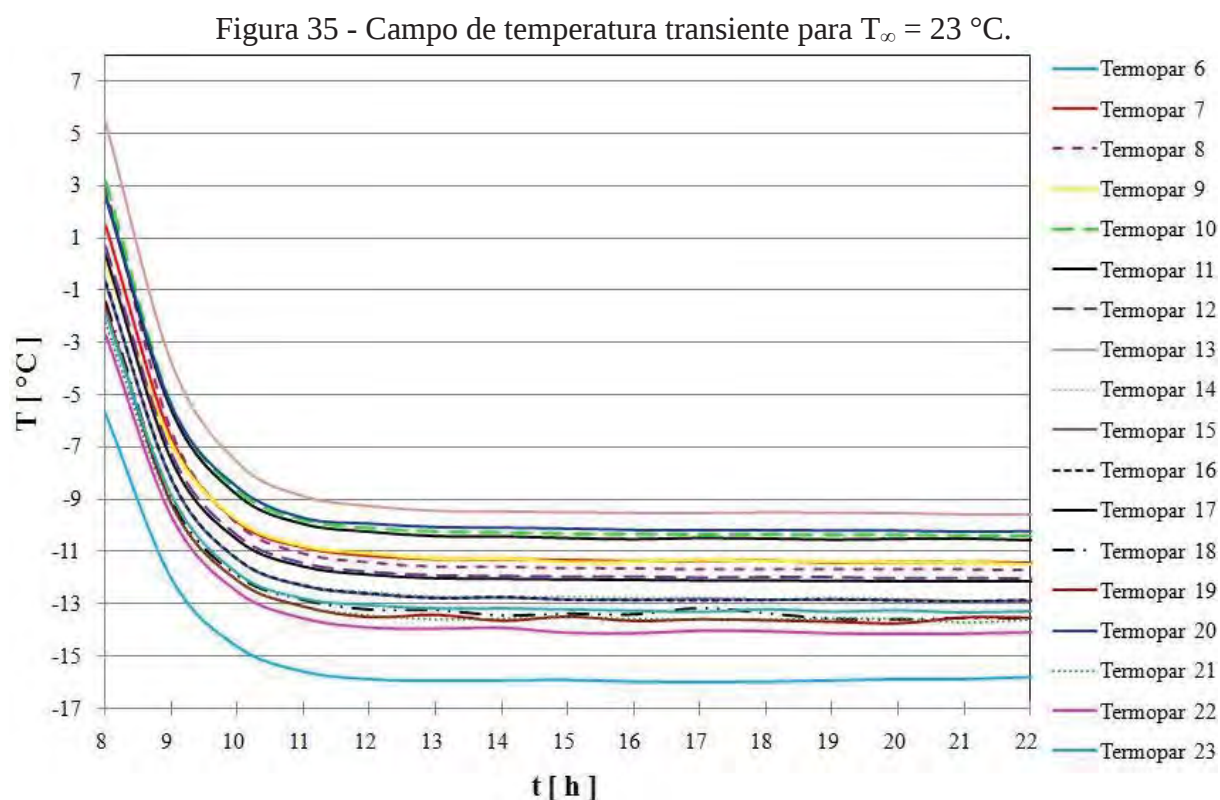
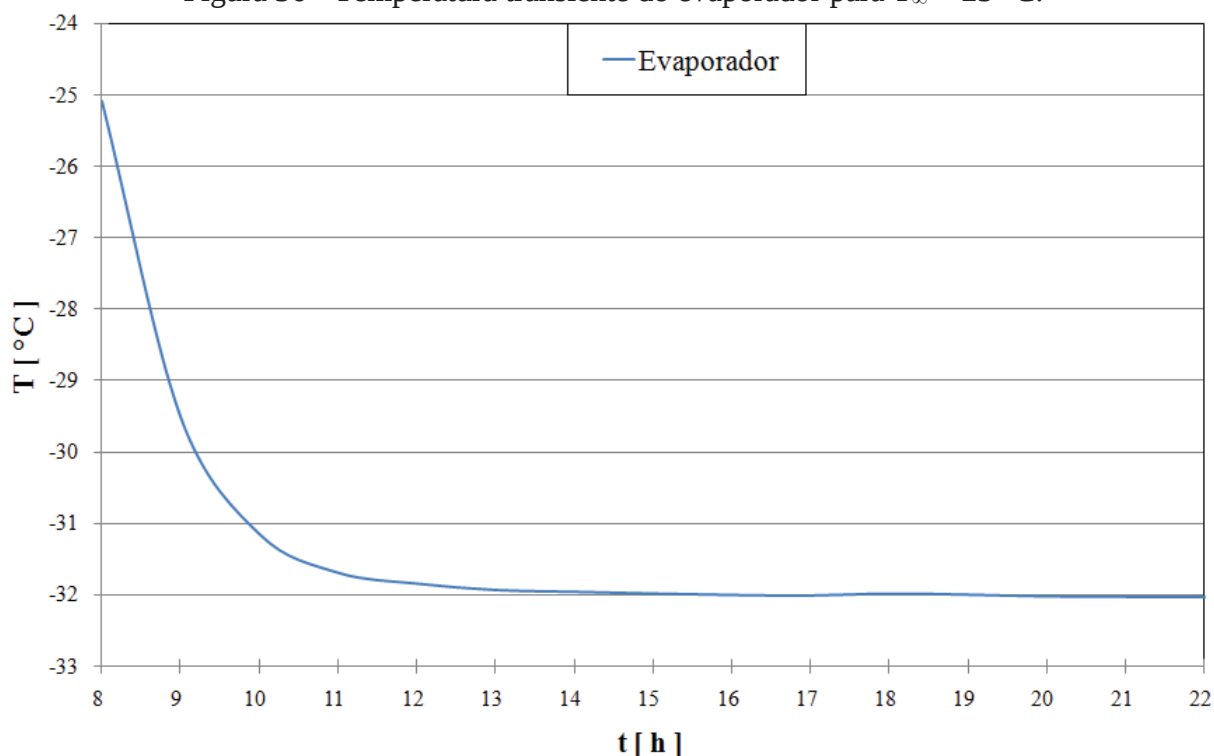


Figura 36 - Temperatura transiente do evaporador para $T_{\infty} = 23^{\circ}\text{C}$.

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Os resultados obtidos nos 4 testes realizados para duas temperaturas externas diferentes, são apresentados na Tabela 5, constatando-se a temperatura do *freezer* constante em $-34,1^{\circ}\text{C}$ e $-33,2^{\circ}\text{C}$.

Os valores médios dos 4 testes foram confrontados com os resultados numéricos para as duas temperaturas externas usadas nos testes. Os resultados numéricos foram obtidos para dois conjuntos de coeficientes de transferência de calor externo, onde h_s é o coeficiente de transferência de calor na parte superior, h_f na frente, h_t atrás, h_d do lado direito, h_e do lado esquerdo do refrigerador, com o objetivo de avaliar suas influências no campo de temperatura. Os valores para os coeficientes de transferência de calor (h) foram estimados com base em valores usados na literatura (Laguerre e Flick, 2004; Gupta et. Al, 2007).

A Tabela 6 apresenta os resultados para temperatura externa de $22,7^{\circ}\text{C}$, para os dois conjuntos de coeficientes de transferência de calor externos.

Tabela 5 - Campo de temperatura experimental para gabinete sem gaveta.

Temperatura	$T_{\infty} = 23\text{ °C}$ e $T_{\infty S} = -34,1\text{ °C}$					$T_{\infty} = 25\text{ °C}$ e $T_{\infty S} = -33,2\text{ °C}$				
	Teste					Teste				
Termopar	1	2	3	4	$T_{\text{média}}$	1	2	3	4	$T_{\text{média}}$
T_{∞}	22,6	22,7	22,7	22,7	22,7	24,6	24,7	24,5	24,7	24,7
T_e	-32,3	-32,3	-32,3	-32,0	-32,2	-31,3	-31,3	-31,4	-31,1	-31,3
6	-14,2	-15,6	-14,2	-15,9	-15,0	-12,9	-14,0	-15,1	-13,8	-13,9
7	-11,7	-11,7	-11,8	-11,7	-11,7	-10,5	-10,5	-11,8	-10,5	-10,8
8	-12,0	-11,9	-11,8	-11,9	-11,9	-10,8	-10,7	-11,9	-10,7	-11,0
9	-11,5	-11,3	-11,3	-11,3	-11,4	-10,2	-10,0	-11,3	-10,1	-10,4
10	-10,1	-10,0	-10,1	-10,1	-10,1	-8,8	-8,8	-10,1	-8,8	-9,1
11	-12,3	-12,3	-12,3	-12,3	-12,3	-11,1	-11,1	-12,3	-11,1	-11,4
12	-12,3	-12,3	-12,3	-12,3	-12,3	-11,1	-11,1	-12,3	-11,1	-11,4
13	-9,5	-9,5	-9,5	-9,5	-9,5	-8,2	-8,2	-9,5	-8,3	-8,6
14	-12,8	-12,8	-12,8	-12,8	-12,8	-11,6	-11,6	-12,8	-11,6	-11,9
15	-12,9	-12,8	-12,9	-12,9	-12,9	-11,7	-11,6	-12,9	-11,8	-12,0
16	-12,7	-12,6	-12,6	-12,8	-12,7	-11,5	-11,4	-12,7	-11,6	-11,8
17	-11,2	-11,1	-11,2	-11,2	-11,2	-10,0	-9,9	-11,2	-9,9	-10,2
18	-13,7	-13,7	-13,7	-13,8	-13,7	-12,6	-12,5	-13,8	-12,6	-12,8
19	-14,0	-14,0	-14,0	-14,0	-14,0	-12,8	-12,8	-14,0	-12,7	-13,1
20	-10,6	-10,5	-10,6	-10,6	-10,6	-9,4	-9,3	-10,6	-9,3	-9,6
21	-13,9	-13,8	-13,9	-13,8	-13,9	-12,7	-12,7	-13,9	-12,7	-13,0
22	-14,2	-14,1	-14,2	-14,2	-14,2	-13,0	-12,9	-14,2	-13,0	-13,3
23	-13,5	-13,4	-13,5	-13,4	-13,5	-12,3	-12,2	-13,5	-12,3	-12,6

Fonte: Elaboração do próprio autor.

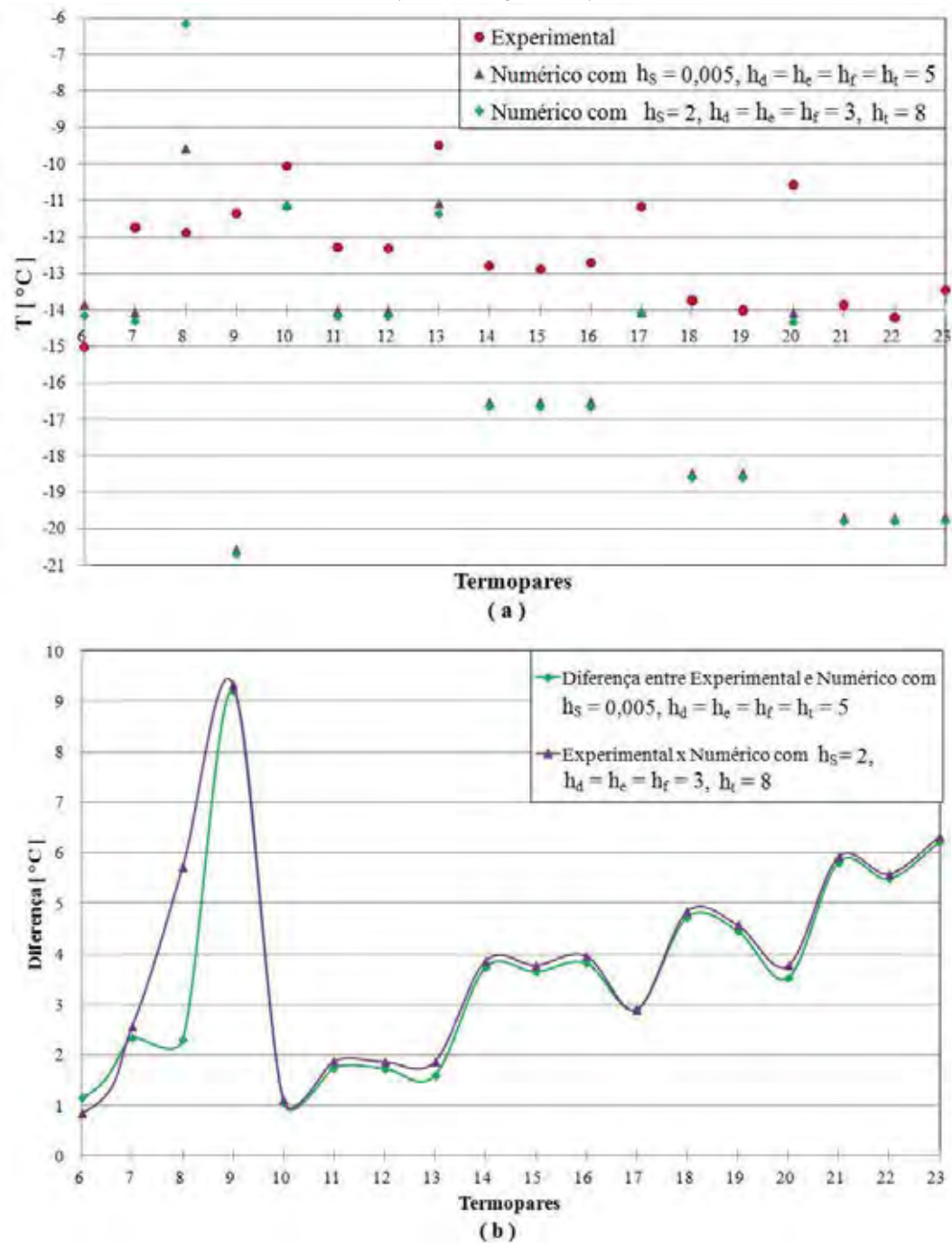
Tabela 6 - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para $T_{\infty} = 22,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T_e = -32,2$.

Termopar	Experimental $T_{\text{média}}$	Numérico $h_s = 0,005$ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K}), h_d = h_e =$ $h_f = h_t = 5$ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	Diferença	Numérico $h_s = 2 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}),$ $h_d = h_e = h_f = 3$ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ e $h_t = 8$ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	Diferença
6	-15,0	-13,9	1,2	-14,2	0,9
7	-11,7	-14,1	2,3	-14,3	2,6
8	-11,9	-9,6	2,3	-6,2	5,7
9	-11,4	-20,6	9,2	-20,7	9,3
10	-10,1	-11,1	1,1	-11,2	1,1
11	-12,3	-14,0	1,7	-14,2	1,9
12	-12,3	-14,0	1,7	-14,2	1,9
13	-9,5	-11,1	1,6	-11,4	1,9
14	-12,8	-16,5	3,7	-16,7	3,9
15	-12,9	-16,5	3,6	-16,7	3,8
16	-12,7	-16,5	3,8	-16,7	4,0
17	-11,2	-14,1	2,9	-14,1	2,9
18	-13,7	-18,5	4,7	-18,6	4,8
19	-14,0	-18,5	4,5	-18,6	4,6
20	-10,6	-14,1	3,5	-14,3	3,8
21	-13,9	-19,7	5,8	-19,8	5,9
22	-14,2	-19,7	5,5	-19,8	5,6
23	-13,5	-19,7	6,2	-19,8	6,3

Fonte: Elaboração do próprio autor.

A Figura37 apresenta os mesmos dados na forma gráfica. Observa-se que existe grande discrepância entre os dados numéricos e experimentais na parte inferior do gabinete, em torno de 6 a 9 $^{\circ}\text{C}$. Para as demais regiões, as discrepâncias são menores, em torno de 3 $^{\circ}\text{C}$.

Figura 37: (a) Comparação e (b) Diferença entre os resultados numéricos e experimentais para $T_{\infty} = 22,7^{\circ}\text{C}$ e $T_e = -32,2^{\circ}\text{C}$.

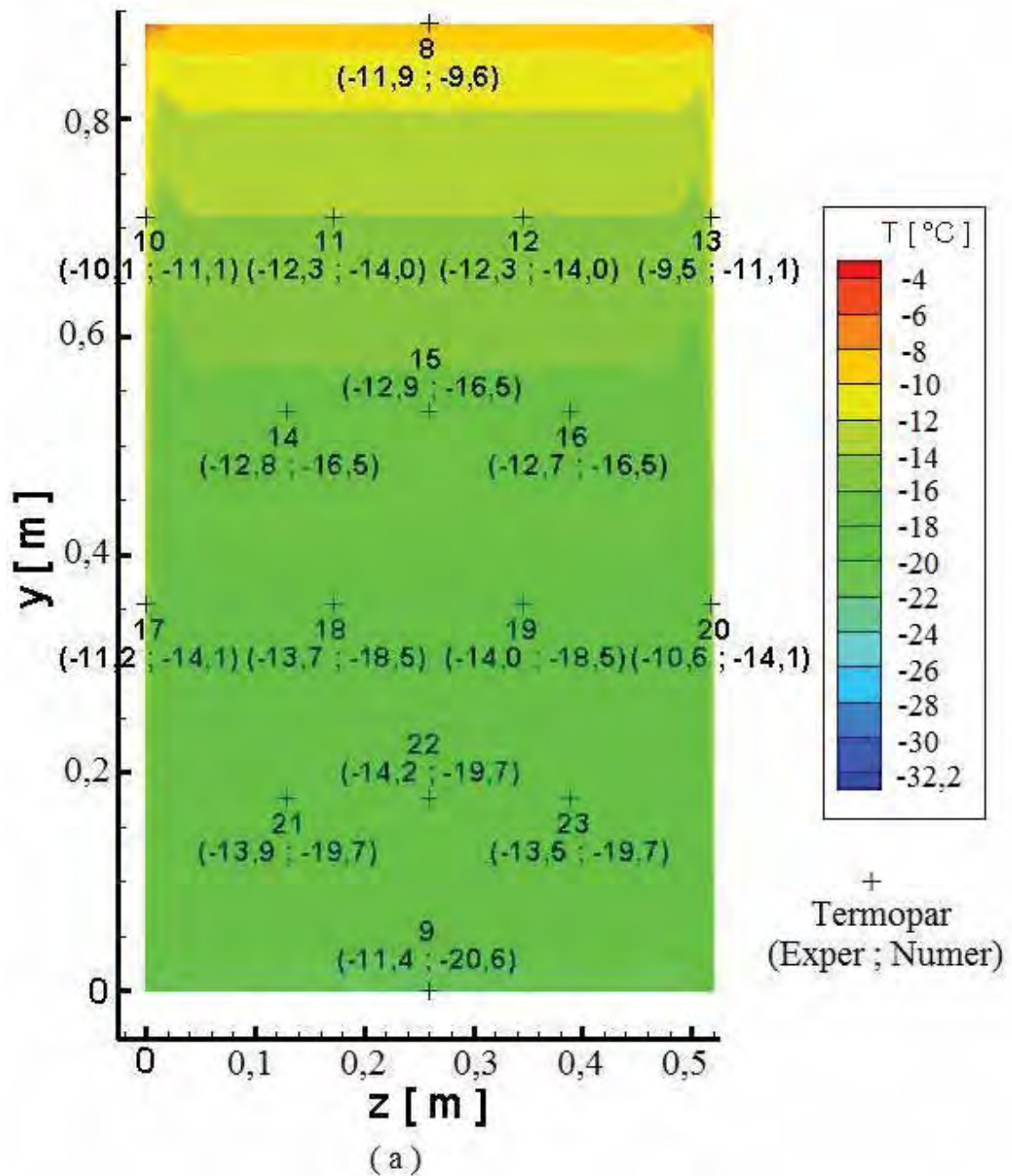


Fonte: Elaboração do próprio autor.

Como no caso bidimensional, a influência dos coeficientes de transferência de calor externo não tem grande influência no campo de temperatura, como mostra a Figura 37 (b). Na maior parte do gabinete esta diferença é mínima (em torno de $0,1^{\circ}\text{C}$), com uma maior discrepância apenas no topo do refrigerador (termopar 8).

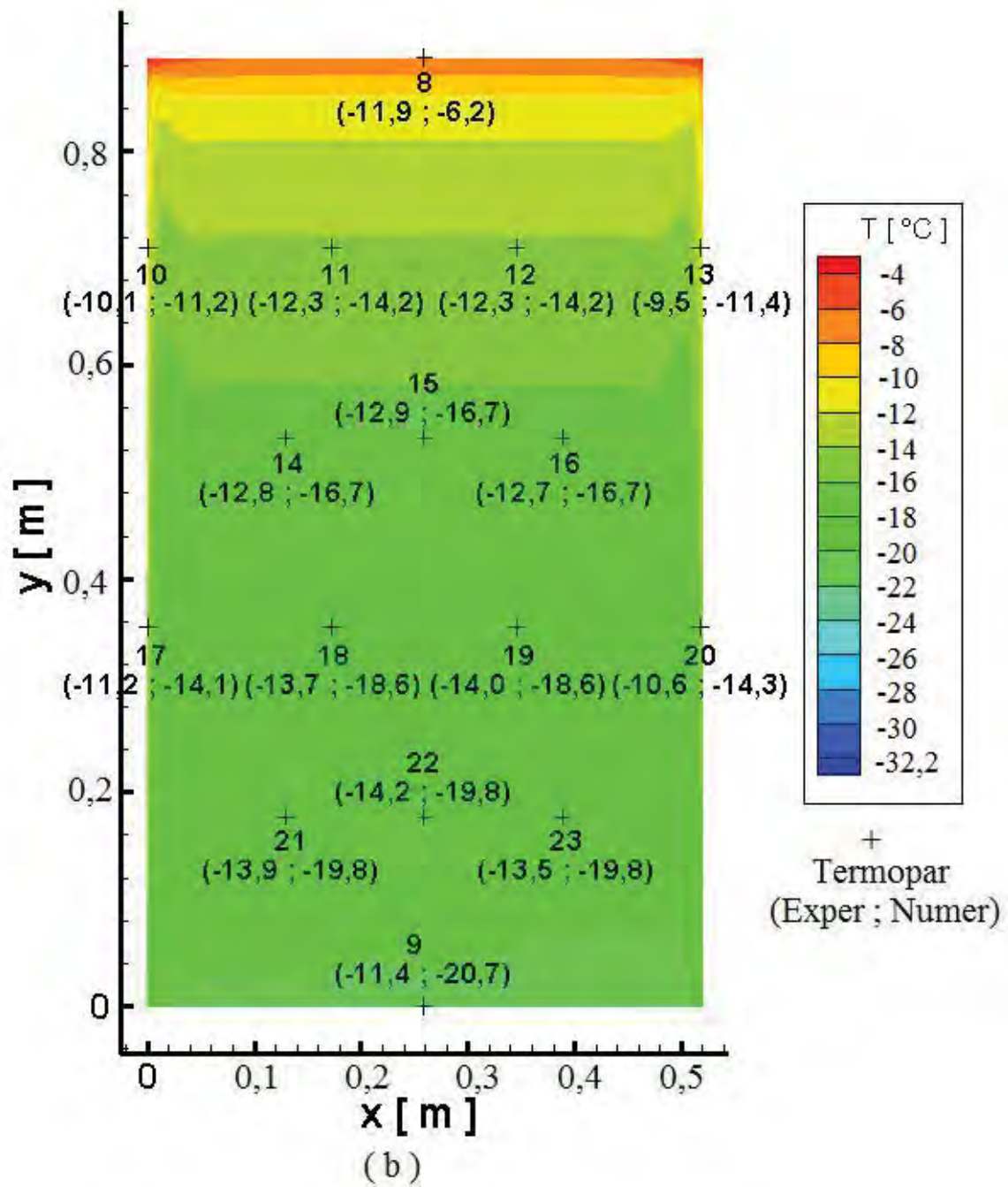
Para melhorar a compreensão e análise dos dados, apresentam-se na Figura 38 os mesmos resultados em suas posições no interior do gabinete.

Figura 38 - Visualização da comparação entre os resultados numérico e experimental para $T_{\infty} = 22,7^{\circ}\text{C}$ e $T_e = -32,2^{\circ}\text{C}$ (a) $h_s = 0,005 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $h_d = h_e = h_f = h_t = 5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ e (b) $h_s = 2 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $h_d = h_e = h_f = 3 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ e $h_t = 8 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 38 - Visualização da comparação entre os resultados numérico e experimental para $T_{\infty} = 22,7^{\circ}\text{C}$ e $T_e = -32,2^{\circ}\text{C}$ (a) $h_s = 0,005 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $h_d = h_e = h_f = h_t = 5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ e (b) $h_s = 2 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $h_d = h_e = h_f = 3 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ e $h_t = 8 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ (continuação).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

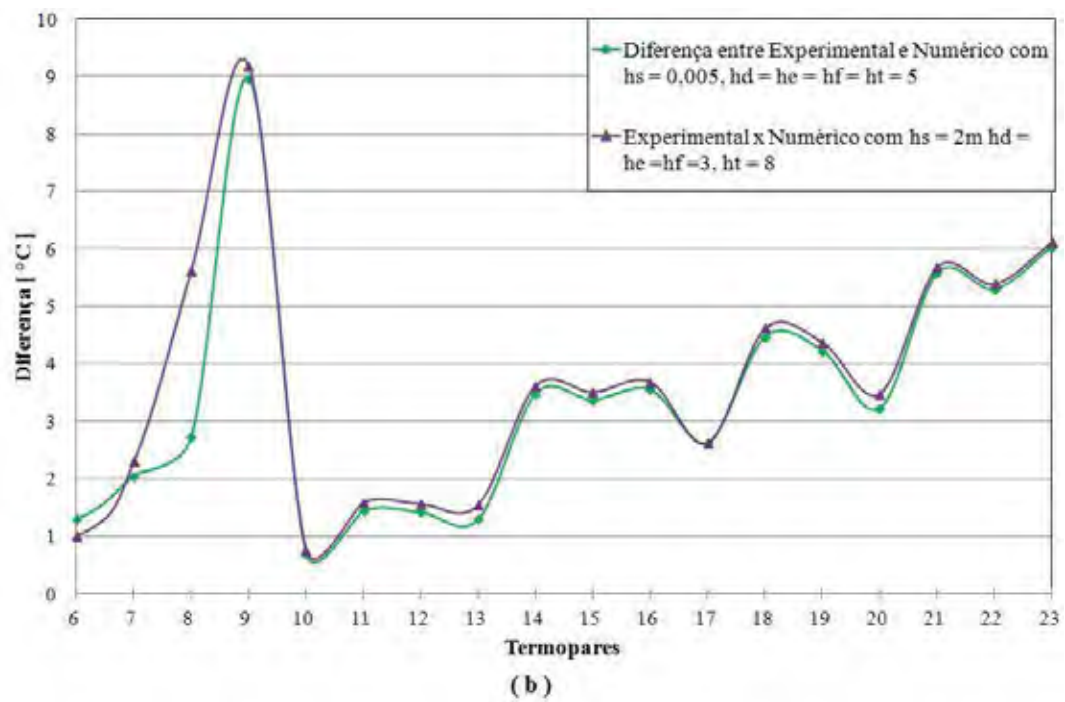
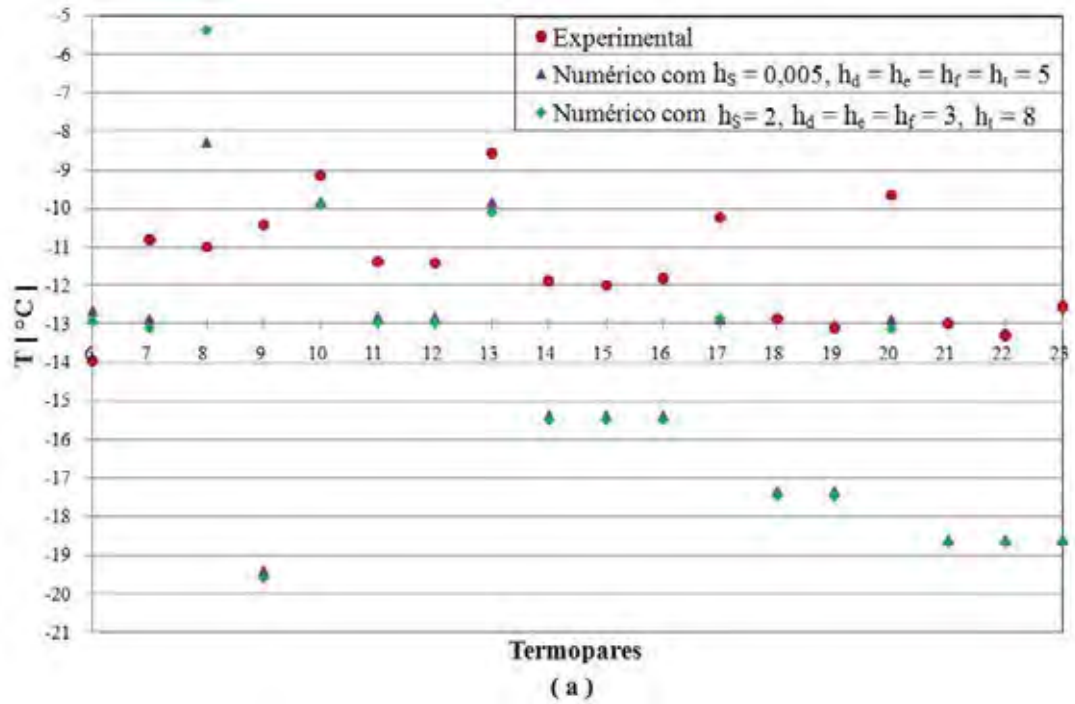
Resultados similares foram obtidos para temperatura externa de $24,7^{\circ}\text{C}$. A Tabela 7 e Figuras 39 e 40 apresentam os resultados das comparações entre os resultados numéricos e experimentais.

Tabela 7 - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para $T_{\infty} = 24,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T_e = -31,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Termopar	Experimental $T_{\text{média}}$	Numérico $h_s = 0,005$ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$, $h_d = h_e =$ $h_f = h_t = 5$ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	Diferença	Numérico $h_s = 2 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $h_d = h_e = h_f = 3$ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ e $h_t = 8$ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	Diferença
6	-13,9	-12,7	1,3	-12,9	1,0
7	-10,8	-12,9	2,1	-13,1	2,3
8	-11,0	-8,3	2,7	-5,4	5,6
9	-10,4	-19,4	9,0	-19,6	9,2
10	-9,1	-9,8	0,7	-9,9	0,8
11	-11,4	-12,8	1,4	-13,0	1,6
12	-11,4	-12,8	1,4	-13,0	1,6
13	-8,6	-9,8	1,3	-10,1	1,5
14	-11,9	-15,4	3,5	-15,5	3,6
15	-12,0	-15,4	3,4	-15,5	3,5
16	-11,8	-15,4	3,5	-15,5	3,7
17	-10,2	-12,9	2,6	-12,9	2,6
18	-12,8	-17,3	4,5	-17,5	4,6
19	-13,1	-17,3	4,2	-17,5	4,4
20	-9,6	-12,9	3,2	-13,1	3,5
21	-13,0	-18,6	5,6	-18,7	5,7
22	-13,3	-18,6	5,3	-18,7	5,4
23	-12,6	-18,6	6,0	-18,7	6,1

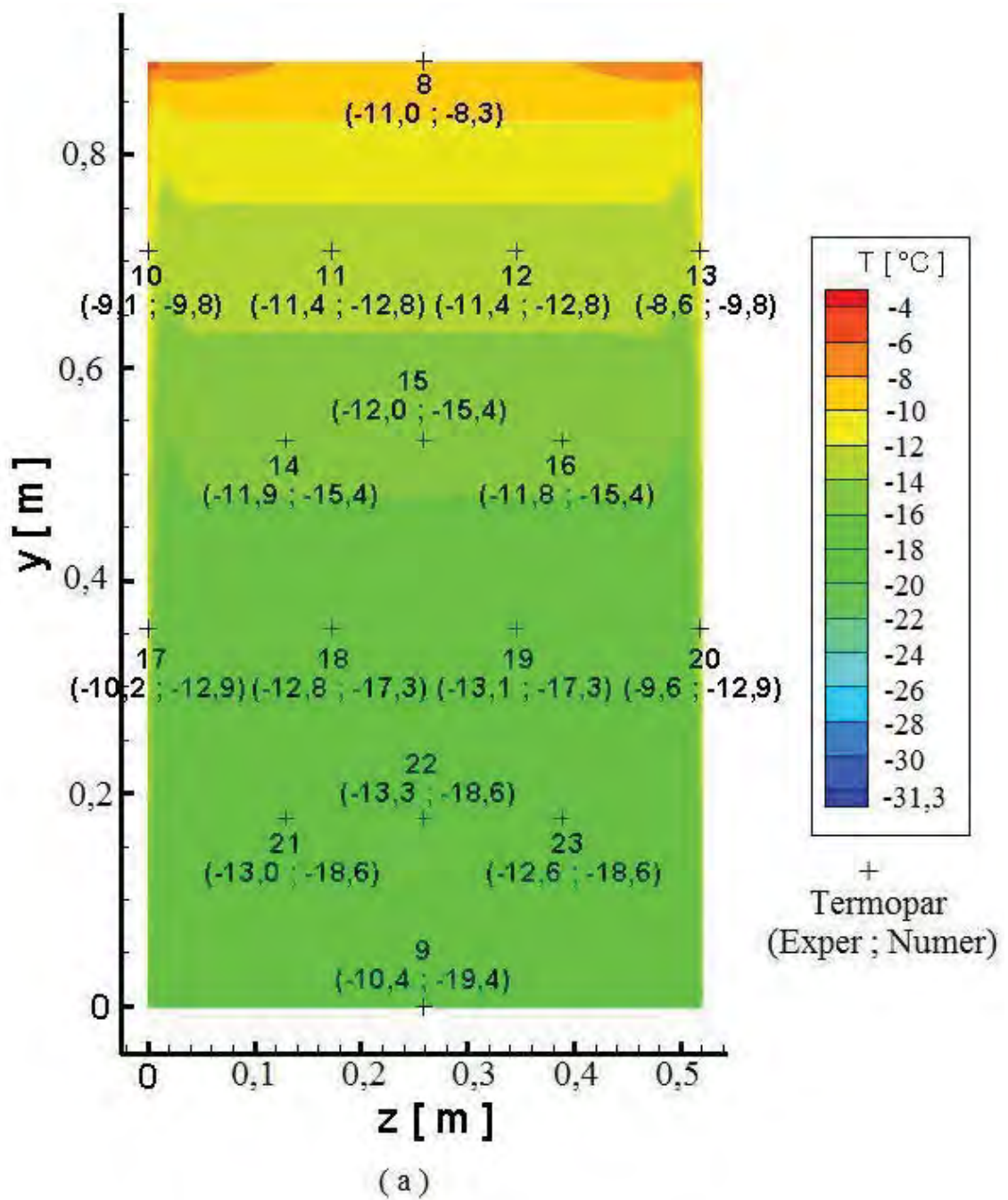
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 39 - (a) Comparação e (b) Diferença entre os resultados experimentais e numéricos para $T_{\infty} = 24,7^{\circ}\text{C}$ e $T_e = -31,3^{\circ}\text{C}$.



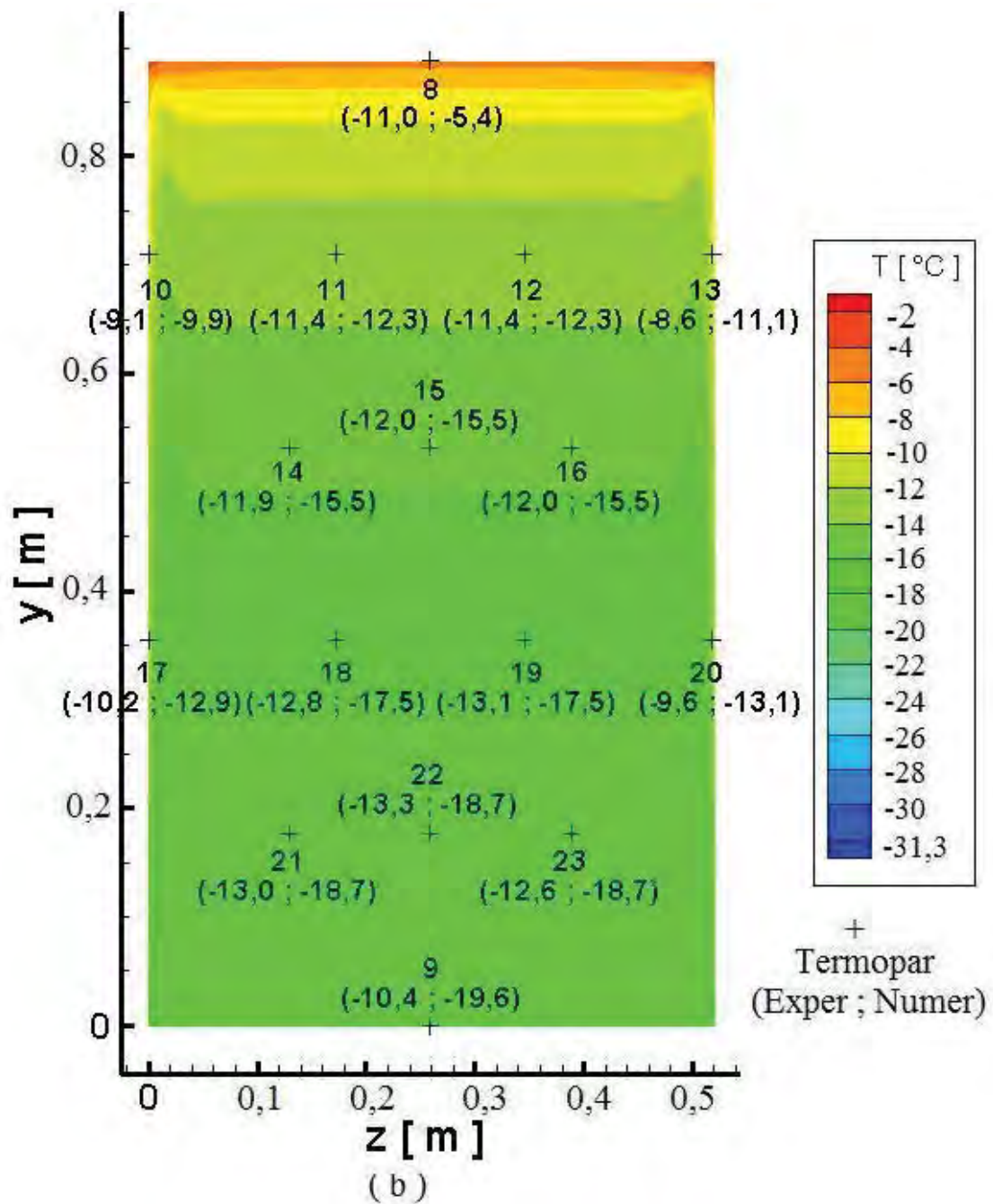
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 40 - Visualização da comparação entre os resultados numérico e experimental para $T_{\infty} = 24,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T_e = -31,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (a) $h_s = 0,005 \text{ W/(m}^2\text{K)}$, $h_d = h_e = h_f = h_t = 5 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ e (b) $h_s = 2 \text{ W/(m}^2\text{K)}$, $h_d = h_e = h_f = 3 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ e $h_t = 8 \text{ W/(m}^2\text{K)}$.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 41 - Visualização da comparação entre os resultados numérico e experimental para $T_{\infty} = 24,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T_e = -31,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (a) $h_s = 0,005 \text{ W/(m}^2\text{K)}$, $h_d = h_e = h_f = h_t = 5 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ e (b) $h_s = 2 \text{ W/(m}^2\text{K)}$, $h_d = h_e = h_f = 3 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ e $h_t = 8 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ (continuação).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Novamente são observadas elevadas discrepâncias entre os resultados numéricos e experimentais. Nos dois tipos de testes, as discrepâncias podem ter sido causadas pela incerteza na prescrição das condições de contorno.

As resistências térmicas impostas nas paredes laterais foram prescritas com base nas informações fornecidas pelo fabricante do refrigerador sobre os materiais e dimensões das paredes. Entretanto, a definição dos coeficientes de transferência de calor na parte de trás do gabinete é difícil de ser realizada em função da presença do condensador, que tende a aumentar a temperatura externa.

Outra fonte de discrepância refere-se à definição das resistências térmicas entre o gabinete e o espaço superior do gabinete (*freezer*) uma vez que a espessura e tipo das paredes foram estimados, por falta de dados do fabricante.

Outra fonte, embora de menor intensidade, é a prescrição adequada do coeficiente de transferência de calor externo. Os dados obtidos mostram que a dependência dos resultados com este parâmetro existe, mas não é muito significativa, pelo menos para os valores que foram utilizados.

Além disso, a transferência de calor por radiação entre as superfícies internas do gabinete e a superfície do evaporador não foi incorporada no modelo, o que também contribui para as discrepâncias observadas.

Estes resultados mostram que o modelo físico precisa ser melhor ajustado para que resultados mais precisos possam ser obtidos.

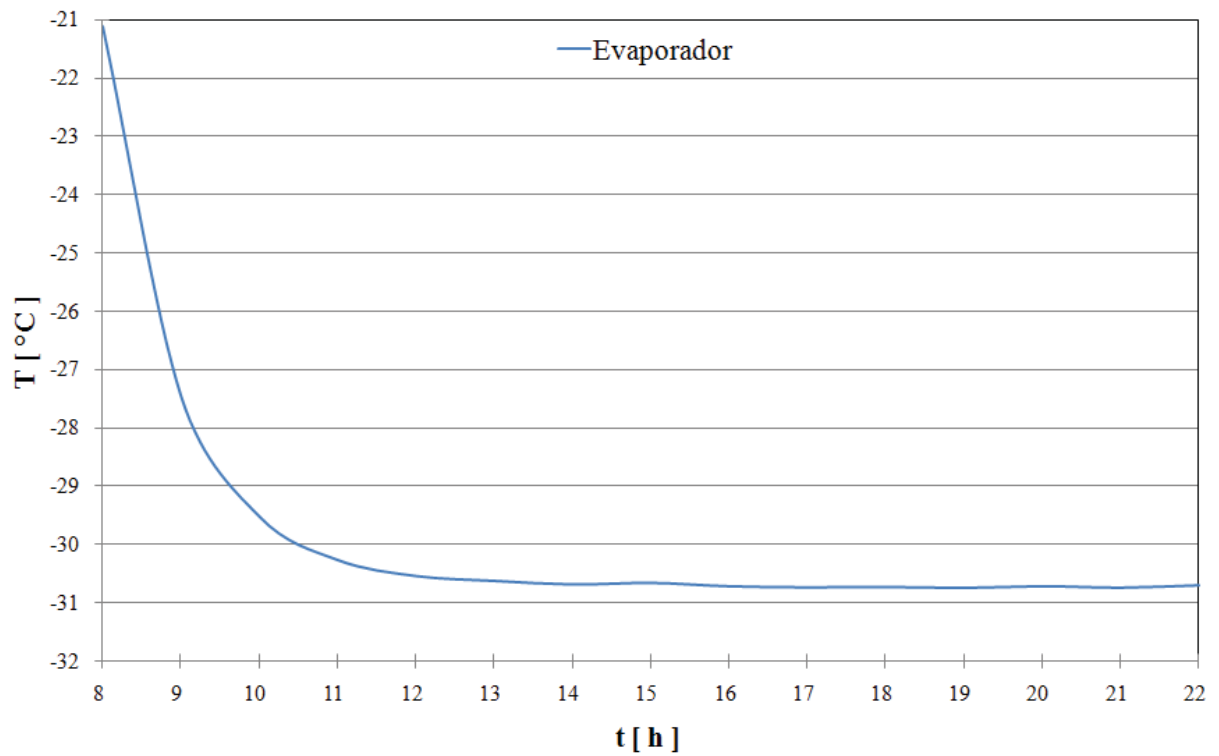
b) Resultados para os testes com gaveta de verdura

Testes semelhantes foram realizados com a gaveta de verdura instalada na parte inferior do gabinete. O modelo geométrico utilizado para a obtenção dos resultados numéricos é mostrado na Figura 30.

Para estes testes, a tampa de acrílico da gaveta foi considerada como tendo viscosidade infinita e para o fundo do refrigerador a resistência térmica da parede composta foi considerada para a especificação da condição de contorno, semelhante às paredes laterais.

A Figura 42 mostra o campo de temperatura transiente do evaporador para um dos testes realizados, cuja temperatura ambiente foi mantida em $T_{\infty} = 23^{\circ}\text{C}$.

Figura 42 - Temperatura transiente do evaporador para $T_{\infty} = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Do mesmo modo que no caso sem gaveta, os resultados obtidos nos 4 testes realizados para duas temperaturas externas diferentes, são apresentadas na Tabela 8.

Tabela 8 - Campo de temperatura experimental para gabinete com gaveta.

Temperatura	$T_{\infty} = 23^{\circ}\text{C}$					$T_{\infty} = 25^{\circ}\text{C}$				
	Teste					Teste				
Termopar	1	2	3	4	$T_{\text{média}}$	1	2	3	4	$T_{\text{média}}$
T_{∞}	22,8	22,7	22,8	23,7	23,0	24,6	25,0	25,2	25,1	25,0
T_e	-30,8	-30,8	-30,7	-30,2	-30,6	-29,8	-29,6	-29,4	-29,4	-29,5
$T_{\infty S}$	-34,3	-34,3	-34,2	-33,8	-34,1	-33,3	-33,2	-33,0	-33,1	-33,1
6	-13,9	-14,0	-14,0	-12,9	-13,7	-12,6	-12,0	-11,8	-11,8	-12,1
7	-9,4	-9,4	-9,3	-8,4	-9,1	-8,0	-7,8	-7,6	-7,5	-7,7
8	-10,6	-10,6	-10,6	-9,6	-10,4	-9,3	-8,8	-8,6	-8,5	-8,8
9	-10,6	-10,5	-10,5	-9,5	-10,3	-9,2	-8,8	-8,6	-8,5	-8,8
10	-7,7	-7,7	-7,6	-6,6	-7,4	-6,3	-5,8	-5,6	-5,5	-5,8
11	-10,1	-10,0	-10,0	-9,0	-9,8	-8,7	-8,3	-8,1	-8,0	-8,3
12	-9,9	-9,9	-9,8	-8,9	-9,6	-8,6	-8,2	-8,0	-7,9	-8,1
13	-7,4	-7,3	-7,2	-6,3	-7,0	-5,9	-5,5	-5,3	-5,2	-5,5
14	-10,0	-9,9	-9,9	-9,0	-9,7	-8,6	-8,3	-8,1	-8,0	-8,2
15	-10,1	-10,1	-10,0	-9,1	-9,8	-8,8	-8,4	-8,2	-8,1	-8,4
16	-10,6	-10,5	-10,5	-9,6	-10,3	-9,2	-8,9	-8,7	-8,5	-8,8
17	-9,2	-9,2	-9,1	-8,2	-9,0	-7,9	-7,4	-7,2	-7,1	-7,4
18	-10,7	-10,7	-10,7	-9,9	-10,5	-9,4	-9,3	-9,0	-8,9	-9,2
19	-10,7	-10,7	-10,6	-9,8	-10,4	-9,4	-9,2	-8,9	-8,8	-9,1
20	-8,7	-8,7	-8,6	-7,8	-8,4	-7,4	-6,9	-6,7	-6,6	-6,9
21	-12,0	-11,9	-11,9	-11,0	-11,7	-10,7	-10,0	-9,8	-9,7	-10,1
22	-12,1	-12,1	-12,0	-11,2	-11,8	-10,8	-10,2	-9,9	-9,9	-10,2
23	-11,6	-11,6	-11,5	-10,7	-11,3	-10,3	-9,8	-9,5	-9,4	-9,7
24	-7,6	-7,5	-7,3	-6,4	-7,2	-6,1	-5,7	-5,5	-5,4	-5,7
25	-8,0	-7,9	-7,8	-7,2	-7,7	-6,6	-6,3	-6,3	-6,3	-6,4
26	-9,0	-8,9	-8,7	-7,9	-8,6	-7,5	-7,2	-7,0	-6,9	-7,2
27	-8,5	-8,5	-8,3	-6,9	-8,1	-7,2	-6,7	-6,5	-6,4	-6,7
28	-8,5	-8,4	-8,3	-7,2	-8,1	-7,1	-6,6	-6,4	-6,4	-6,6
29	-10,3	-10,2	-10,1	-9,1	-9,9	-8,9	-8,5	-8,3	-8,2	-8,5
30	-9,1	-9,0	-8,9	-7,9	-8,7	-7,7	-7,3	-7,0	-7,0	-7,3

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Os valores médios dos 4 testes foram confrontados com os resultados numéricos para as duas temperaturas externas usadas nos testes. Os resultados numéricos foram obtidos para os mesmos conjuntos de coeficientes de transferência de calor externo, incluindo neste caso o coeficiente de transferência de calor inferior, h_i , que representa a parte inferior do refrigerador. Desta forma, tem-se para o primeiro conjunto $h_s=0,005 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $h_d=h_e=h_f=h_t=h_i=5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ e para o segundo $h_s=h_i=2 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $h_d=h_e=h_f=3 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ e $h_t= 8 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. A Tabela 9 apresenta os resultados para temperatura externa de 23°C , para os dois conjuntos de coeficientes de transferência de calor externos.

Analizando os mesmos dados na forma gráfica, como mostra a Figura 43 (a) e (b), observam-se melhores resultados quando a gaveta é colocada. Em todo gabinete, com exceção da gaveta, a discrepância entre os resultados numérico e experimental foi em torno de 2°C .

Para melhor compreensão e análise dos dados, a Figura 44 apresenta os mesmos resultados e suas posições no interior do gabinete apenas para $h_s=0,005 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $h_d=h_e=h_f=h_t=h_i=5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, já que a diferença entre os coeficientes de transferência de calor externos não modificaram muito o campo de temperatura, com uma discrepância em torno de aproximadamente $0,3^\circ\text{C}$.

Resultados similares foram obtidos para temperatura externa de 25°C . A Tabela 10 e Figura 45 apresentam os resultados das comparações entre os resultados numéricos e experimentais.

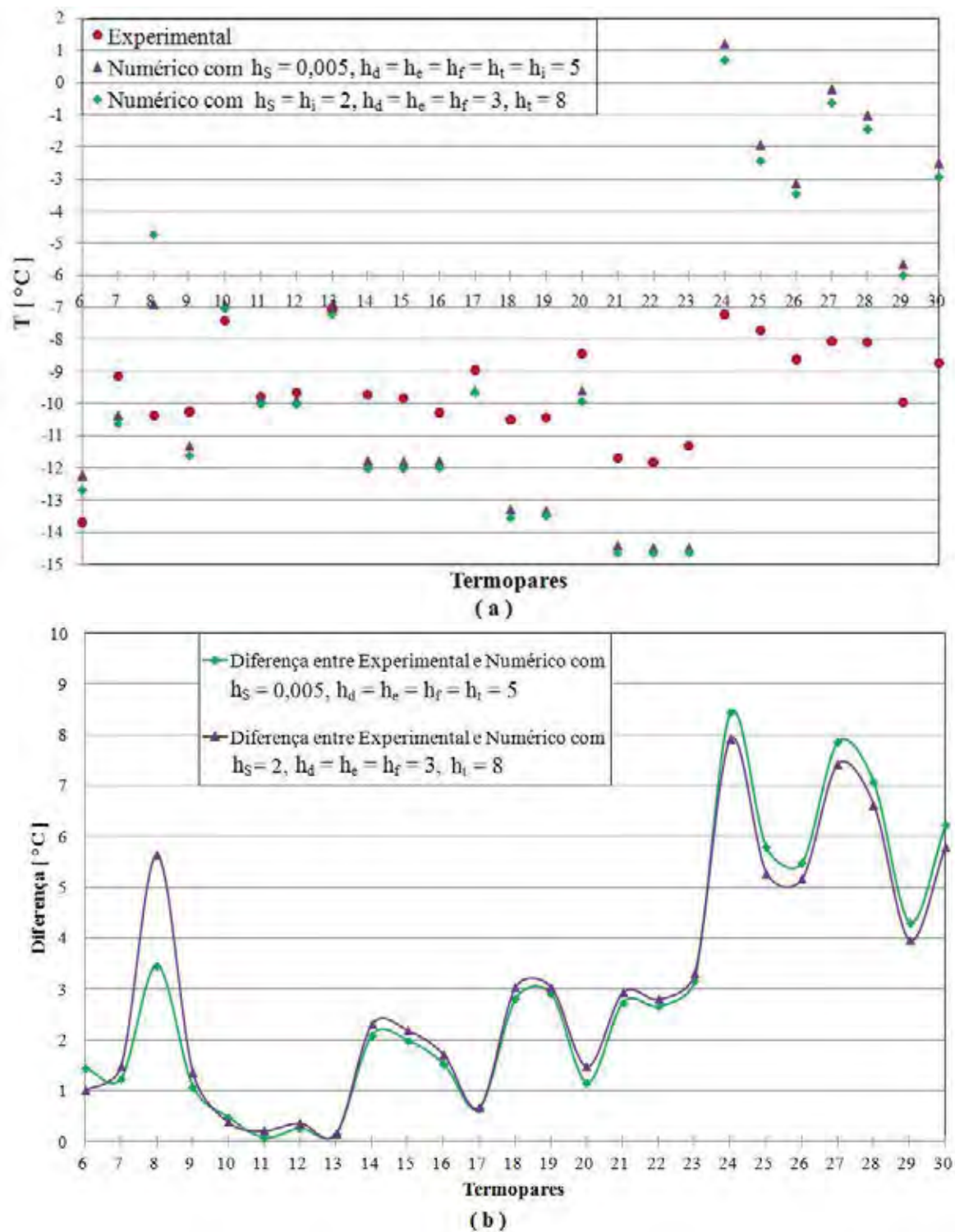
Discrepâncias parecidas entre os resultados numéricos e experimentais foram observadas nos dois testes, para as temperaturas externas $T_\infty = 23^\circ\text{C}$ e $T_\infty = 25^\circ\text{C}$.

Tabela 9 - Comparação entre os resultados numéricos e experimentais com a gaveta para $T_{\infty} = 23^{\circ}\text{C}$.

Termopar	Experimental $T_{\text{média}}$	Numérico $h_s = 0,005$ $W/(m^2K)$, h_d $= h_e = h_f = h_t$ $= h_i = 5$ $W/(m^2K)$	Diferença	Numérico $h_s = h_i = 2$ $W/(m^2K)$, h_d $= h_e = h_f = 3$ $W/(m^2K)$ e h_t $= 8 W/(m^2K)$	Diferença
6	-13,7	-12,2	1,4	-12,7	1,0
7	-9,1	-10,4	1,2	-10,6	1,5
8	-10,4	-6,9	3,5	-4,7	5,6
9	-10,3	-11,3	1,1	-11,6	1,4
10	-7,4	-6,9	0,5	-7,0	0,4
11	-9,8	-9,9	0,1	-10,0	0,2
12	-9,6	-9,8	0,2	-10,0	0,4
13	-7,0	-6,9	0,1	-7,2	0,2
14	-9,7	-11,8	2,1	-12,0	2,3
15	-9,8	-11,8	2,0	-12,0	2,2
16	-10,3	-11,8	1,5	-12,0	1,7
17	-9,0	-9,6	0,6	-9,6	0,7
18	-10,5	-13,3	2,8	-13,5	3,0
19	-10,4	-13,3	2,9	-13,5	3,0
20	-8,4	-9,6	1,2	-9,9	1,5
21	-11,7	-14,4	2,7	-14,6	2,9
22	-11,8	-14,5	2,7	-14,6	2,8
23	-11,3	-14,5	3,2	-14,6	3,3
24	-7,2	1,2	8,4	0,7	7,9
25	-7,7	-1,9	5,8	-2,4	5,3
26	-8,6	-3,1	5,5	-3,5	5,2
27	-8,1	-0,2	7,9	-0,6	7,4
28	-8,1	-1,0	7,1	-1,5	6,6
29	-9,9	-5,6	4,3	-6,0	4,0
30	-8,7	-2,5	6,2	-2,9	5,8

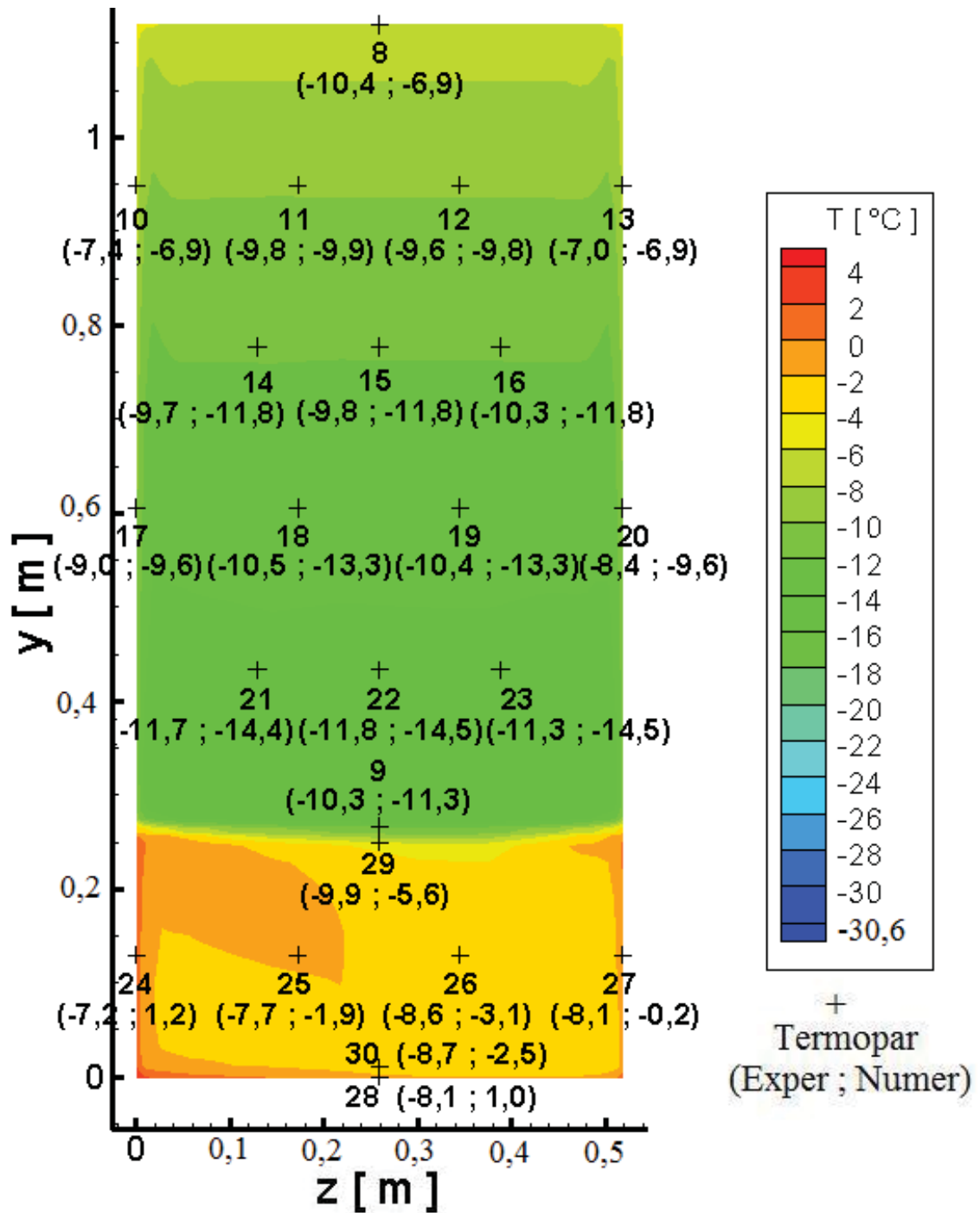
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 43 - (a) Comparação e (b) Diferença entre os resultados numéricos e experimentais com a gaveta para $T_{\infty} = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{\infty S} = -34,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T_e = -30,6\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 44 - Visualização da comparação entre os resultados numéricos e experimentais para $T_{\infty} = 23 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{\infty S} = -34,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_e = -30,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$ e $h_s = 0,005 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$,
 $h_d = h_e = h_f = h_t = h_i = 5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.



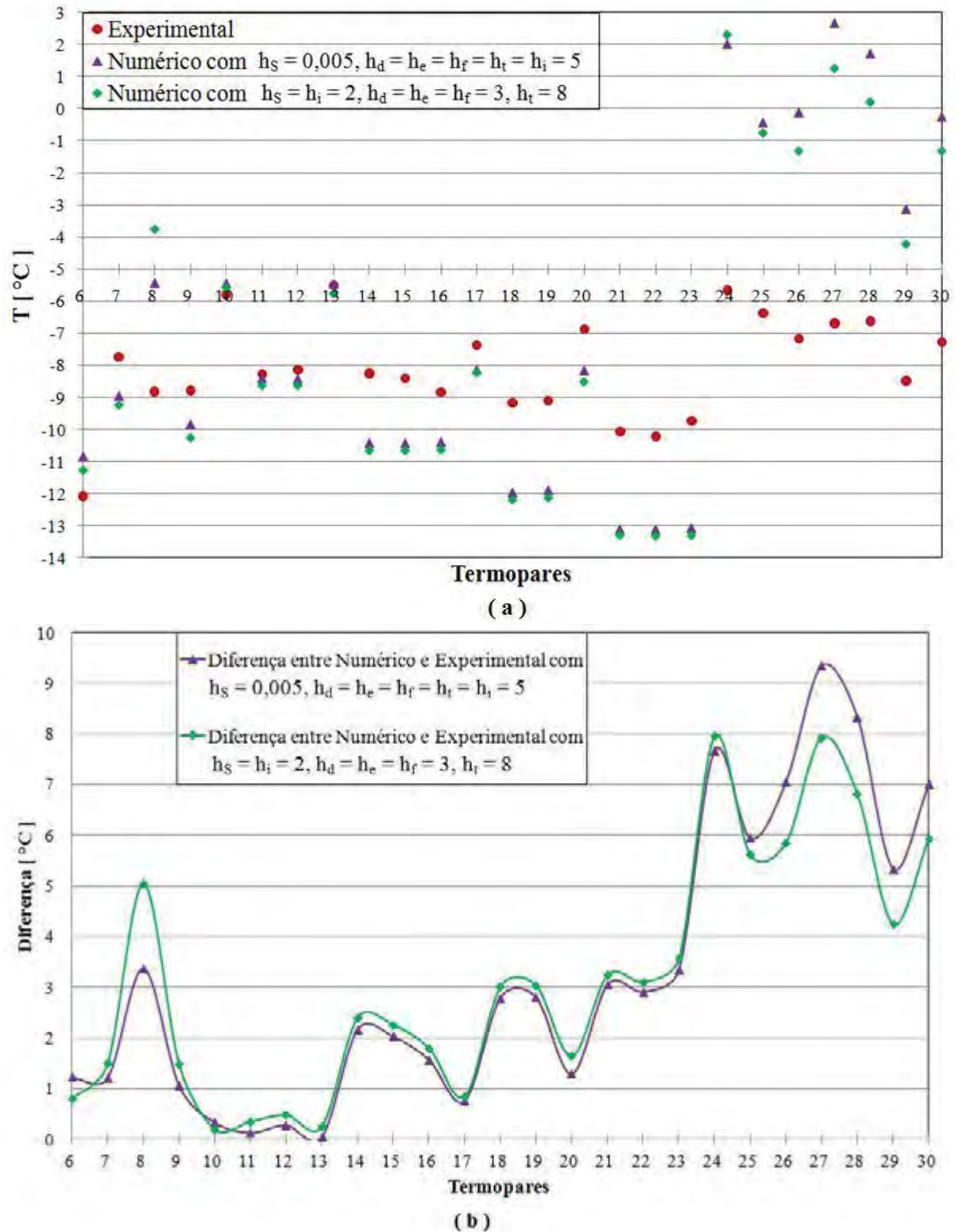
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 10 - Comparação entre os resultados numéricos e experimentais com a gaveta para $T_{\infty} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Termopar	Experimental $T_{\text{média}}$	Numérico $h_s = 0,005$ $W/(m^2K)$, h_d $= h_e = h_f = h_t$ $= h_i = 5$ $W/(m^2K)$	Diferença	Numérico $h_s = h_i = 2$ $W/(m^2K)$, h_d $= h_e = h_f = 3$ $W/(m^2K)$ e h_t $= 8\text{ }W/(m^2K)$	Diferença
6	-12,1	-10,8	1,2	-11,3	0,8
7	-7,7	-9,0	1,2	-9,2	1,5
8	-8,8	-5,4	3,4	-3,8	5,0
9	-8,8	-9,8	1,1	-10,3	1,5
10	-5,8	-5,5	0,3	-5,6	0,2
11	-8,3	-8,4	0,1	-8,6	0,4
12	-8,1	-8,4	0,3	-8,6	0,5
13	-5,5	-5,5	0,1	-5,8	0,3
14	-8,2	-10,4	2,2	-10,7	2,4
15	-8,4	-10,4	2,0	-10,7	2,3
16	-8,8	-10,4	1,6	-10,6	1,8
17	-7,4	-8,1	0,8	-8,2	0,8
18	-9,2	-12,0	2,8	-12,2	3,0
19	-9,1	-11,9	2,8	-12,1	3,0
20	-6,9	-8,2	1,3	-8,5	1,6
21	-10,1	-13,1	3,1	-13,3	3,2
22	-10,2	-13,1	2,9	-13,3	3,1
23	-9,7	-13,1	3,3	-13,3	3,6
24	-5,7	2,0	7,7	2,3	8,0
25	-6,4	-0,4	5,9	-0,8	5,6
26	-7,2	-0,1	7,1	-1,3	5,9
27	-6,7	2,7	9,4	1,2	7,9
28	-6,6	1,7	8,3	0,2	6,8
29	-8,5	-3,1	5,3	-4,2	4,3
30	-7,3	-0,3	7,0	-1,3	5,9

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 45 - (a) Comparação e (b) Diferença entre os resultados numéricos e experimentais com a gaveta para $T_{\infty} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{\infty S} = -33,1$ e $T_e = -29,5\text{ }^{\circ}\text{C}$.



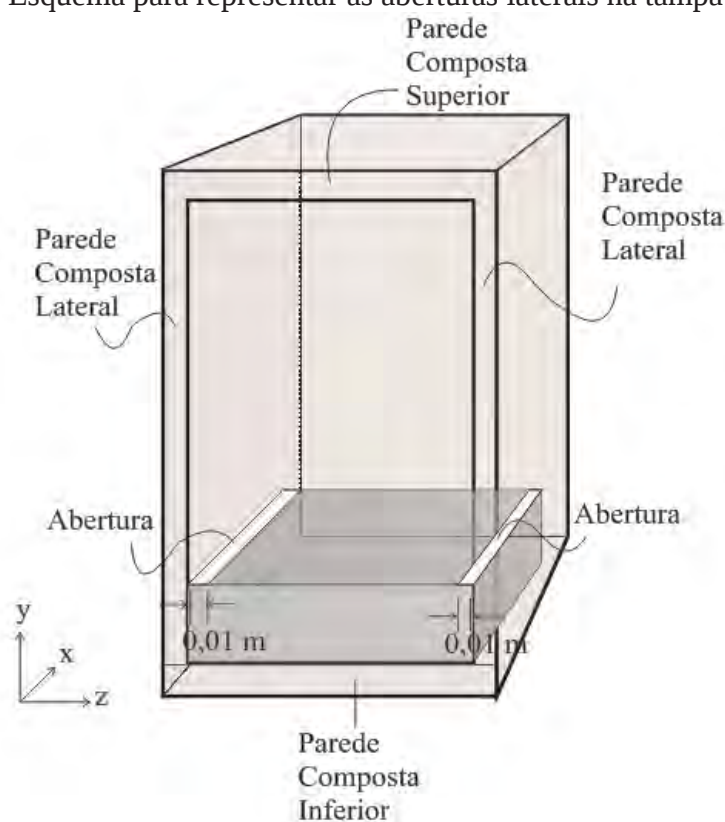
Fonte: Elaboração do próprio autor.

A fim de melhorar o modelo da gaveta do refrigerador, duas aberturas laterais foram inseridas na gaveta. Os resultados são apresentados a seguir.

c) Resultados para os testes com gaveta de verdura com abertura lateral

Aberturas laterais de aproximadamente 1 cm foram inseridas no modelo numérico da tampa da gaveta de verdura, no código computacional, com o objetivo de aproximar o modelo do caso real. O modelo geométrico utilizado para a obtenção dos resultados numéricos pode ser visto na Figura 46.

Figura 46 - Esquema para representar as aberturas laterais na tampa da gaveta.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Testes semelhantes foram realizados numericamente com esta nova condição. Foram utilizadas as duas temperaturas externas ($T_{\infty} = 23\text{ °C}$ e $T_{\infty} = 25\text{ °C}$) e os mesmos conjuntos de coeficientes de transferência de calor externos.

A Tabela 11 apresenta os resultados para a temperatura externa de 23 °C , para os dois conjuntos de coeficientes de transferência de calor externos.

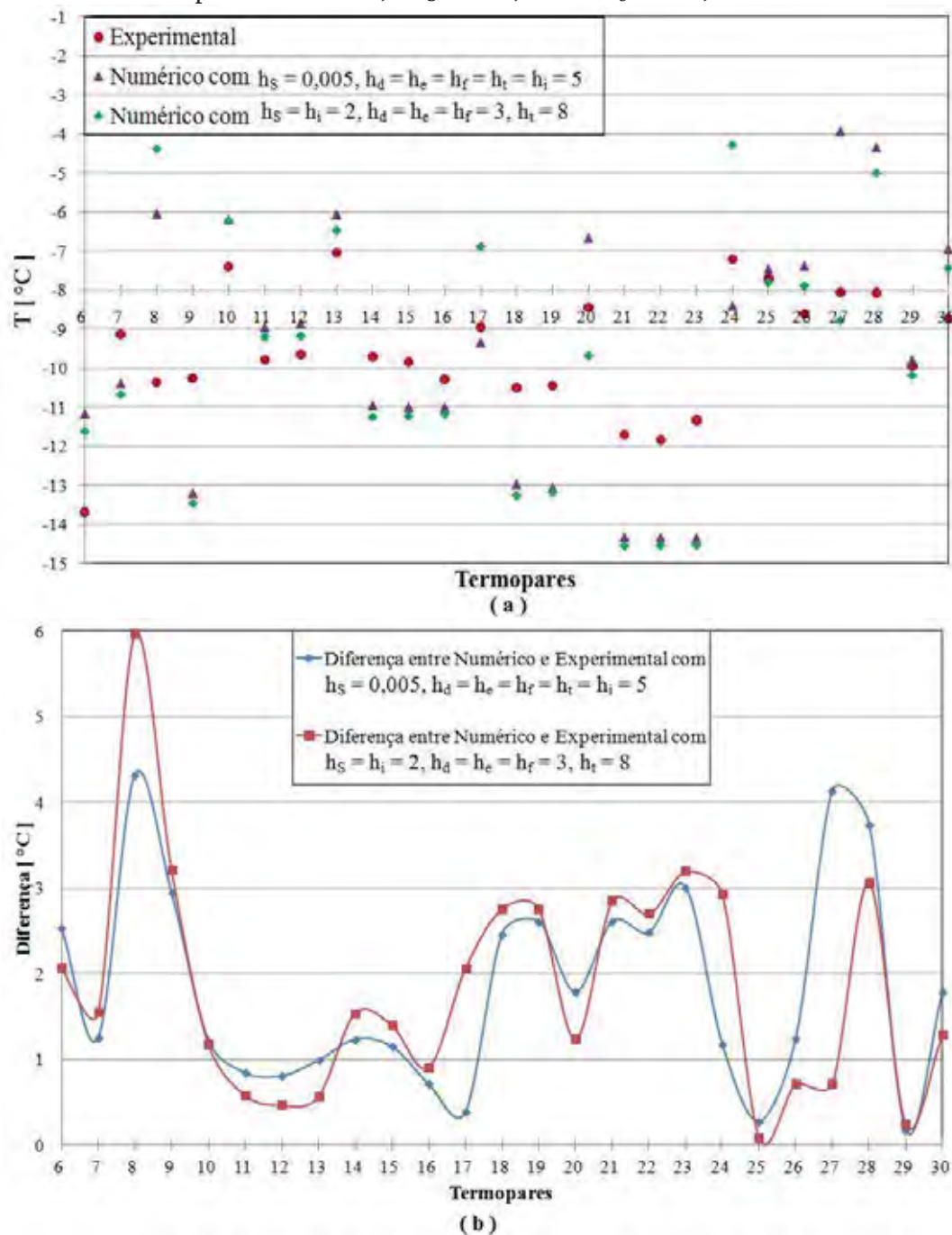
Tabela 11 - Comparação entre os resultados numéricos e experimentais com abertura na gaveta para $T_{\infty} = 23^{\circ}\text{C}$.

Termopar	Experimental $T_{\text{média}}$	Numérico $h_s = 0,005$ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$, h_d $= h_e = h_f = h_t$ $= h_i = 5$ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	Diferença	Numérico $h_s = h_i = 2$ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$, h_d $= h_e = h_f = 3$ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ e h_t $= 8 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$	Diferença
6	-13,7	-11,2	2,5	-11,6	2,1
7	-9,1	-10,4	1,2	-10,7	1,5
8	-10,4	-6,0	4,3	-4,4	6,0
9	-10,3	-13,2	2,9	-13,5	3,2
10	-7,4	-6,2	1,2	-6,2	1,2
11	-9,8	-8,9	0,8	-9,2	0,6
12	-9,6	-8,8	0,8	-9,2	0,5
13	-7,0	-6,1	1,0	-6,5	0,6
14	-9,7	-10,9	1,2	-11,3	1,5
15	-9,8	-11,0	1,1	-11,2	1,4
16	-10,3	-11,0	0,7	-11,2	0,9
17	-9,0	-9,3	0,4	-6,9	2,1
18	-10,5	-13,0	2,5	-13,3	2,8
19	-10,4	-13,0	2,6	-13,2	2,8
20	-8,4	-6,7	1,8	-9,7	1,2
21	-11,7	-14,3	2,6	-14,6	2,8
22	-11,8	-14,3	2,5	-14,5	2,7
23	-11,3	-14,3	3,0	-14,5	3,2
24	-7,2	-8,4	1,2	-4,3	2,9
25	-7,7	-7,5	0,3	-7,8	0,1
26	-8,6	-7,4	1,2	-7,9	0,7
27	-8,1	-3,9	4,1	-8,8	0,7
28	-8,1	-4,3	3,7	-5,0	3,1
29	-9,9	-9,8	0,2	-10,2	0,2
30	-8,7	-6,9	1,8	-7,4	1,3

Fonte: Elaboração do próprio autor.

A Figura 47 apresenta os mesmos dados na forma gráfica. Observa-se um pequeno aumento na diferença de temperatura entre os resultados numéricos e experimentais na região do gabinete, em torno de $1,9\text{ }^{\circ}\text{C}$, porém no interior da gaveta esta discrepância diminuiu consideravelmente. Como esperado, a diferença dos resultados para distintos coeficientes de transferência de calor externos foi insignificante.

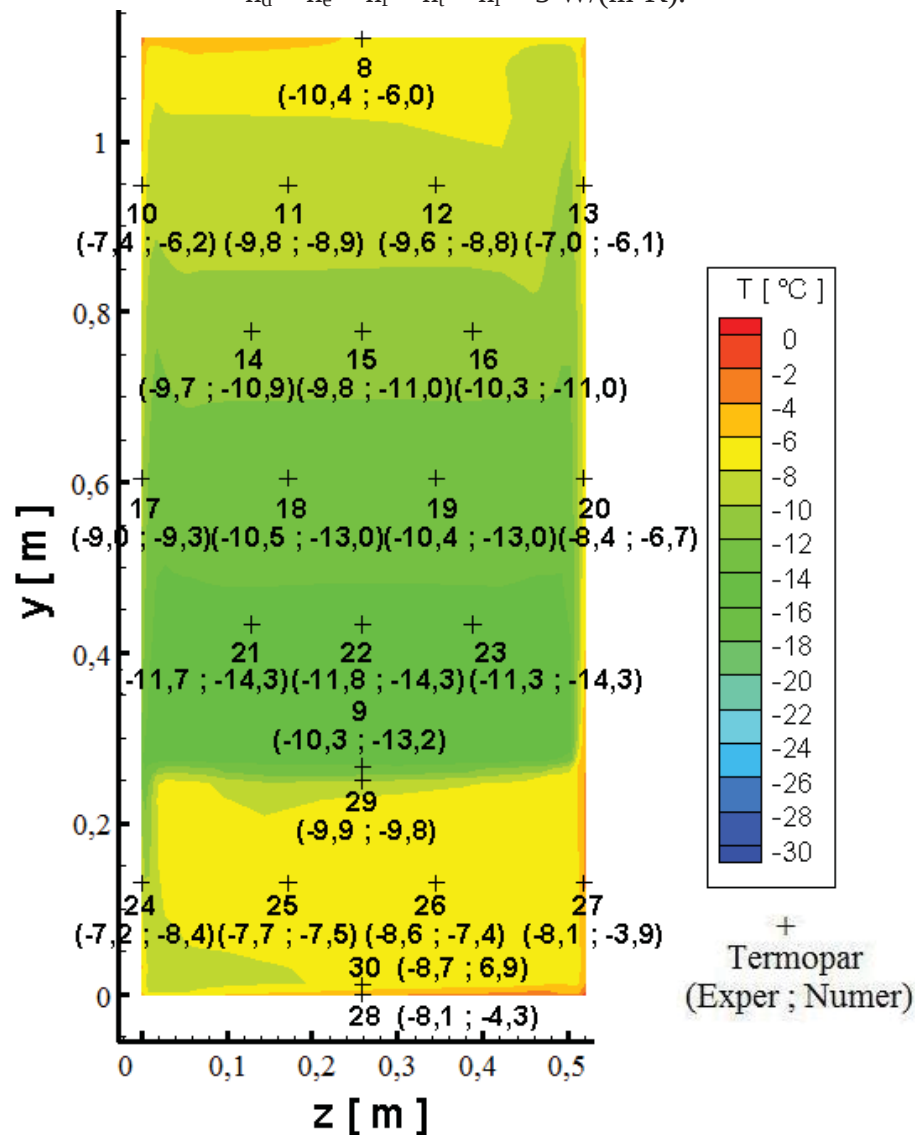
Figura 47 - (a) Comparação e (b) Diferença entre os resultados numéricos e experimentais para $T_{\infty} = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{\infty S} = -34,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T_e = -30,6\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A Figura 48 apresenta os mesmos resultados em suas posições no interior do gabinete para $h_s=0,005 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $h_d=h_e=h_f=h_t=h_i=5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ para melhor compreensão e análise dos dados.

Figura 48 - Visualização da comparação entre os resultados numéricos e experimentais para $T_\infty = 23 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{\infty S} = -34,1 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_e = -30,6 \text{ }^\circ\text{C}$ e $h_s = 0,005 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $h_d = h_e = h_f = h_t = h_i = 5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

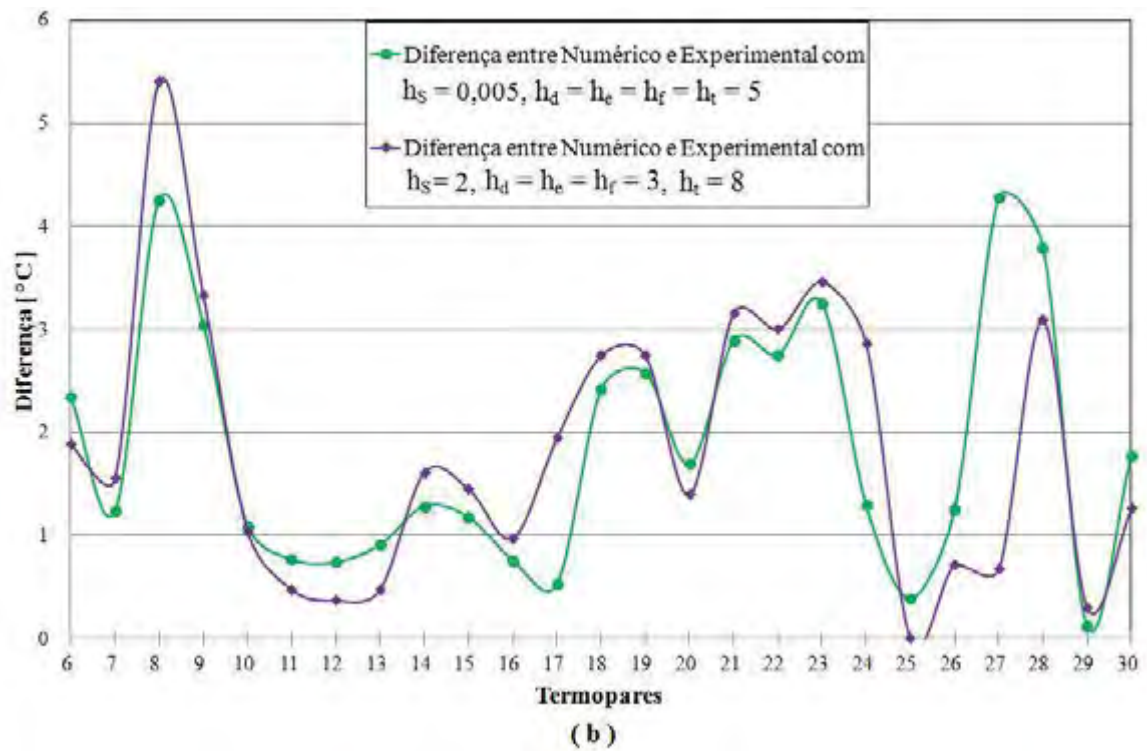
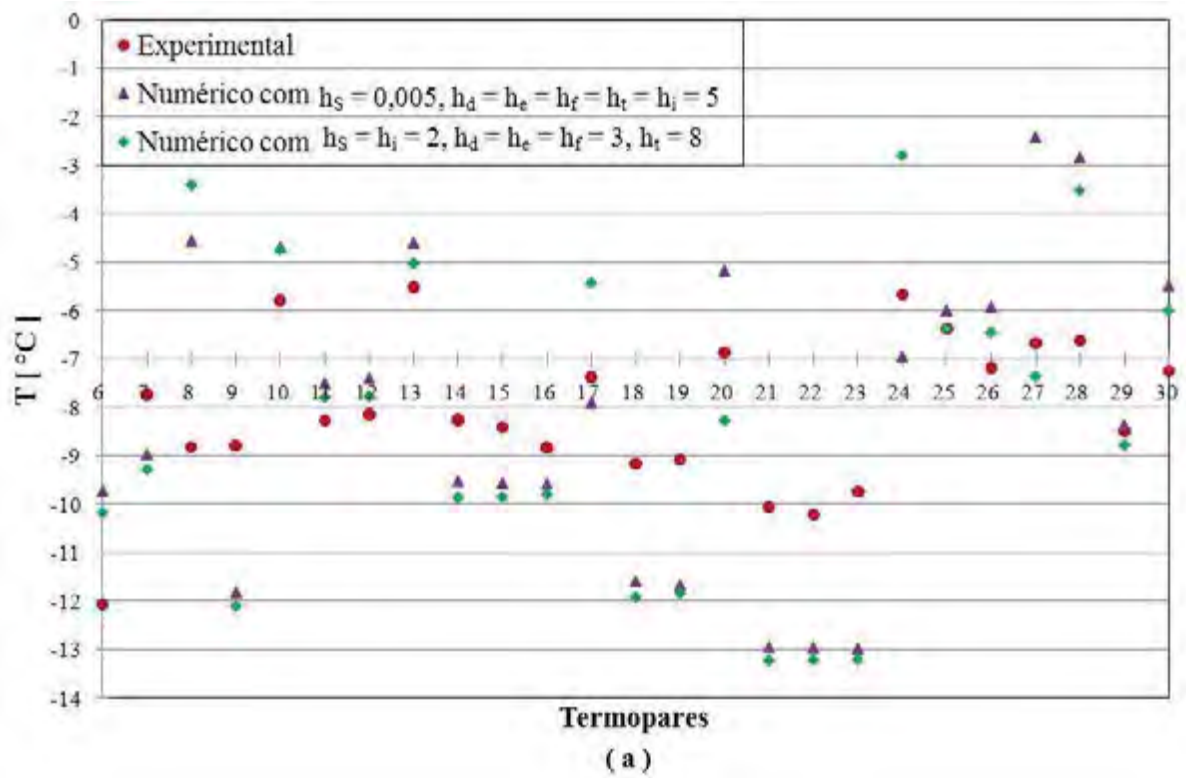
Resultados similares foram obtidos para temperatura externa de $25 \text{ }^\circ\text{C}$. A Tabela 12 e a Figura 49 apresentam os resultados numéricos e experimentais.

Tabela 12 - Comparação entre os resultados numéricos e experimentais com abertura na gaveta para $T_{\infty} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Termopar	Experimental $T_{\text{média}}$	Numérico $h_s = 0,005$ $W/(m^2K)$, h_d $= h_e = h_f = h_t$ $= h_i = 5$ $W/(m^2K)$	Diferença	Numérico $h_s = h_i = 2$ $W/(m^2K)$, h_d $= h_e = h_f = 3$ $W/(m^2K)$ e h_t $= 8\text{ } W/(m^2K)$	Diferença
6	-12,1	-9,7	2,3	-10,2	1,9
7	-7,7	-9,0	1,2	-9,3	1,6
8	-8,8	-4,6	4,2	-3,4	5,4
9	-8,8	-11,8	3,0	-12,1	3,3
10	-5,8	-4,7	1,1	-4,8	1,0
11	-8,3	-7,5	0,8	-7,8	0,5
12	-8,1	-7,4	0,7	-7,8	0,4
13	-5,5	-4,6	0,9	-5,0	0,5
14	-8,2	-9,5	1,3	-9,9	1,6
15	-8,4	-9,6	1,2	-9,9	1,5
16	-8,8	-9,6	0,8	-9,8	1,0
17	-7,4	-7,9	0,5	-5,4	1,9
18	-9,2	-11,6	2,4	-11,9	2,7
19	-9,1	-11,7	2,6	-11,8	2,7
20	-6,9	-5,2	1,7	-8,3	1,4
21	-10,1	-13,0	2,9	-13,2	3,2
22	-10,2	-13,0	2,8	-13,2	3,0
23	-9,7	-13,0	3,2	-13,2	3,5
24	-5,7	-7,0	1,3	-2,8	2,9
25	-6,4	-6,0	0,4	-6,4	0,0
26	-7,2	-5,9	1,3	-6,5	0,7
27	-6,7	-2,4	4,3	-7,4	0,7
28	-6,6	-2,8	3,8	-3,5	3,1
29	-8,5	-8,4	0,1	-8,8	0,3
30	-7,3	-5,5	1,8	-6,0	1,3

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 49 - (a) Comparação e (b) Diferença entre os resultados numéricos e experimentais para $T_{\infty} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{\infty S} = -33,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T_e = -29,5\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Discrepâncias entre os resultados numéricos e experimentais foram observadas para as temperaturas externas ($T_{\infty} = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T_{\infty} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$), com um desvio máximo absoluto de $6\text{ }^{\circ}\text{C}$ para a temperatura externa $T_{\infty} = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$ e desvio máximo absoluto de $5,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ para a temperatura externa $T_{\infty} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$, ambas no topo do refrigerador (termopar 8) e para o conjunto de coeficientes de transferência de calor externos de $h_s=h_i=2\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $h_d=h_e=h_f=3\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ e $h_t=8\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.

Nas outras regiões do gabinete esta discrepância entre os dados experimentais e numéricos foi menor, com uma diferença de temperatura na média de $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ para ambas as temperaturas externas e coeficientes de transferências de calor externos. Além disso, no interior da gaveta de verduras os resultados se mostraram melhores com as aberturas laterais na tampa da gaveta.

No próximo capítulo, será realizada uma análise numérica da convecção natural no interior do gabinete com o objetivo de avaliar a influência da temperatura e posicionamento do evaporador nos campos de temperatura e de velocidade.

CAPÍTULO 5- Análise Numérica da Convecção Natural no Gabinete de um Refrigerador Doméstico

5.1 Introdução

Neste capítulo, realiza-se uma análise numérica do problema de convecção natural no interior do gabinete de um refrigerador doméstico estático. O escoamento tridimensional é produzido por uma superfície interna resfriada, que faz o papel do evaporador do refrigerador.

A análise é efetuada para três configurações do gabinete. Uma delas considera o gabinete sem a gaveta de verdura. Uma segunda configuração, mais realista, faz a análise do problema com a presença da gaveta de verdura na parte inferior do gabinete, sem, entretanto, considerar as aberturas laterais para passagem do ar existentes na gaveta. A terceira configuração, mais completa, considera a gaveta com as aberturas laterais.

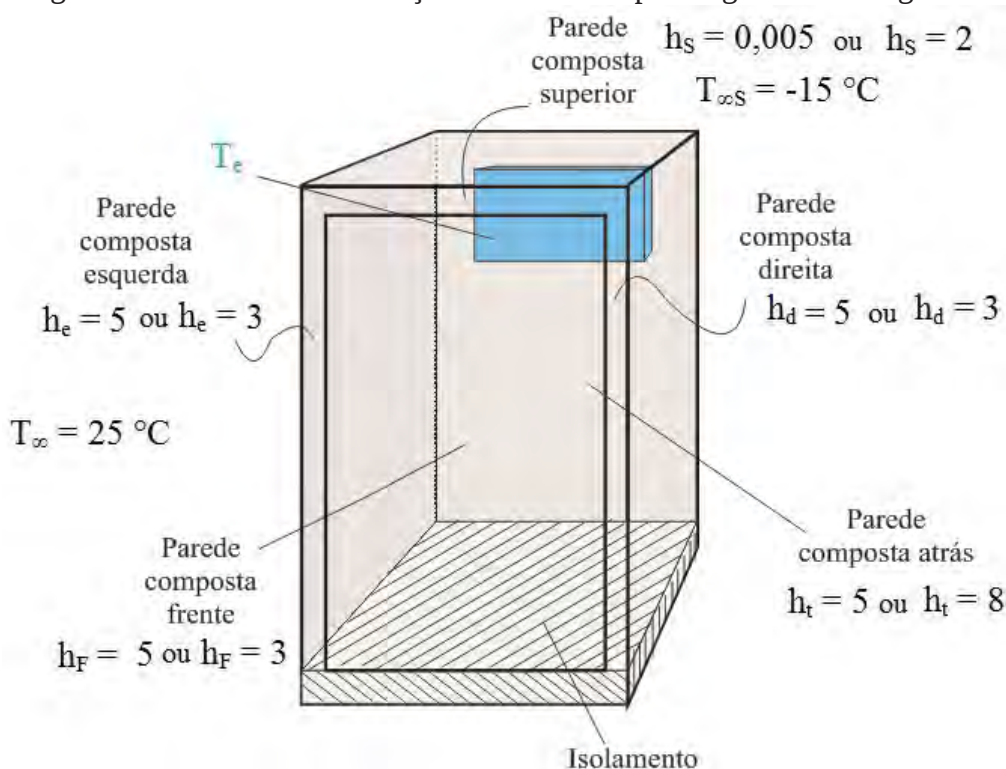
O modelo geométrico e as condições de contorno são idênticos àqueles utilizados no capítulo anterior.

O objetivo da análise é avaliar a influência da temperatura e posicionamento do evaporador nos campos de temperatura e velocidade do escoamento. Com isso, podem-se identificar melhores condições de operação do sistema de refrigeração, assim como melhores condições de utilização do espaço interno por parte dos usuários.

5.2 Gabinete sem gaveta de verdura

O modelo geométrico e as condições de contorno são mostrados na Figura 50. Inicialmente realizaram-se testes de malha para determinar a malha mais adequada para as análises, considerando a qualidade dos resultados e o tempo computacional.

Figura 50 - Geometria e condições de contorno para o gabinete sem gaveta.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

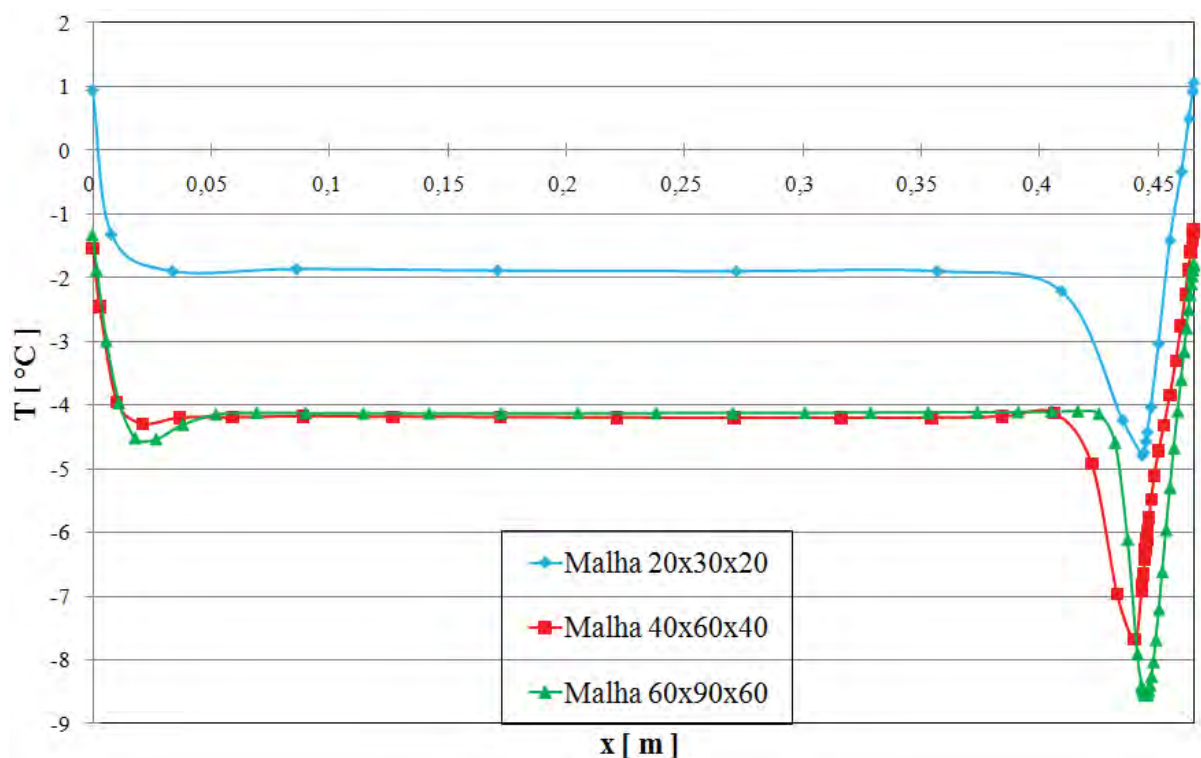
A Tabela 13 apresenta a capacidade de refrigeração para uma temperatura do evaporador, $T_e = -15\text{ °C}$ (temperatura real de funcionamento do refrigerador), considerando três malhas e o seguinte conjunto de coeficiente de transferência de calor $h_s=2\text{ W/(m}^2\text{K)}$, $h_d=h_e=h_f=3\text{ W/(m}^2\text{K)}$ e $h_t=8\text{ W/(m}^2\text{K)}$. A Figura 51 complementa a Tabela 13, mostrando o comportamento da temperatura na direção x com o refinamento da malha.

Tabela 13 - Teste de malha para gabinete sem gaveta e $T_e = -15\text{ °C}$.

Malha	$\dot{Q}_{entra}$ [W]	$\dot{Q}_{sai}$ [W]	Diferença entre os fluxos ($\dot{Q}_{entra} - \dot{Q}_{sai}$)	Erro Relativo $\dot{Q}_{entra}$ (%)	Erro Relativo $\dot{Q}_{sai}$ (%)	Tempo de simulação (aproximado)
20x30x20	12,7051	12,6738	10^{-2}	-	-	1 dia
40x60x40	14,0166	13,9841	10^{-2}	9,3	9,3	2 dias
60x90x60	14,0170	13,9843	10^{-2}	0,002	0,001	10 dias

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 51 - Distribuição da temperatura para teste de independência de malha para $T_e = -15\text{ °C}$ em $y = 0,4\text{ m}$ e $z = 0,3\text{ m}$.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

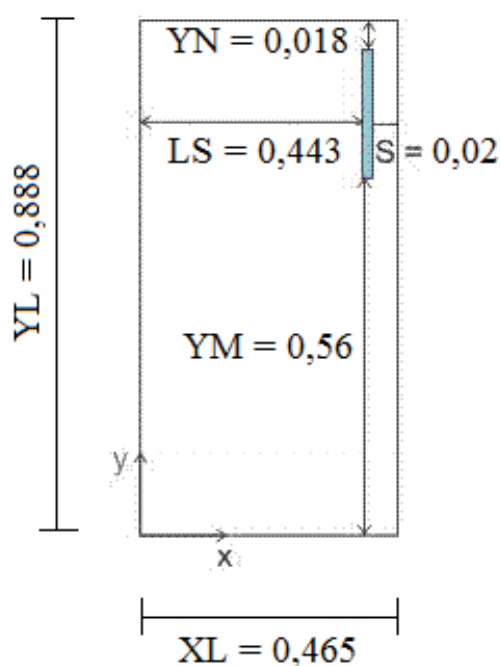
Em função dos resultados obtidos, escolheu-se a malha 40x60x40 para a obtenção de todos os resultados, visto que não houve variação significativa da capacidade de refrigeração e distribuição de temperatura em relação à malha mais refinada de 60 x 90 x 60, com um tempo de computação aceitável.

Depois de realizado o teste de independência de malha, a influência da posição do evaporador dentro do gabinete na distribuição da temperatura foi analisada para a temperatura no evaporador de $T_e = -15\text{ °C}$.

O número de Rayleigh foi calculado baseado na altura do evaporador e na diferença de temperatura entre a temperatura do evaporador e a temperatura interna média do refrigerador, fornecendo um valor de $Ra = 4,0 \times 10^7$, significando que o escoamento pode ser considerado como sendo laminar. Resultado para número de Rayleigh semelhante, também baseado na altura do evaporador, foi usado por Laguerre e Flick (2004), com $Ra = 2,0 \times 10^7$.

A Figura 52 mostra o posicionamento original do evaporador no plano xy para $z = 0,259$ m. A Tabela 14 mostra os oito novos posicionamentos do evaporador e as Figuras 53, 54 e 55 mostram os campos de temperatura para as nove posições, quando o conjunto de coeficiente de transferência de calor $h_s=2$ W/(m²K), $h_d=h_e=h_f=3$ W/(m²K) e $h_t=8$ W/(m²K) (conjunto 1) é usado.

Figura 52 - Dimensões [m] do gabinete sem a gaveta de verdura para $z = 0,259$ m.



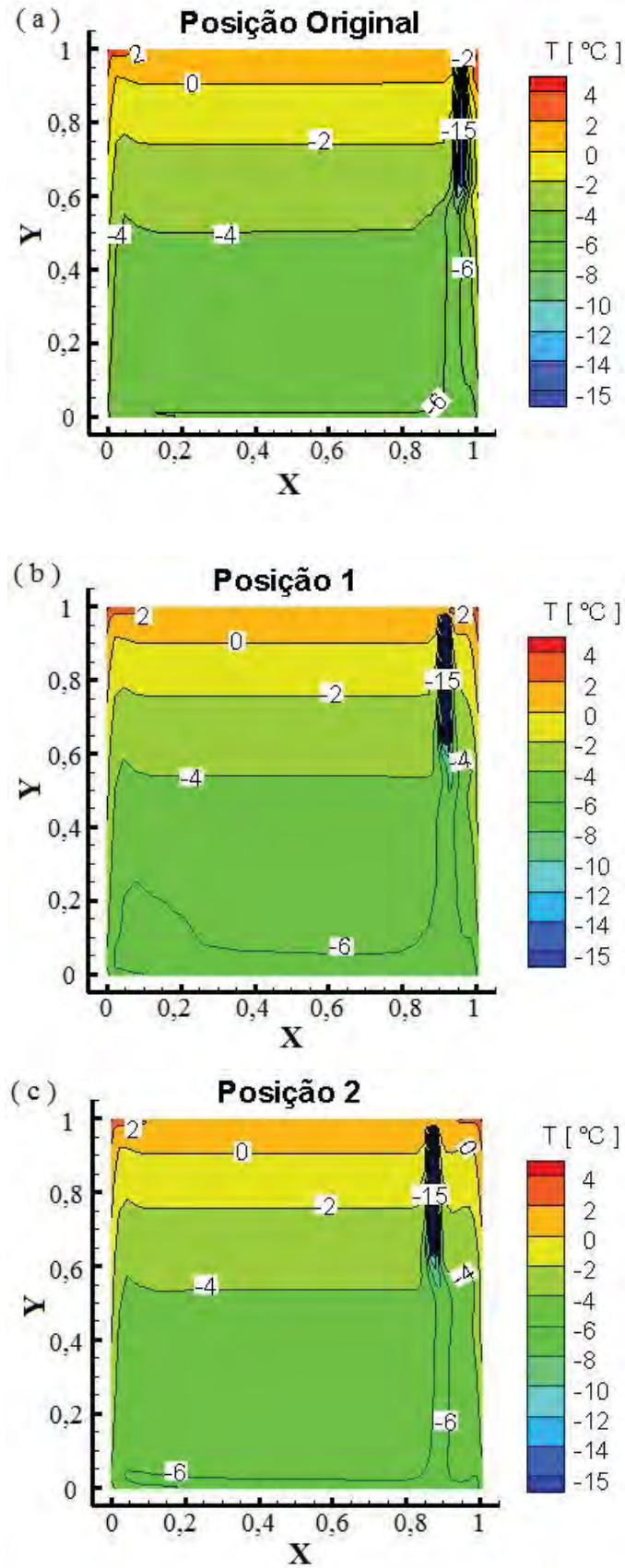
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 14 - Dimensões para os posicionamentos do evaporador, para $z = 0,259$ m.

Posições	LS [m]	YM [m]
Original	0,443	0,560
1	0,423	0,560
2	0,403	0,560
3	0,443	0,405
4	0,423	0,405
5	0,403	0,405
6	0,443	0,250
7	0,423	0,250
8	0,403	0,250

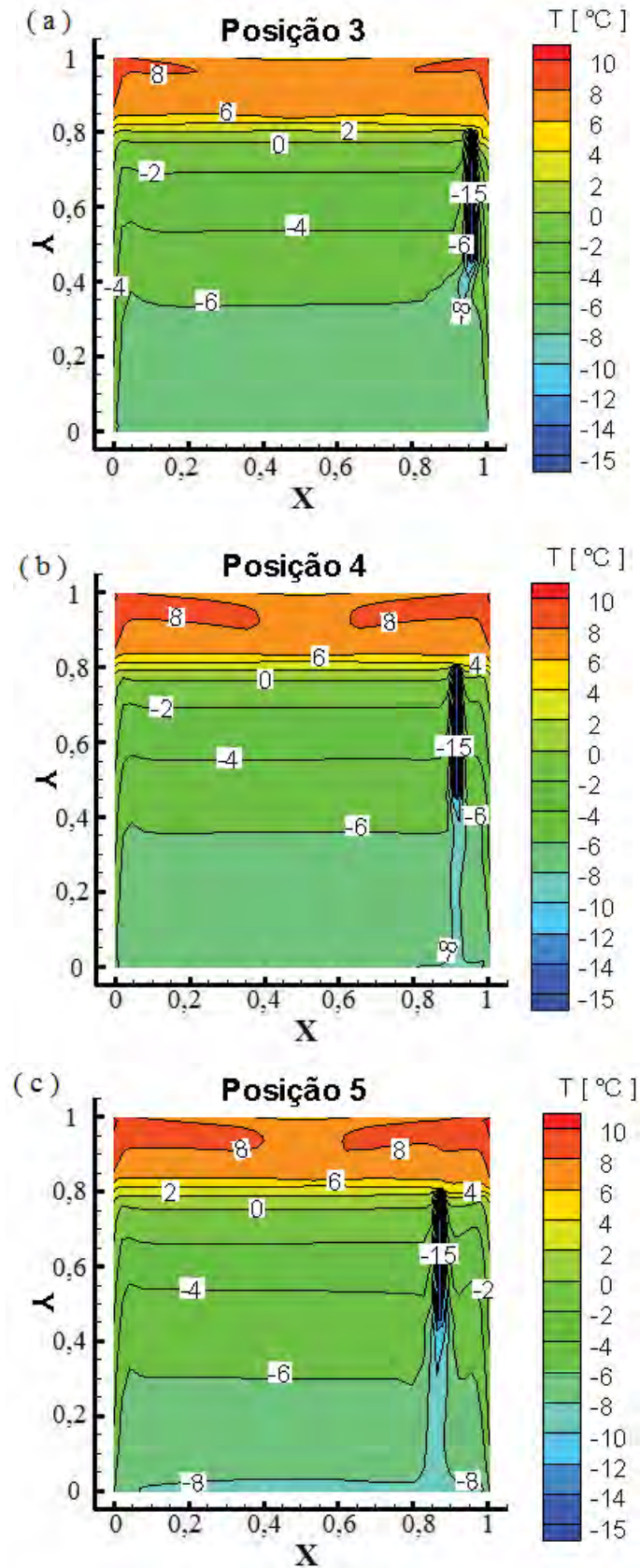
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 53 - Linhas isotérmicas para $T_e = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $Z = 0,5\text{ m}$ e conjunto 1 de coeficientes de transferência de calor (a) posição original, (b) posição 1 e (c) posição 2.



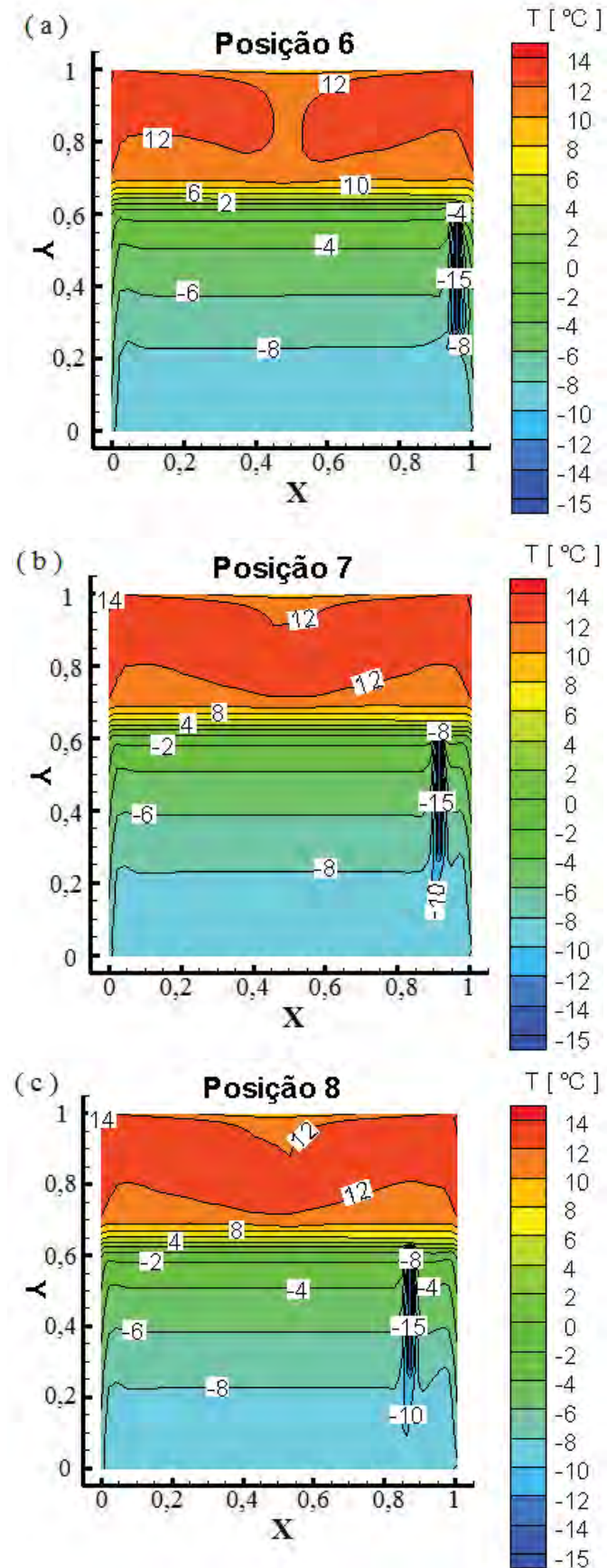
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 54 - Linhas isotérmicas para $T_e = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $Z = 0,5\text{ m}$ e conjunto 1 de coeficientes de transferência de calor (a) posição 3, (b) posição 4 e (c) posição 5.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

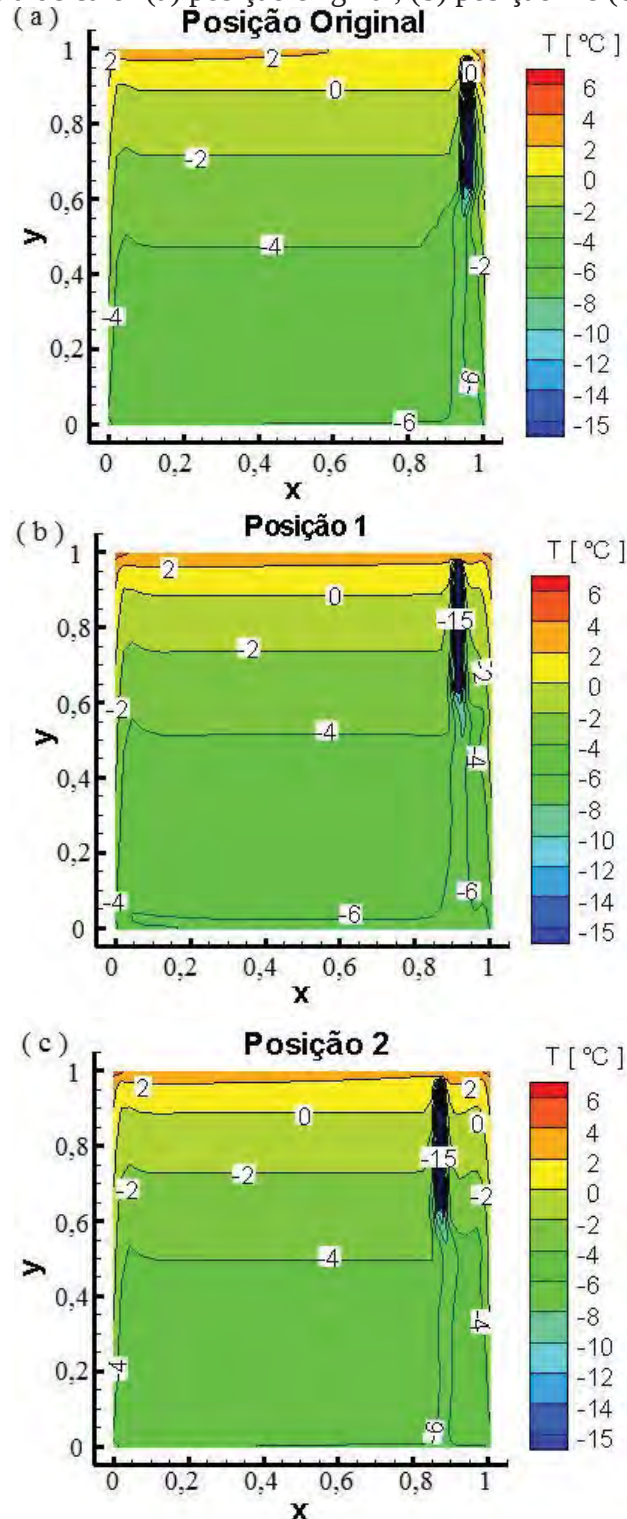
Figura 55 - Linhas isotérmicas para $T_e = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $Z = 0,5\text{ m}$ e conjunto 1 de coeficientes de transferência de calor (a) posição 6, (b) posição 7 e (c) posição 8.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

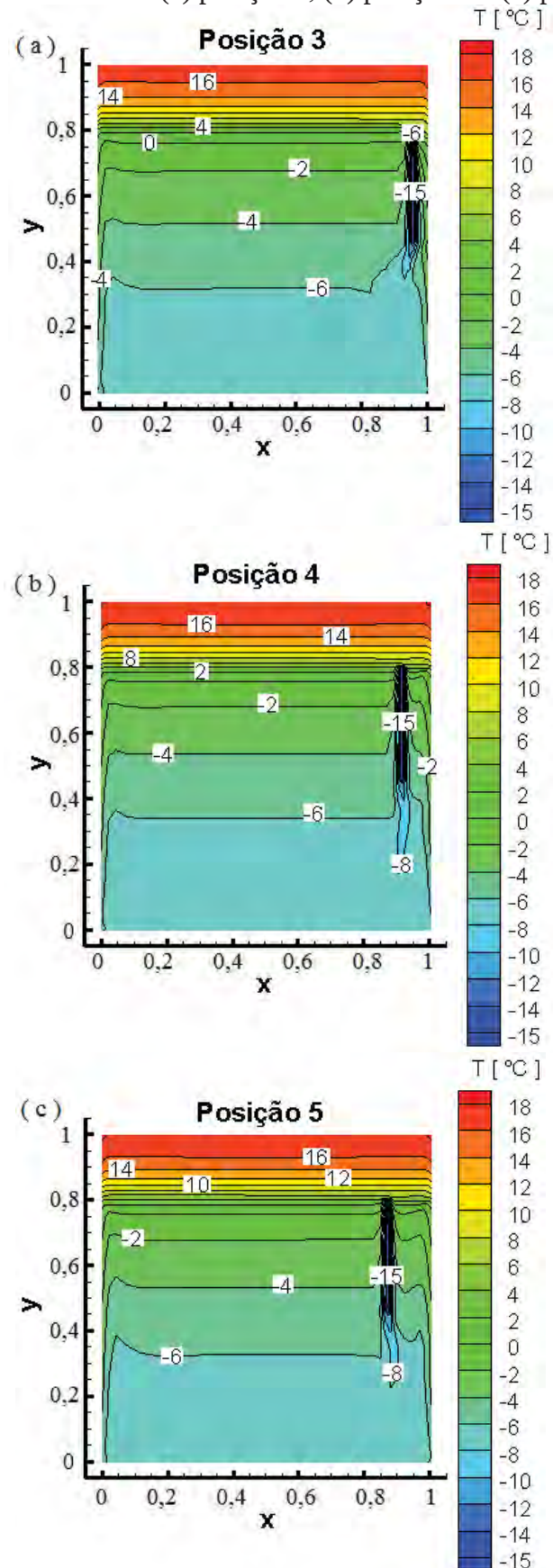
Os nove posicionamentos do evaporador também foram testados para o conjunto de coeficiente de transferência de calor $h_s=0,005 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $h_d=h_e=h_f=h_t=5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ (conjunto 2). As Figuras 56, 57 e 58 mostram os campos de temperatura obtidos.

Figura 56 - Linhas isotérmicas para $T_e = -15 \text{ °C}$, $Z = 0,5 \text{ m}$ e conjunto 2 de coeficientes de transferência de calor (a) posição original, (b) posição 1 e (c) posição 2.



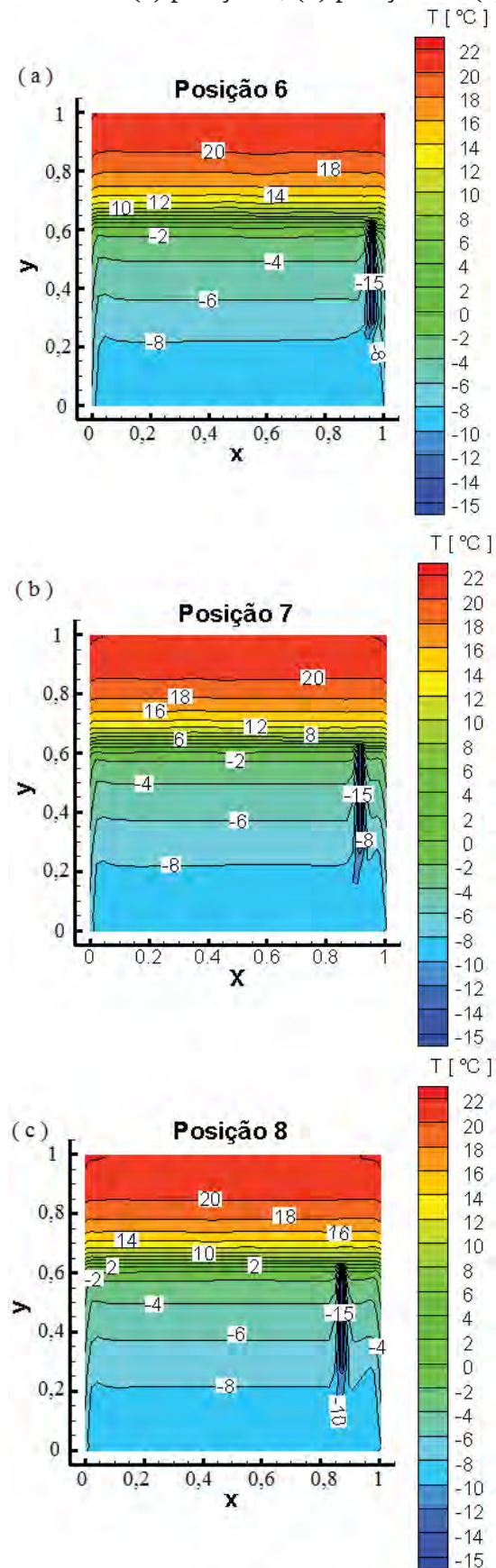
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 57 - Linhas isotérmicas para $T_e = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $Z = 0,5\text{ m}$ e conjunto 2 de coeficientes de transferência de calor (a) posição 3, (b) posição 4 e (c) posição 5.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 58 - Linhas isotérmicas para $T_e = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $Z = 0,5$ e conjunto 2 de coeficientes de transferência de calor (a) posição 6, (b) posição 7 e (c) posição 8.



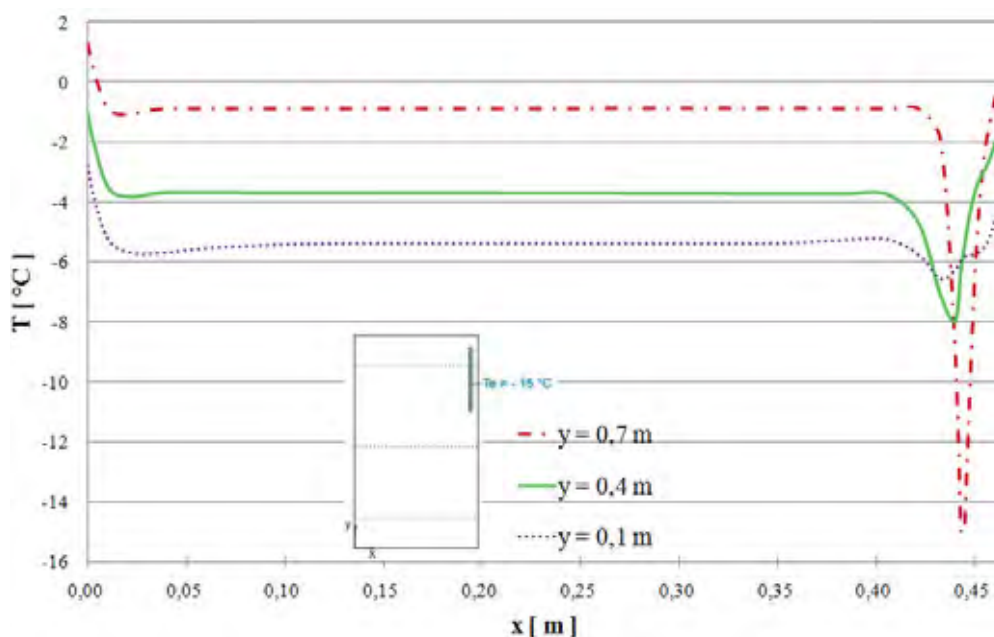
Fonte: Elaboração do próprio autor.

A posição horizontal do evaporador não muda significativamente os campos de temperatura em ambos os conjuntos de coeficientes de transferência de calor. Entretanto, a posição vertical tem um papel importante na distribuição da temperatura. Para o primeiro conjunto de coeficientes de transferência de calor (conjunto 1), a temperatura média no topo do gabinete aumenta de 2 °C para 8 °C e depois para 12 °C, quando a posição do evaporador é alterada na direção do fundo do gabinete. Para o segundo conjunto de coeficientes de transferência de calor (conjunto 2) a temperatura média aumenta de 2 para 16 °C e depois para 20 °C. Por outro lado, a temperatura média no fundo do gabinete não é modificada na mesma proporção, diminuindo de no mínimo -6 °C para -8 °C para os dois conjuntos de coeficientes de transferência de calor.

Analisando os resultados para os dois conjuntos de coeficiente de transferência de calor, observa-se que a temperatura no topo do gabinete é sempre maior para o segundo conjunto de coeficientes de transferência de calor. Isto ocorre devido ao menor valor do coeficiente de transferência na parede superior ($h_s=0,005 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$), que divide o gabinete do espaço do *freezer*, que está numa temperatura de -15 °C.

Perfis de temperatura na direção x, para três posições verticais y e z = 0,22 m, são mostrados na Figura 59 para o evaporador na posição original, $T_e = -15 \text{ °C}$ e conjunto 1 de coeficientes de transferência de calor.

Figura 59 - Distribuição da temperatura na direção x para $T_e = -15\text{ °C}$ e $z = 0,22\text{ m}$.

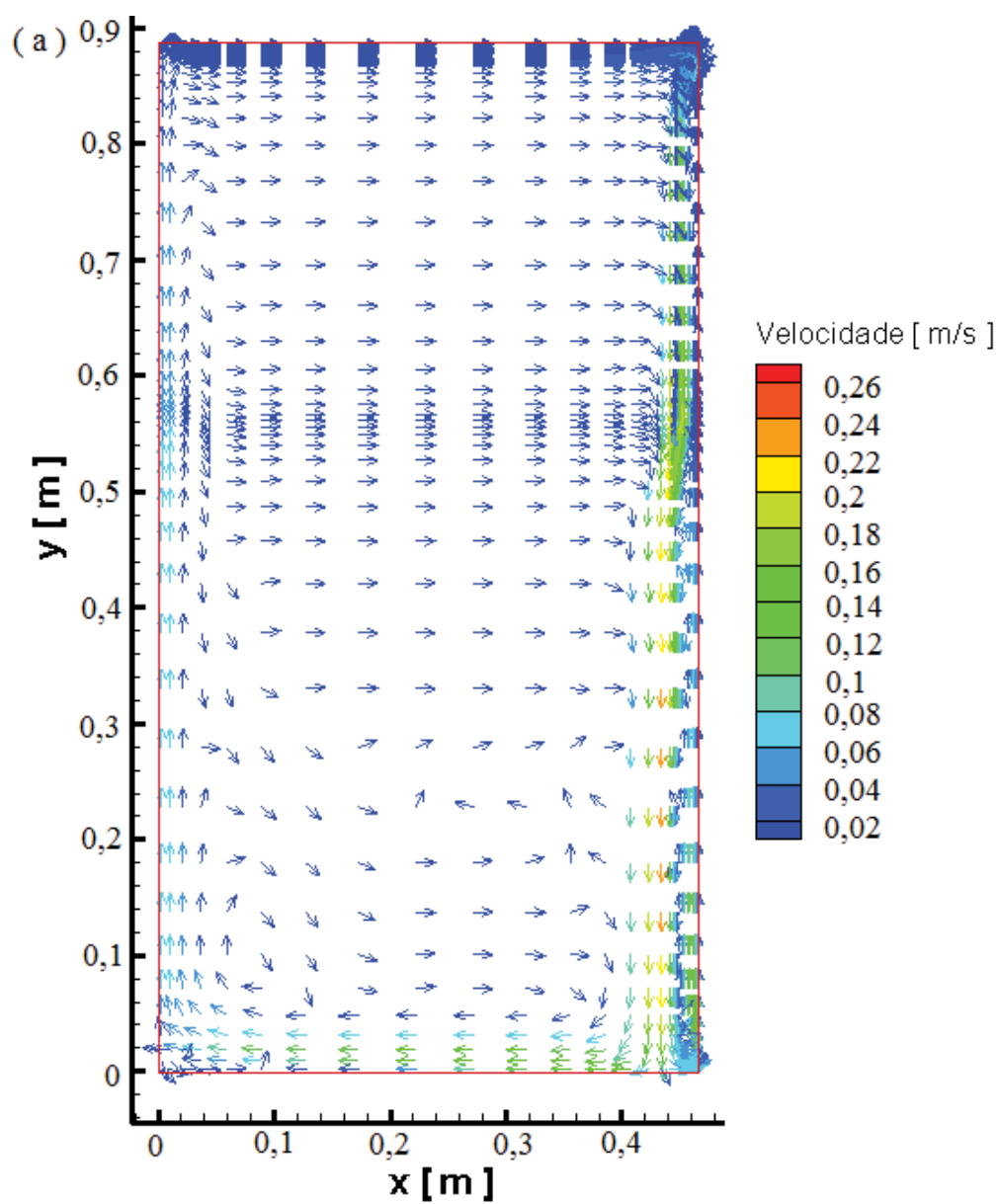


Fonte: Elaboração do próprio autor.

Como esperado, para $y = 0,7\text{ m}$ (na região do evaporador) é observado o menor valor de temperatura próximo ao evaporador. Entretanto, quando y diminui para 0,4 e para 0,1 m, a temperatura próximo da região do evaporador aumenta, enquanto que afastado do evaporador, numa mesma altura, a temperatura diminui devido à recirculação do escoamento causada pelo processo de transferência de calor.

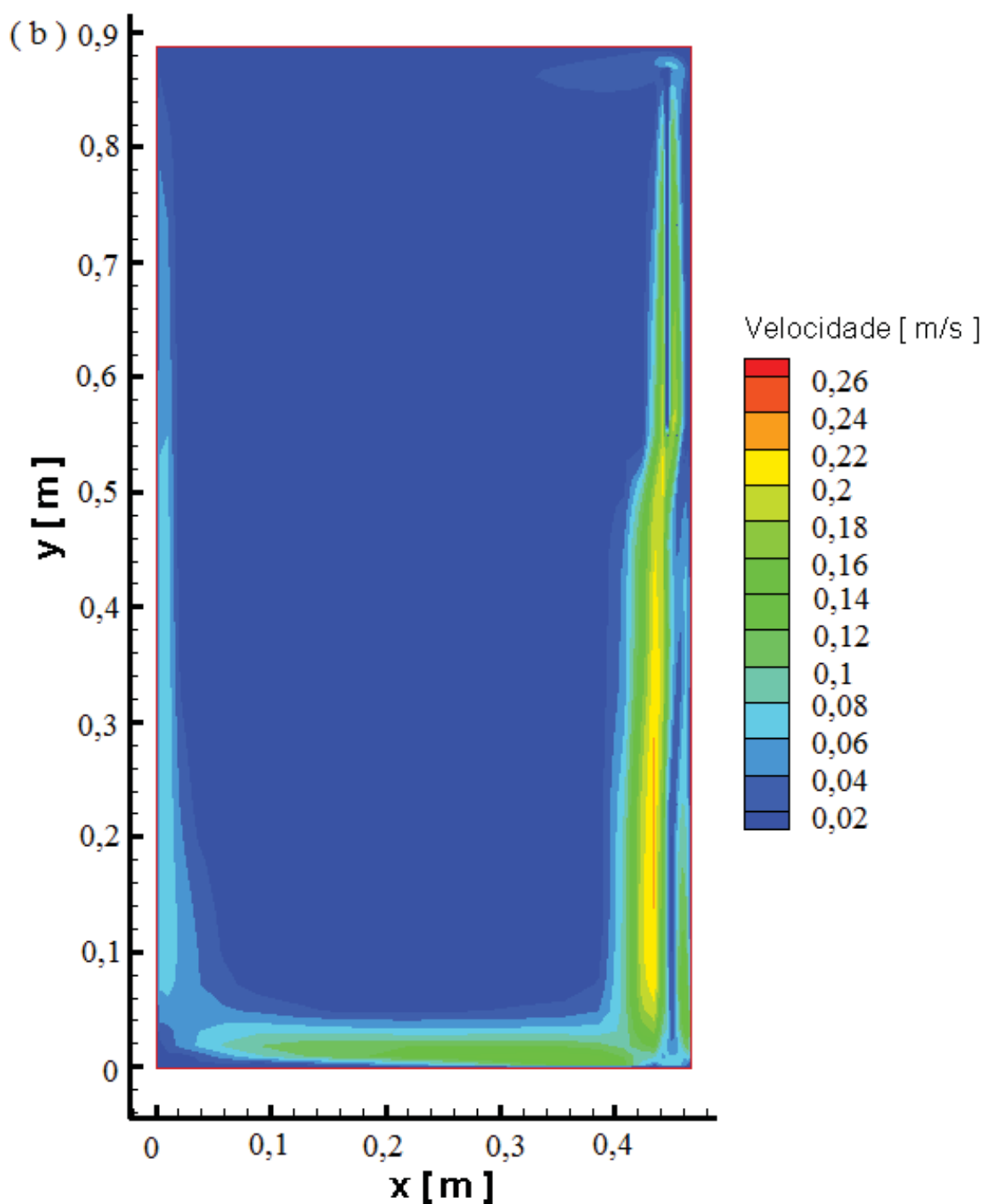
Os vetores e as magnitudes das velocidades podem ser observados na Figura 60(a) e (b), respectivamente. É possível observar duas grandes regiões de recirculação que controlam o processo de transferência de calor, uma recirculação menor no topo do gabinete e uma grande recirculação na região inferior do gabinete. Este fenômeno também foi observado no estudo numérico de Amara et al. (2008). Na Figura 60(b) nota-se que a presença do evaporador produz velocidades elevadas próximo à parede direita (aproximadamente 0,24 m/s), logo abaixo do evaporador. Esta velocidade vai diminuindo à medida que o escoamento contorna a parede inferior, atingindo cerca de 0,1 m/s próximo à parede esquerda. Na região central do gabinete o fluido encontra-se praticamente estacionário.

Figura 60 - Campos de velocidades para $T_e = -15\text{ °C}$ e $z = 0,259\text{ m}$ (a) vetor velocidade e (b) magnitude da velocidade.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

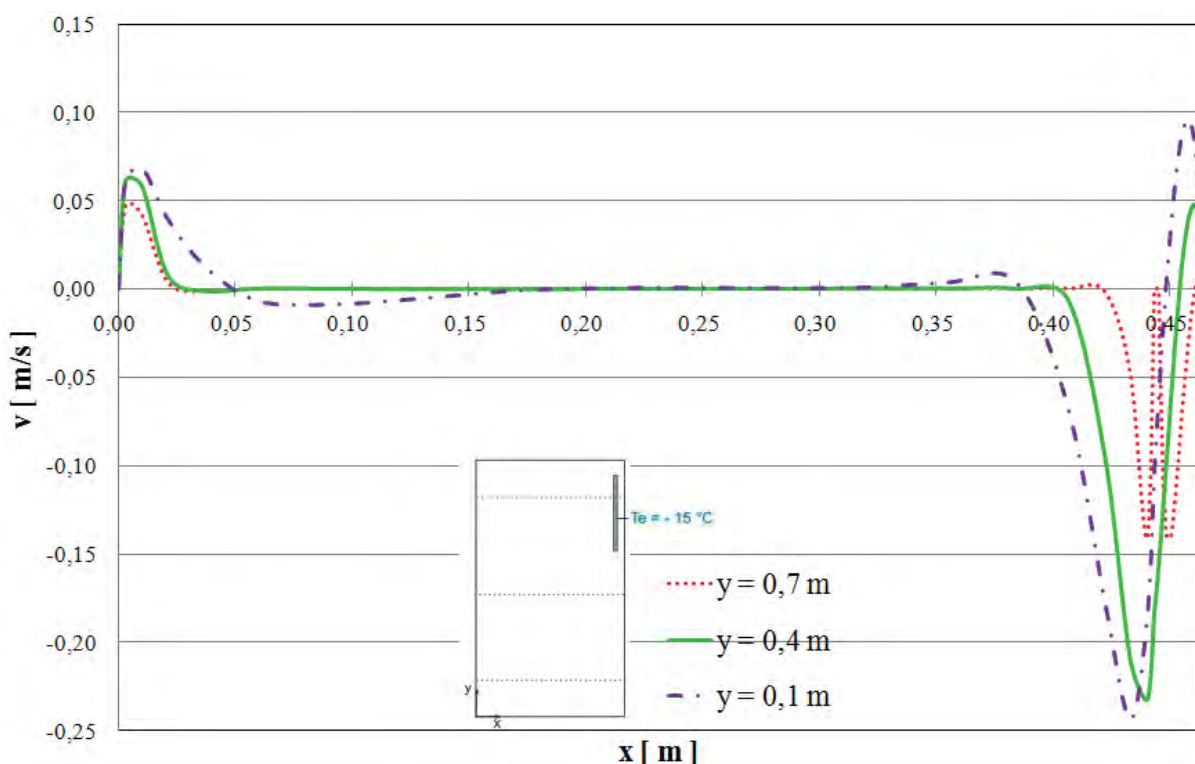
Figura 61 - Campos de velocidades para $T_e = -15\text{ °C}$ e $z = 0,259\text{ m}$ (a) vetor velocidade e (b) magnitude da velocidade (continuação).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A Figura 62 mostra o perfil de velocidade vertical, v , a fim de analisar a espessura da camada limite hidrodinâmica. Como pode ser visto, quanto menor a distância do fundo, maior a espessura da camada limite. O mesmo tipo de resultado foi obtido por Laguerre et al. (2008) e Amara et al. (2008).

Figura 62 - Distribuição da velocidade v para $T_e = -15\text{ °C}$ e $z = 0,22\text{ m}$.



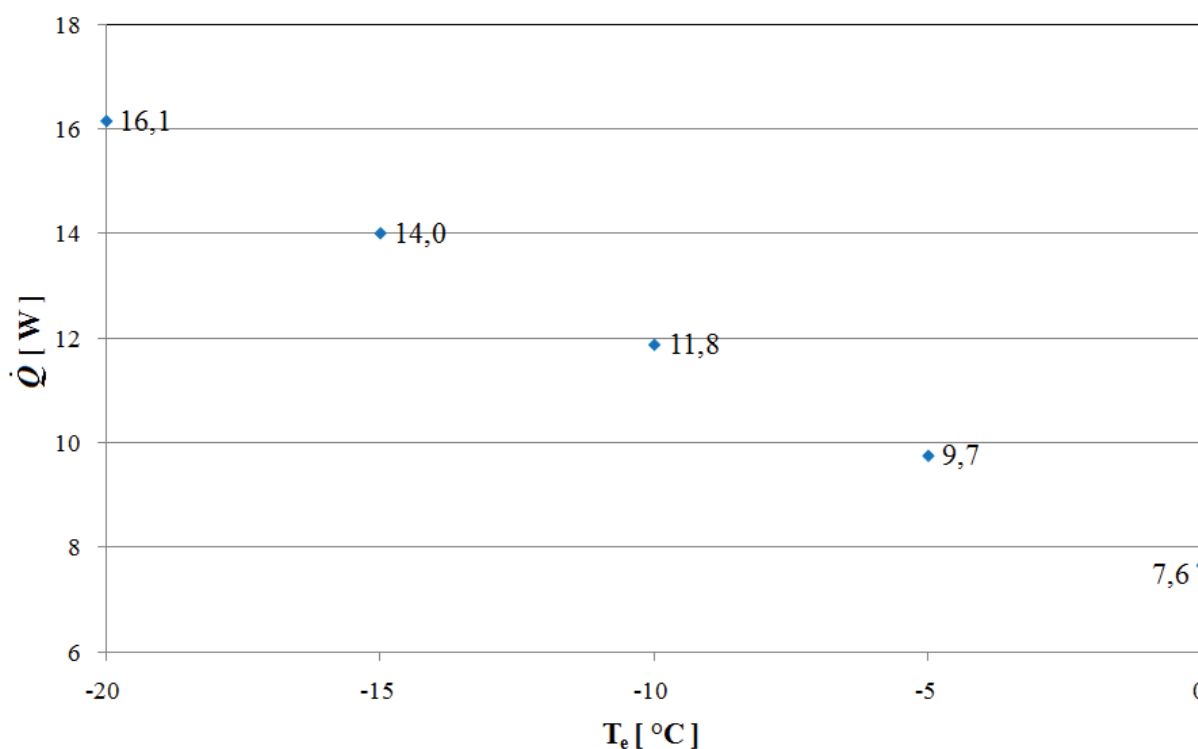
Fonte: Elaboração do próprio autor.

A carga térmica do evaporador, que representa a carga térmica do gabinete, também foi computada para temperaturas no evaporador variando de -20 a 0 °C . Como esperado, a carga térmica do gabinete, mostrada na Figura 63, diminui quando a temperatura do evaporador aumenta. Além disso, esta redução é linear, o que não era um comportamento esperado devido às não linearidades do problema. Isto acontece porque a resistência térmica de condução nas paredes do gabinete é preponderante sobre as demais. Portanto, o coeficiente global de transferência de calor entre o meio externo e o meio interno é praticamente constante, o que faz com que a dependência da carga térmica com a diferença de temperatura seja linear, como mostra a Equação 11.

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot (T_{\infty} - \bar{T}_{\text{int}}) \quad (11)$$

Laguerre e Flick (2004) mediram experimentalmente a carga térmica de um refrigerador, obtendo um valor de 10,4 W para uma temperatura no evaporador igual a - 1,2 °C. No presente trabalho, para uma temperatura no evaporador igual a - 5 °C a carga térmica é de 9,7 W. Esta diferença ocorre em função das diferentes dimensões e condições de contorno usadas nos dois casos.

Figura 63 - Carga térmica do gabinete (carga térmica do evaporador).



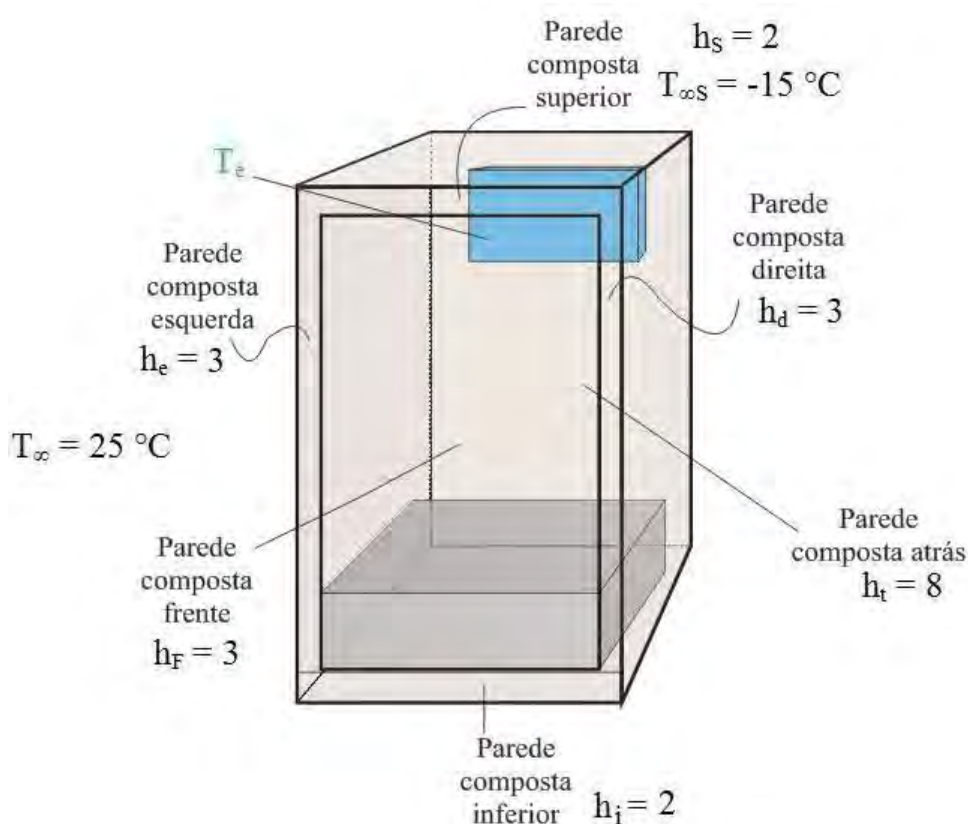
Fonte: Elaboração do próprio autor.

A seguir, para tornar o problema mais realista a gaveta de verdura será colocada e os mesmos testes serão realizados a fim de analisar os campos de temperatura e velocidade no interior do refrigerador doméstico.

5.3 Gabinete com gaveta fechada

Para tornar o problema mais próximo da realidade, foi simulado o interior do refrigerador doméstico com a gaveta de verdura. A geometria do refrigerador com a gaveta pode ser visto na Figura 64.

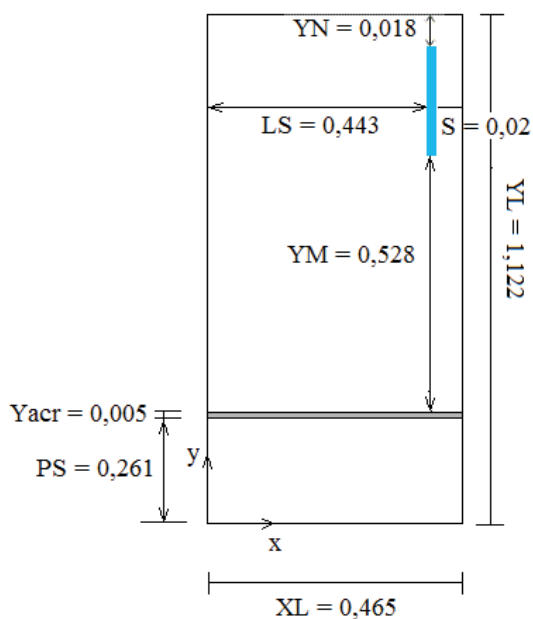
Figura 64 - Geometria e condições de contorno para gabinete com gaveta de verdura.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A Figura 65 mostra as dimensões do refrigerador com gaveta de verdura e evaporador na posição original, no plano xy, em $z = 0,259\text{ m}$. A Tabela 15 mostra todas as posições de evaporador que foram analisadas. As Figuras 66, 67 e 68 mostram os campos de temperatura para as nove posições, considerando o conjunto 1 de coeficientes de transferência de calor ($h_s = 2\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $h_d = h_e = h_f = 3\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ e $h_t = 8\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$).

Figura 65 - Dimensões [m] do gabinete com gaveta de verdura para $z = 0,259$ m.



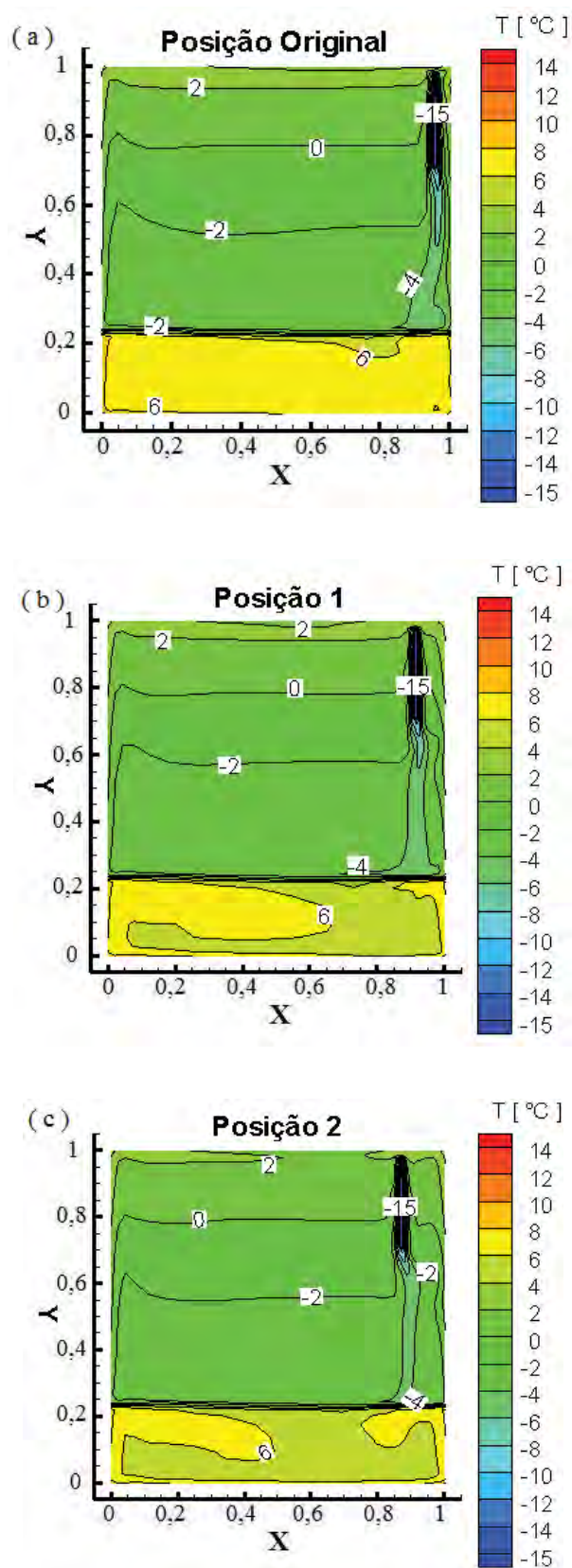
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 15 - Posicionamentos do evaporador para a análise do gabinete com gaveta de verdura ($z = 0,259$ m).

Posições	LS [m]	YM [m]
Original	0,443	0,528
1	0,423	0,528
2	0,403	0,528
3	0,443	0,373
4	0,423	0,373
5	0,403	0,373
6	0,443	0,218
7	0,423	0,218
8	0,403	0,218

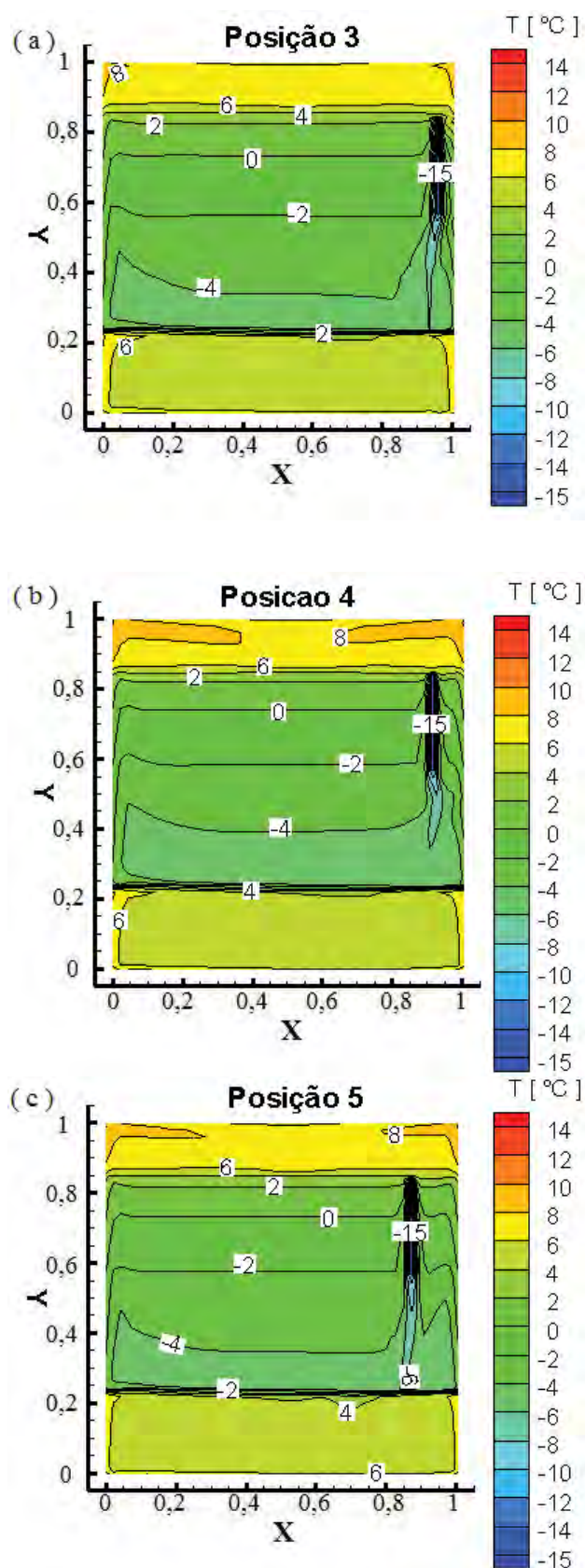
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 66 - Linhas isotérmicas $T_e = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $Z = 0,5$ e conjunto 1 de coeficientes de transferência de calor (a) posição original, (b) posição 1 e (c) posição 2.



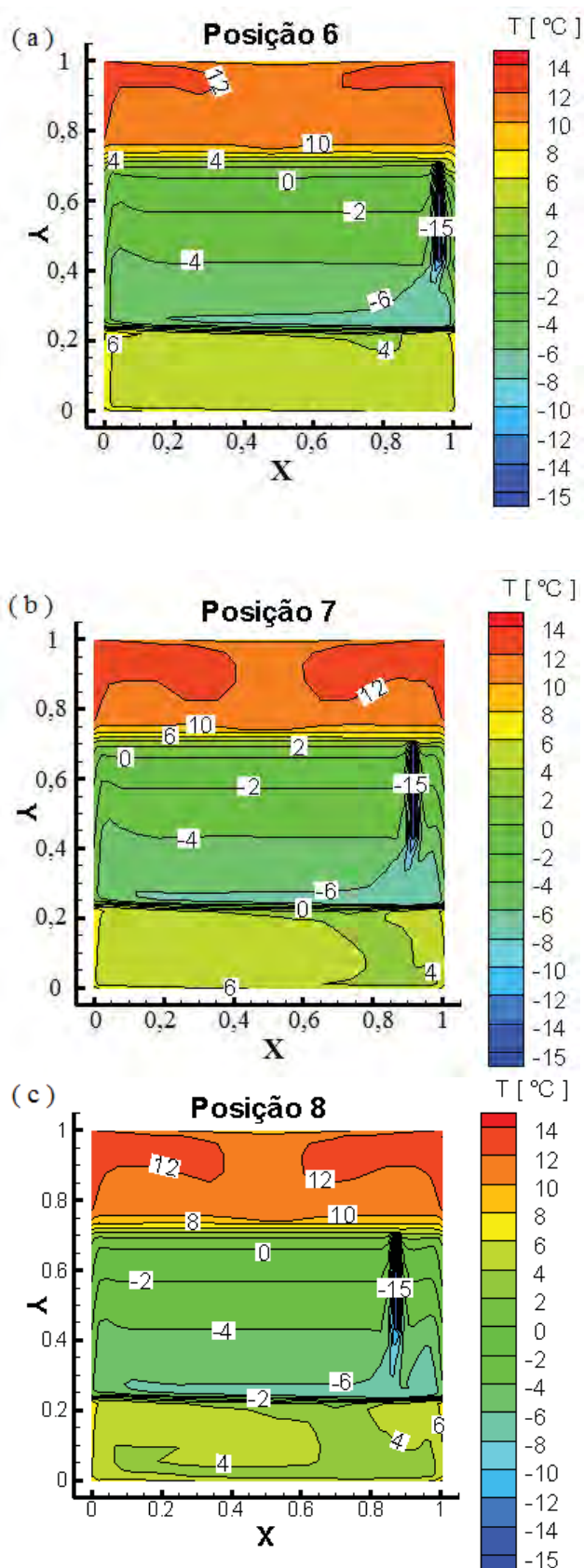
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 67 - Linhas isotérmicas para $T_e = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $Z = 0,5$ e conjunto 1 de coeficientes de transferência de calor (a) posição 3, (b) posição 4 e (c) posição 5.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

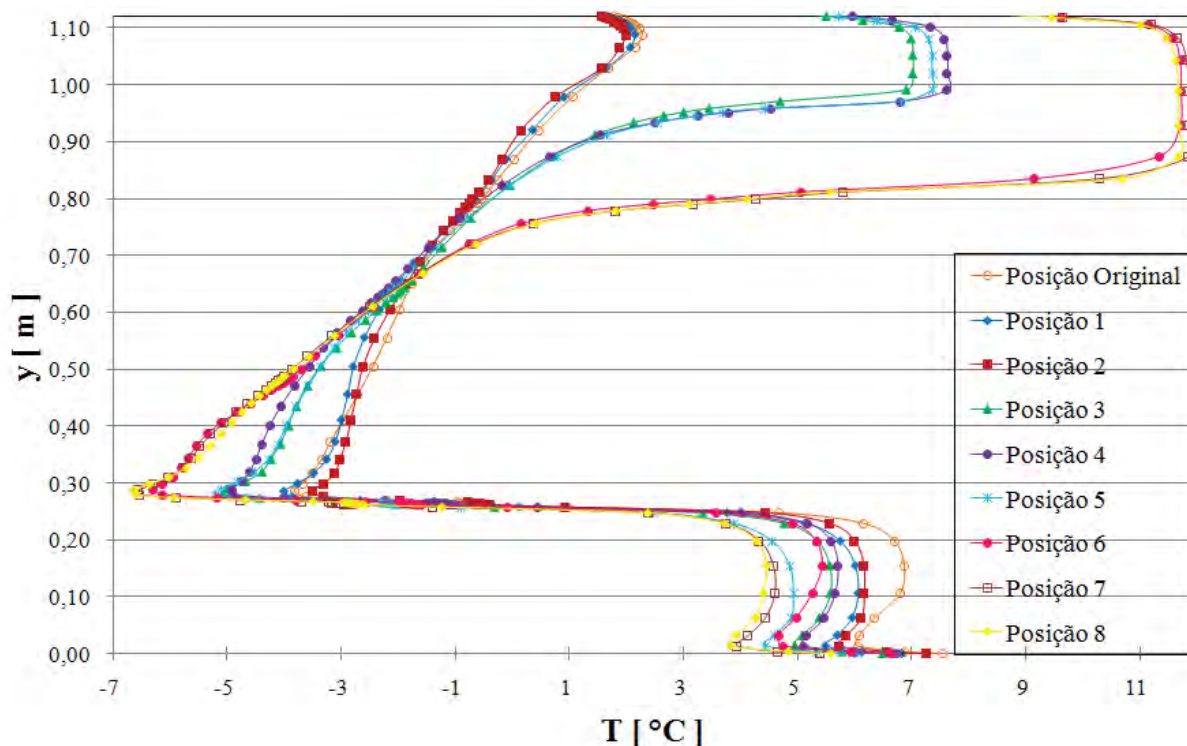
Figura 68 - Linhas isotérmicas para $T_e = -15^\circ\text{C}$, $Z = 0,5$ e conjunto 1 de coeficientes de transferência de calor (a) posição 6, (b) posição 7 e (c) posição 8.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A Figura 69 mostra resultados detalhados para o perfil de temperatura em função da posição y , para $x = 0,2$ m e $z = 0,3$ m.

Figura 69 - Perfil de temperatura vertical no gabinete em várias posições para $x = 0,2$ m e $z = 0,3$ m.

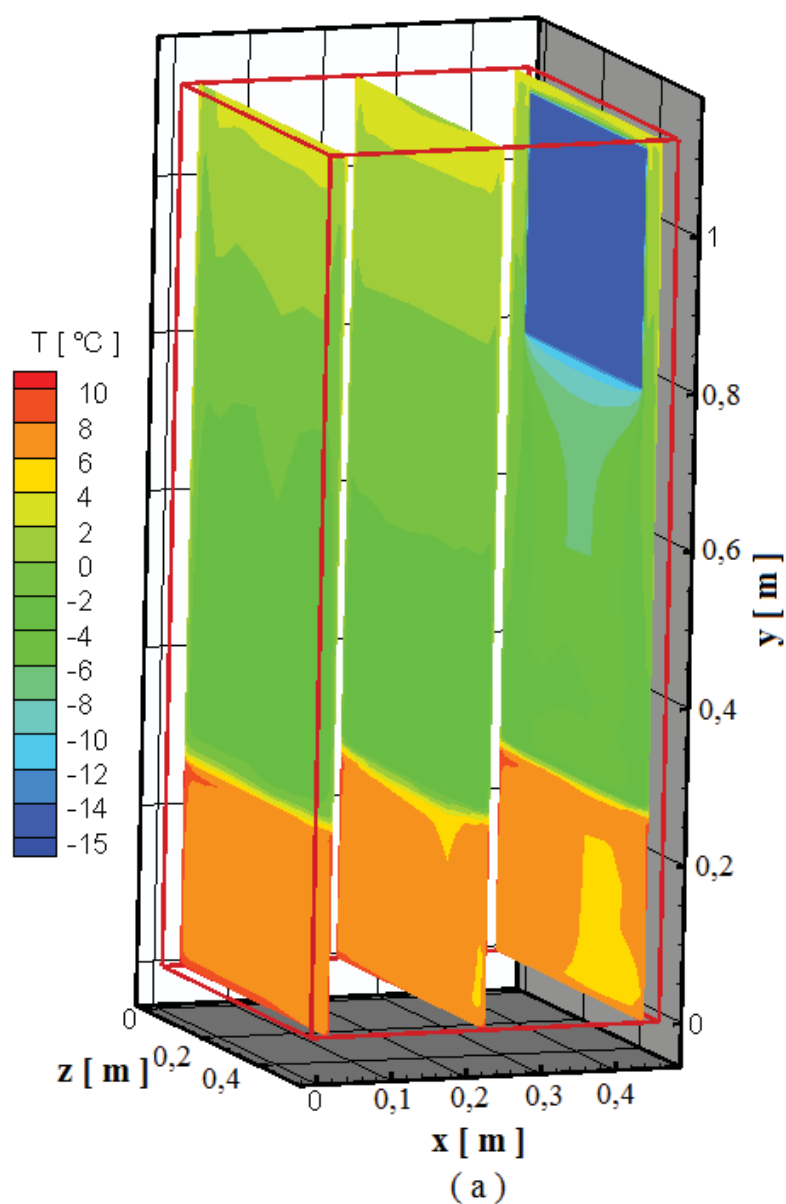


Fonte: Elaboração do próprio autor.

Através da Figura 69 é possível observar claramente que a posição horizontal do evaporador não modifica significativamente o campo de temperatura. Já na posição vertical, a temperatura média no topo do gabinete aumenta de 2 para 8 °C e para 12 °C quando a posição do evaporador é alterada na posição vertical para a parte inferior do gabinete, enquanto a temperatura média no fundo do gabinete, logo acima da gaveta, diminui de - 4 para - 5 °C e para - 6 °C. Por outro lado, a temperatura média dentro da gaveta não é significativamente afetada pelo posicionamento evaporador.

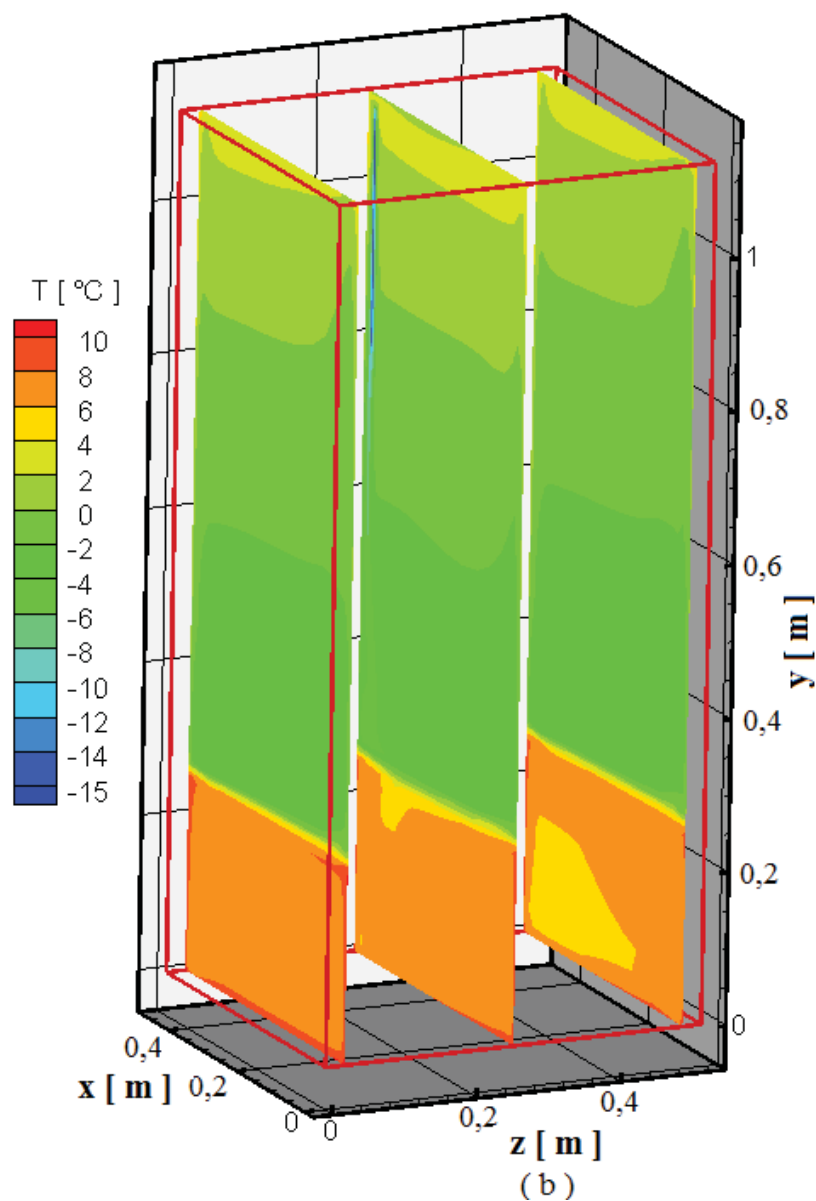
O comportamento dos campos de temperatura no interior do refrigerador doméstico é mostrado nas Figuras 70 (a) e (b) nos planos x e z respectivamente, para o evaporador em sua posição original e $T_e = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Podem ser observadas em ambas as Figuras que o perfil de temperatura não varia muito ao longo dos planos (exceto nas regiões próximas ao evaporador).

Figura 70 - Campos de temperatura para $T_e = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$ (a) plano x e (b) plano z.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

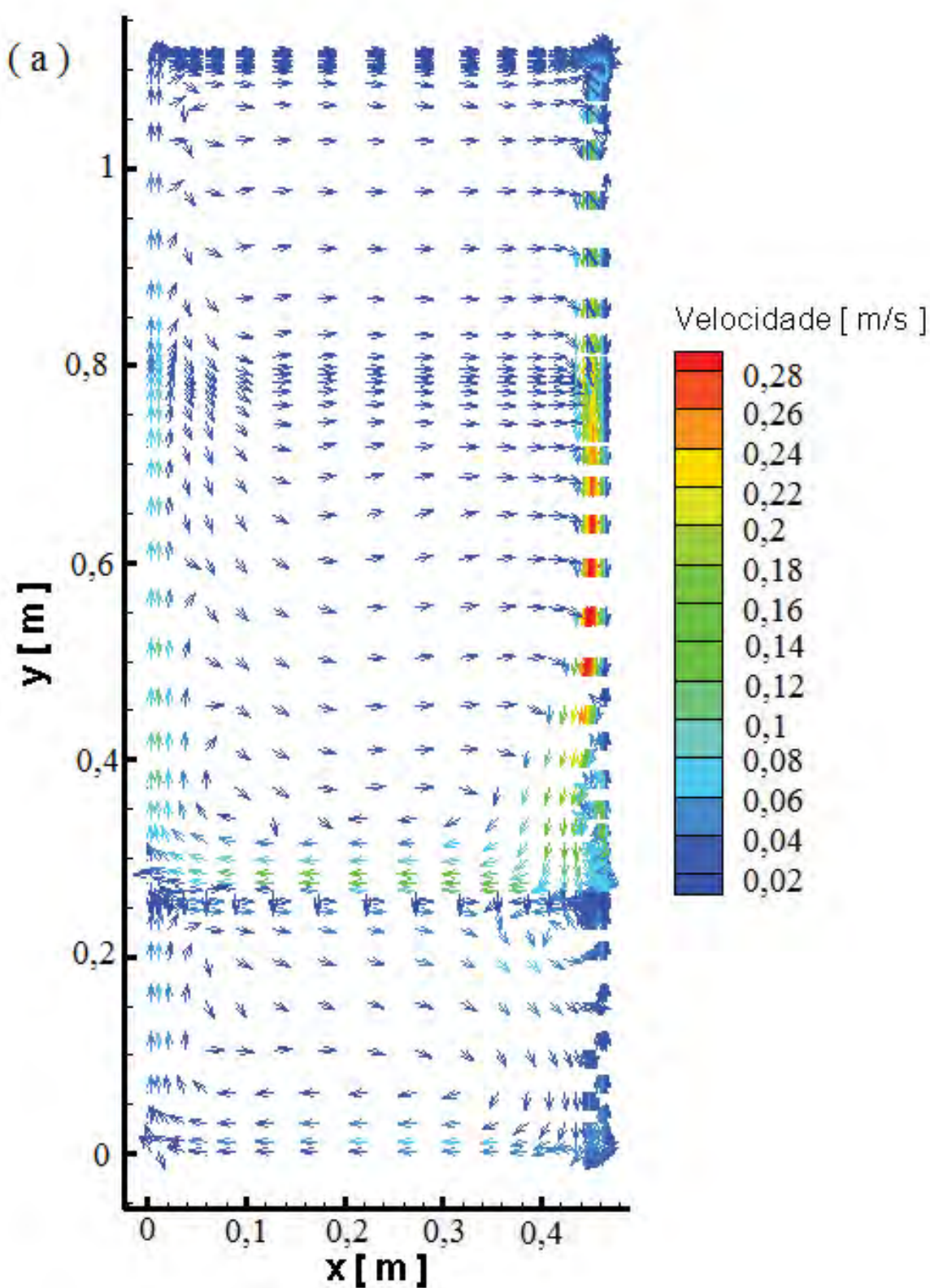
Figura 70 - Campos de temperatura para $T_e = -15\text{ °C}$ (a) plano x e (b) plano z (continuação).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

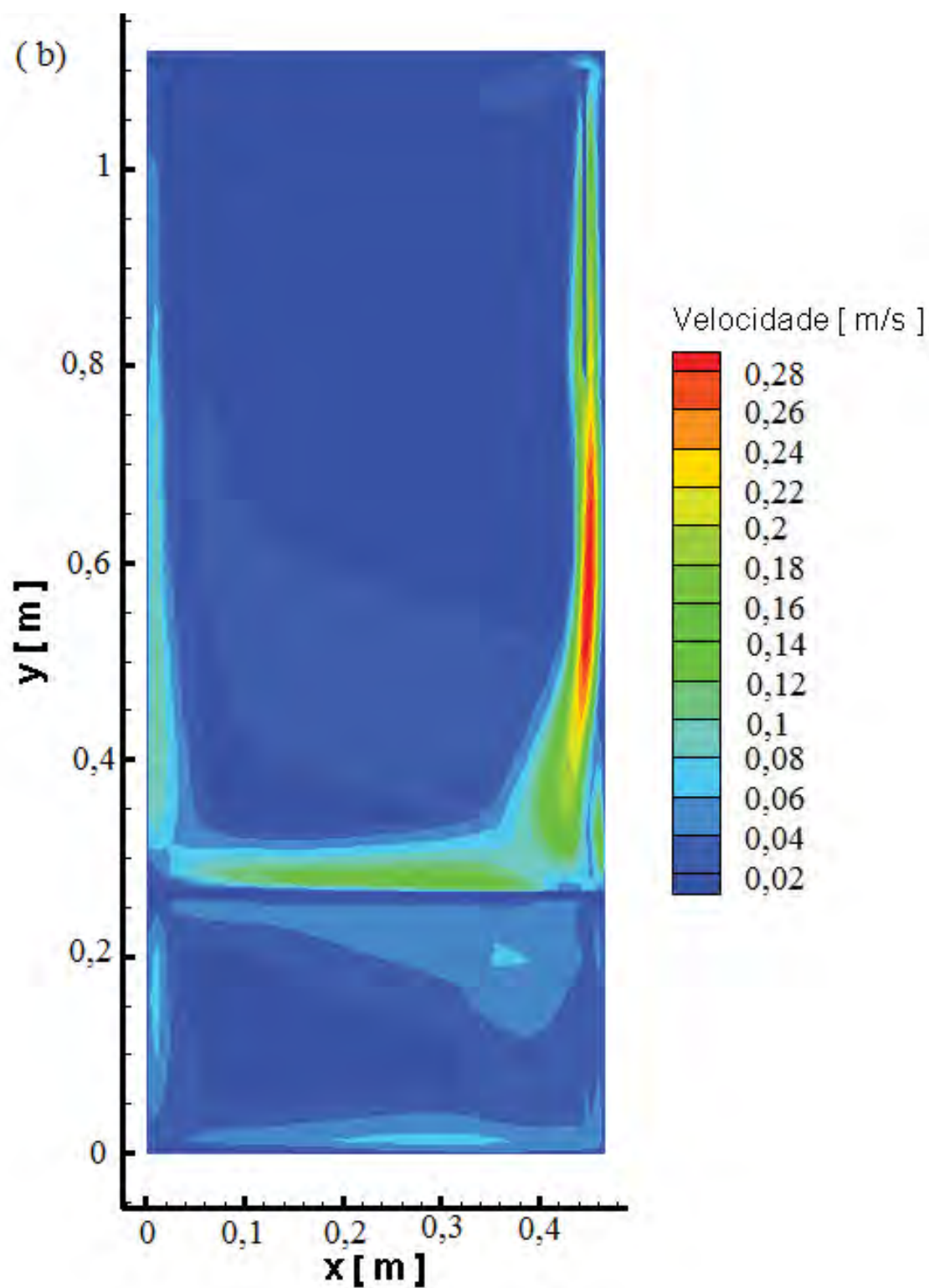
Os vetores velocidade e as magnitudes das velocidades são mostrados nas Figuras 71 (a) e (b), respectivamente. Como esperado, o comportamento é parecido com o caso anterior, porém no interior da gaveta também podem ser vistas recirculações, com menores velocidades (menor que 0,06 m/s).

Figura 71 - Campos de velocidades para $T_e = -15\text{ °C}$ e $z = 0,259\text{ m}$ (a) vetor velocidade e (b) magnitude da velocidade.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 71 - Campos de velocidades para $T_e = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $z = 0,259\text{ m}$ (a) vetor velocidade e (b) magnitude da velocidade (continuação).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

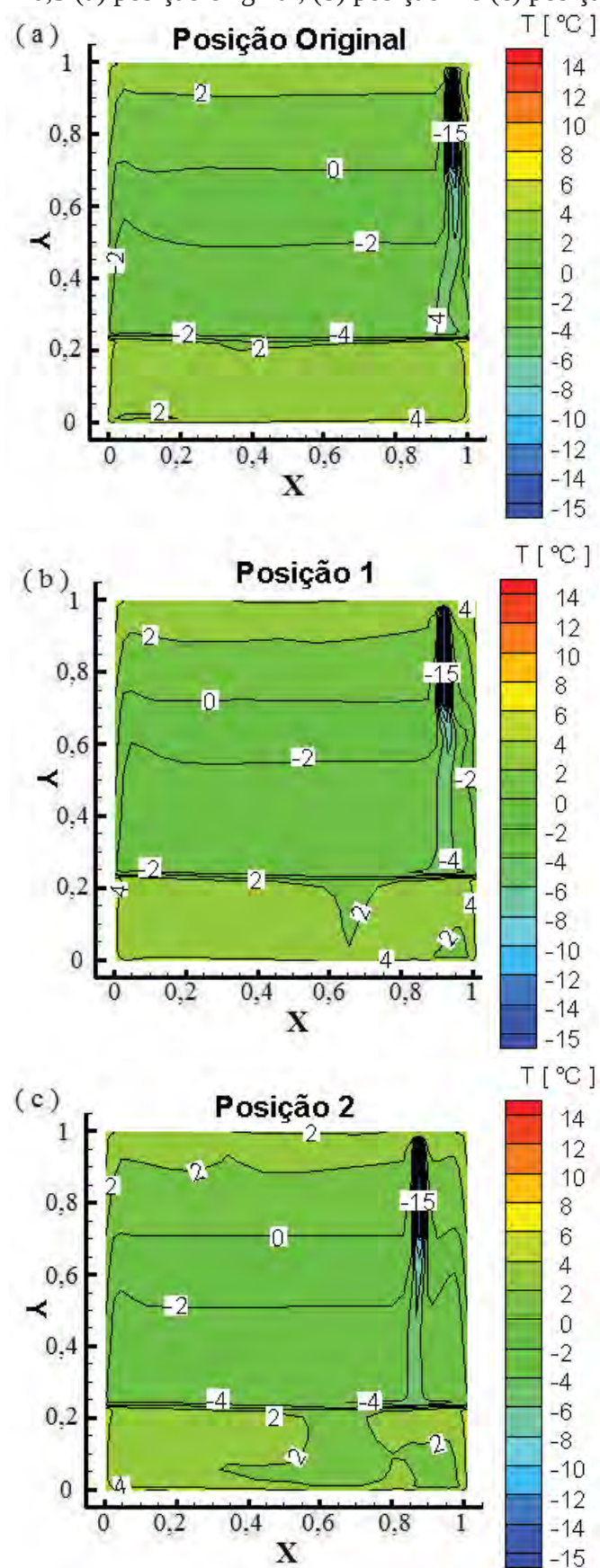
Devido à elevada temperatura no interior da gaveta de verdura, aberturas laterais na tampa da gaveta foram incluídas com o objetivo de aproximar o modelo da gaveta real. Os resultados podem ser vistos a seguir.

5.4 Gabinete com gaveta com abertura lateral

A geometria do problema pode ser visto na Figura 46. O mesmo procedimento foi utilizado para verificar a influência do posicionamento do evaporador no campo de temperatura, como mostram as Figuras 72, 73 e 74. As medidas das posições utilizadas são as mesmas do caso anterior mostrado na Tabela 15. As simulações foram realizadas usando o conjunto 1 de coeficientes de transferência de calor ($h_s=2 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $h_d=h_e=h_f=3 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ e $h_t=8 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$).

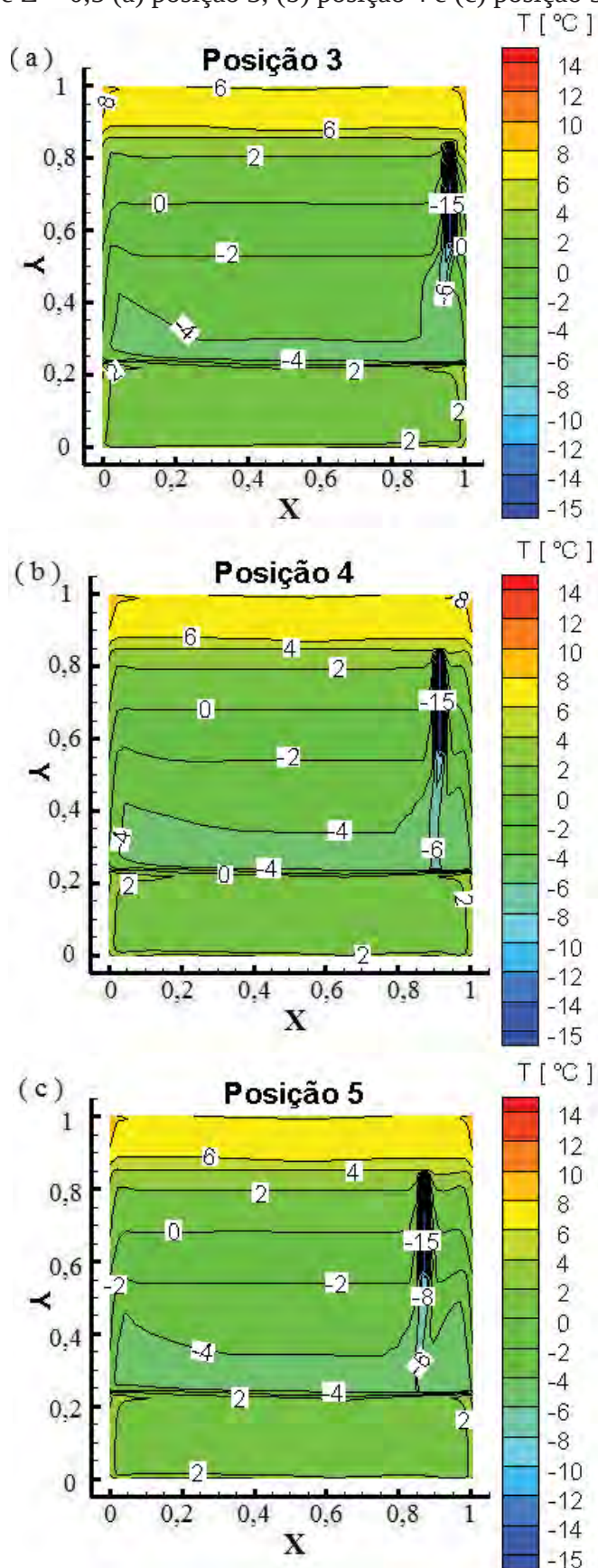
Os resultados mostram que a posição horizontal do evaporador não muda significativamente o campo de temperatura. Entretanto, a alteração da posição vertical causa uma ligeira queda da temperatura no topo do gabinete, quando comparado com o caso da gaveta sem abertura. Além disso, a temperatura no interior da gaveta diminui de 4 para 2 °C e para 0 °C quando o evaporador é deslocado para a parte inferior do gabinete. A Figura 75 mostra que a inclusão das aberturas melhora a circulação do ar no interior da gaveta, produzindo o maior resfriamento do espaço.

Figura 72 - Linhas isotérmicas para o caso de gaveta com aberturas laterais para $T_e = -15\text{ °C}$ e $Z = 0,5$ (a) posição original, (b) posição 1 e (c) posição 2.



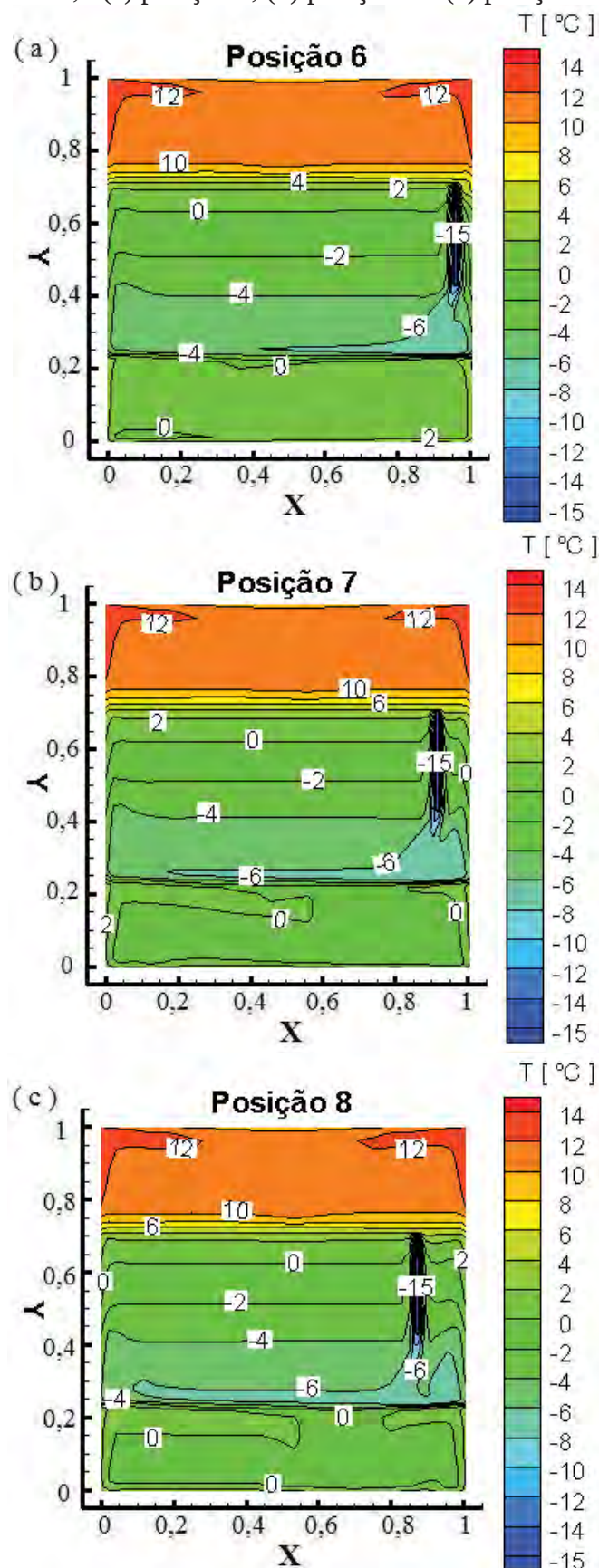
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 73 - Linhas isotérmicas para o caso de gaveta com aberturas laterais para $T_e = -15\text{ °C}$ e $Z = 0,5$ (a) posição 3, (b) posição 4 e (c) posição 5.



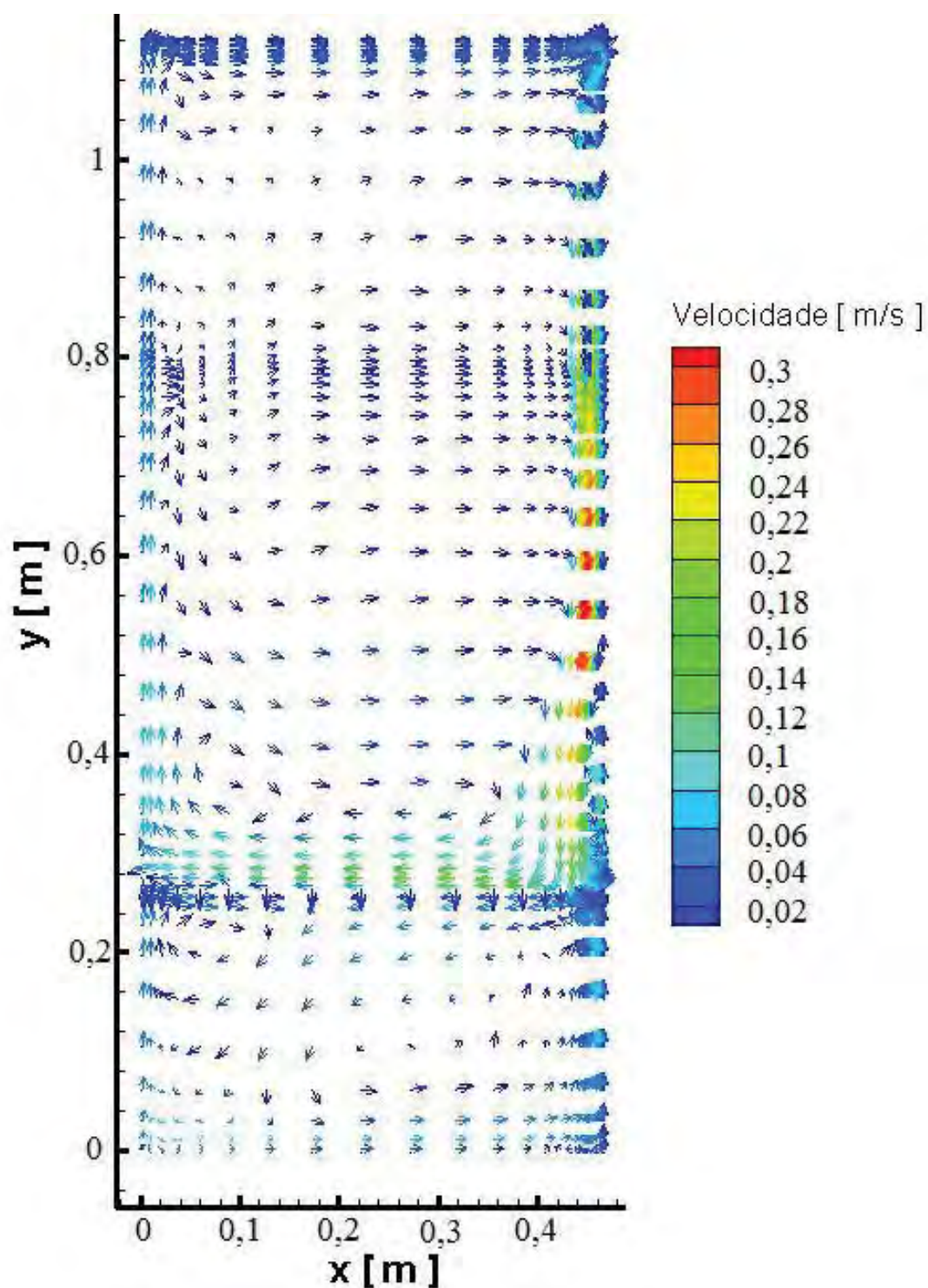
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 74 - Linhas isotérmicas para o caso de gaveta com aberturas laterais para $T_e = -15^\circ\text{C}$ e $Z = 0,5$ (a) posição 6, (b) posição 7 e (c) posição 8.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

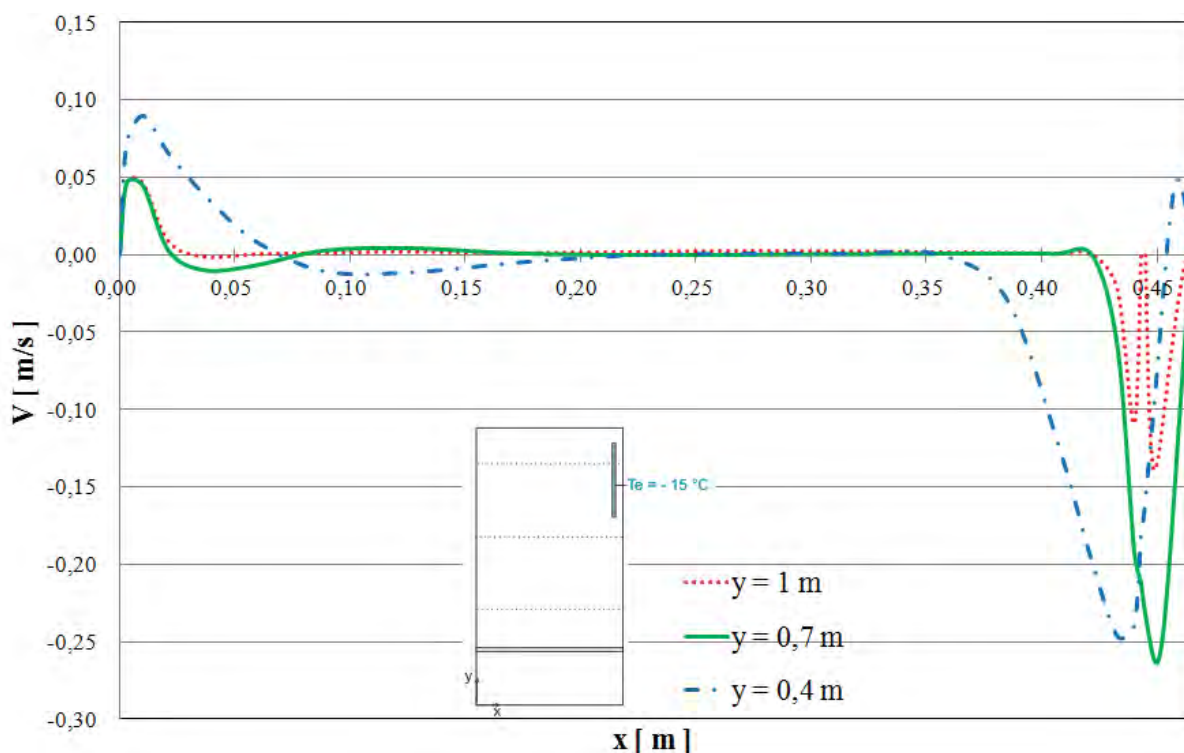
Figura 75 - Vetor velocidade para o caso de gaveta com aberturas laterais para $T_e = -15\text{ °C}$ e $z=0,259\text{ m}$.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

O perfil de velocidade v na direção x é mostrado na Figura 76 para três alturas ($y=0,4$, $0,7$ e 1 m).

Figura 76 - Distribuição da velocidade v na direção x para $T_e = -15^\circ\text{C}$ e $z = 0,3$ m.



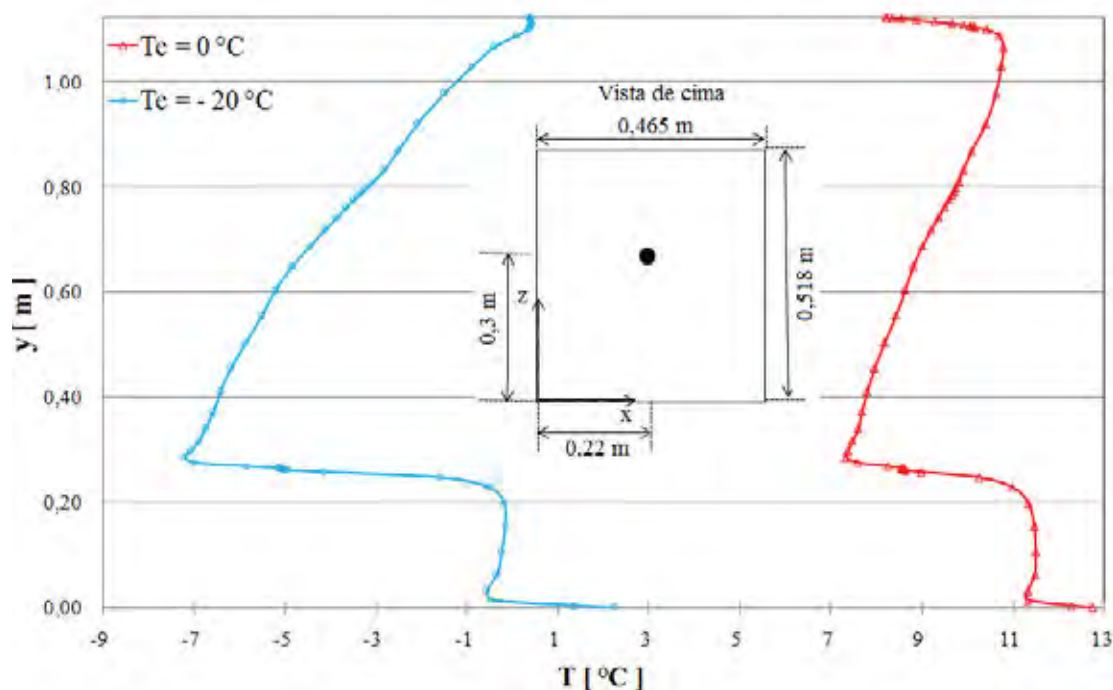
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Na região do evaporador, a espessura da camada limite hidrodinâmica aumenta de 2 cm em $y = 0,1$ e $0,7$ m para aproximadamente 11 cm em $y = 0,4$ m. Nesta última posição, o escoamento apresenta inclusive uma pequena recirculação no sentido contrário do escoamento principal. Na parede oposta, a espessura da camada limite diminui de 7 para 2 cm à medida que o ar escoar no sentido do topo do gabinete.

Próximo à da porta do refrigerador (parede oposta), a magnitude da velocidade é muito menor do que na região do evaporador, apresentando velocidade máxima de $0,09$ m/s, enquanto na região do evaporador a velocidade máxima é de $0,26$ m/s. Velocidades semelhantes foram observadas no trabalho de Laguerre et al. (2008). Isto acontece porque as diferenças de temperatura na região do evaporador são muito maiores do que as diferenças de temperatura na parede oposta.

Para esta configuração mais completa, uma análise da influência da temperatura do evaporador também foi realizada, considerando a temperatura do evaporador igual a -20 °C e 0 °C . A Figura 77 mostra a distribuição da temperatura na direção y no plano $x = 0,22\text{ m}$ e $z = 0,3\text{ m}$ para ambas as temperaturas no evaporador.

Figura 77 - Distribuição da temperatura na direção y no plano $x = 0,22\text{ m}$ e $z = 0,3\text{ m}$ para $T_e = 0\text{ °C}$ e $T_e = -20\text{ °C}$.

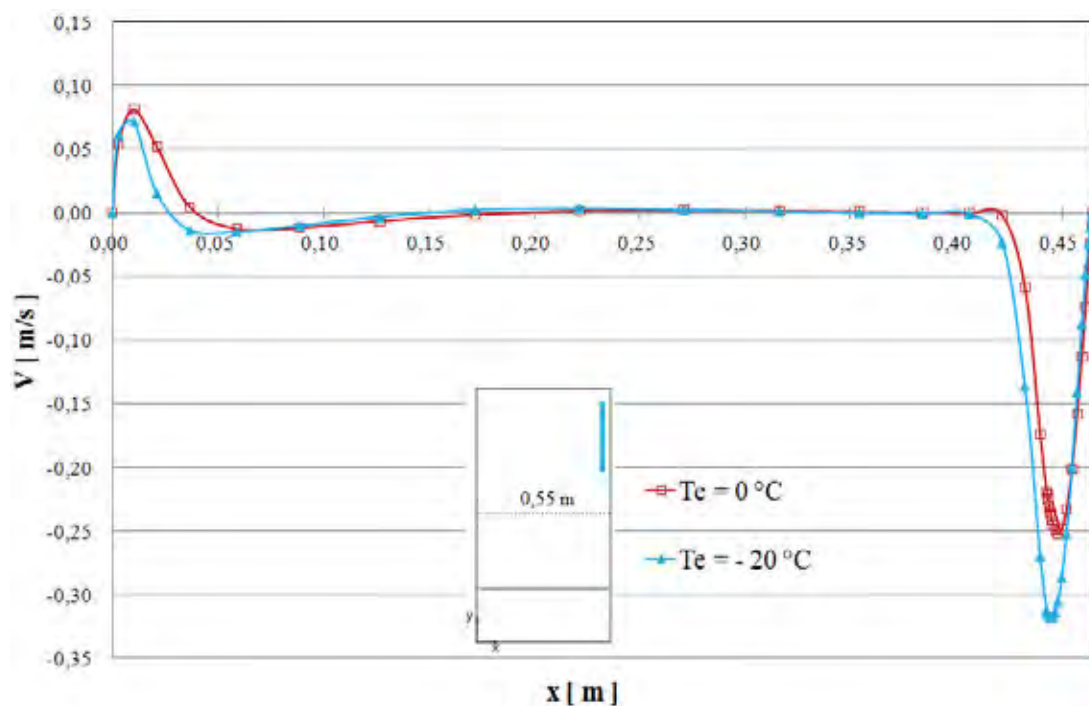


Fonte: Elaboração do próprio autor.

Como esperado, pode-se observar que quanto maior a temperatura no evaporador maior a temperatura média no interior do gabinete. Além disso, a distribuição de temperatura para $T_e = 0\text{ °C}$ ($Ra = 2 \times 10^7$) é mais uniforme do que para o caso de $T_e = -20\text{ °C}$ ($Ra = 3,34 \times 10^7$). A variação da temperatura na gaveta de verdura também é significativa para estas duas configurações, passando de 11 °C , quando $T_e = 0\text{ °C}$, para 0 °C , quando $T_e = -20\text{ °C}$.

O perfil de velocidade v na direção x também foi analisado para os dois casos, mostrando comportamentos similares, como apresentado na Figura 78. Pode ser observado que a menor temperatura no evaporador (-20 °C) contribui para o aumento da velocidade do ar na camada limite próxima ao evaporador. A máxima velocidade aumenta de $0,25\text{ m/s}$, quando $T_e = 0\text{ °C}$, para $0,32\text{ m/s}$, quando $T_e = -20\text{ °C}$. No lado oposto (porta do refrigerador) este efeito não é tão significativo.

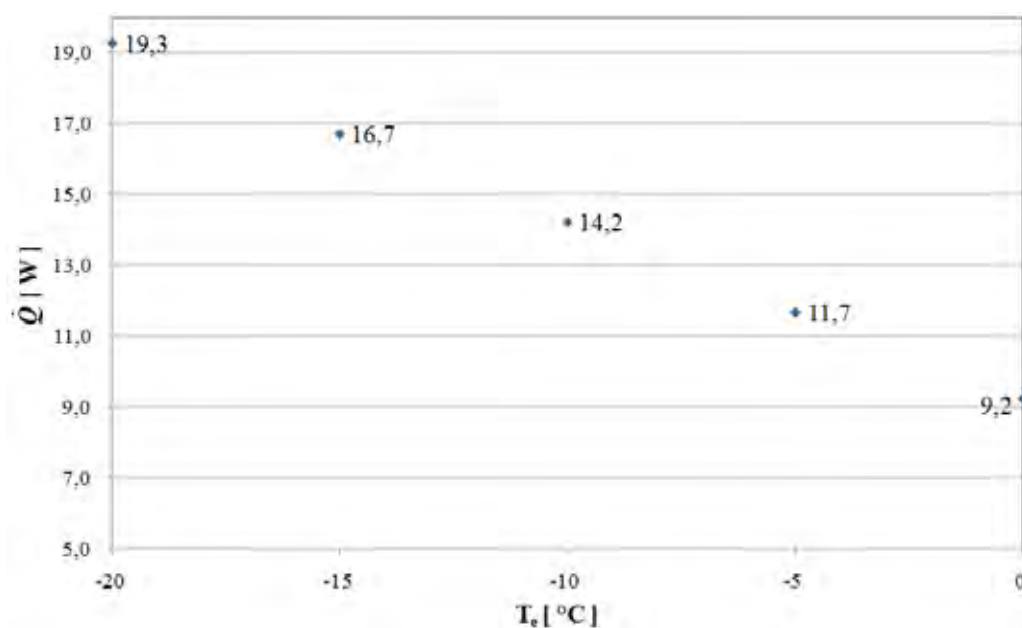
Figura 78 - Distribuição da velocidade v na direção x para $y=0,55$ m e $z=0,33$ m para $T_e=0^\circ\text{C}$ e $T_e=-20^\circ\text{C}$.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Além destes resultados, a carga térmica, a qual representa a carga térmica do gabinete, foi calculada para temperaturas do evaporador variando de -20°C a 0°C , como mostra a Figura 79.

Figura 79 - Carga térmica do gabinete (carga térmica do evaporador).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Como esperado, a carga térmica do gabinete diminui com o aumento da temperatura do evaporador. Além disso, como mostrado no caso sem a gaveta, esta queda também é linear.

CAPÍTULO 6- Considerações Finais

6.1 Conclusões

Neste trabalho foi desenvolvido um modelo para a simulação numérica do escoamento do ar em regime permanente no interior de um refrigerador doméstico operando em regime de convecção natural. A metodologia de Volumes Finitos foi usada como procedimento numérico para a solução do problema. O gabinete do refrigerador foi considerado como uma cavidade retangular tridimensional sem as prateleiras. 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. Na primeira configuração, o gabinete foi analisado sem a presença da gaveta de verduras. Uma segunda configuração foi analisada com a inclusão da gaveta de verduras na parte inferior do gabinete, sem, entretanto, levar em consideração as aberturas laterais existentes no caso real. Finalmente, uma terceira configuração foi implementada com a inclusão das aberturas laterais na gaveta de verdura, modelo considerado mais completo para o estudo do refrigerador escolhido.

O código numérico elaborado foi validado inicialmente considerando o problema clássico de convecção natural no interior de cavidades submetidas a um diferencial de temperatura nas paredes laterais. Problemas de escoamento em regime permanente e transiente foram resolvidos e os resultados foram confrontados com dados da literatura, obtendo-se boas concordâncias.

Um refrigerador de 350 l de duas portas foi instrumentado com termopares para a medição do campo de temperatura no interior do gabinete. Os resultados dos testes de regime permanente, obtidos com o termostato desligado, foram comparados com os resultados numéricos, obtendo-se boa concordância em grande parte do gabinete, principalmente quando o modelo mais completo foi utilizado. Para o modelo de gabinete sem a gaveta de verdura, a diferença entre os resultados numéricos e experimentais foi em torno de 3 °C, porém, quando a gaveta de verdura com aberturas laterais foi incluída no modelo, esta diferença diminuiu para aproximadamente 1,5 °C.

Após a verificação do código numérico, o problema foi analisado para diferentes posicionamentos e temperaturas do evaporador. Os resultados mostram que a posição horizontal do evaporador influencia muito pouco nos resultados dos campos de temperatura e velocidade no interior do gabinete. Entretanto, o posicionamento vertical altera significativamente os campos de temperatura. Os resultados deste estudo mostram que o evaporador pode ser posicionado em diferentes alturas, dependendo do tipo de distribuição de temperatura desejado no interior do gabinete. Este é um resultado importante para o projetista do gabinete.

Outro resultado importante do trabalho diz respeito a influência da temperatura do evaporador nos campos de temperatura e velocidade do escoamento, que foram analisados para temperaturas do evaporador variando de -20 a 0 °C. Os resultados mostram que maiores temperaturas do evaporador fornecem campos de temperatura mais uniformes e em níveis mais elevados. Para $T_e = 0$ °C a temperatura interna do gabinete variou de aproximadamente 8 a 10 °C, enquanto que para $T_e = -20$ °C a temperatura interna variou entre -7 e -1 °C. Este resultado também é importante para o projetista do gabinete, pois pode escolher a temperatura do evaporador para o tipo de aplicação desejada. Além disso, estes resultados fornecem informações importantes para o consumidor sobre o posicionamento correto dos produtos no interior do gabinete, considerando o tipo de produto e a temperatura ideal para sua melhor conservação. Para cada temperatura do evaporador, a carga térmica do gabinete também foi calculada. Os resultados mostram que a carga térmica diminui linearmente com o aumento da temperatura do evaporador.

6.2 Sugestões

As comparações dos resultados numéricos com os dados experimentais apresentaram discrepâncias significativas em algumas regiões do escoamento. Estas discrepâncias possuem origem tanto no modelo numérico como nos testes experimentais.

Com relação ao modelo numérico, pode-se atribuir as discrepâncias à incerteza das condições de contorno, principalmente aos valores dos coeficientes de transferência de calor usados. Além disso, o modelo não inclui a transferência de calor por radiação entre as paredes do gabinete e a superfície do evaporador. Segundo alguns autores, este efeito também deve ser incorporado ao modelo.

Com relação aos resultados experimentais, os testes foram realizados em um ambiente climatizado por um aparelho de condicionamento de ar padrão, o que não fornece um controle de temperatura adequado aos testes, aumentando as incertezas experimentais.

Portanto, como sugestões para futuros trabalhos, propõe-se a inclusão da radiação entre as paredes internas e a superfície do evaporador no modelo, além de uma avaliação mais precisa dos coeficientes de transferência de calor. Além disso, os testes experimentais deveriam ser realizados em uma câmara de temperatura controlada para reduzir as incertezas dos dados.

Com o objetivo de analisar o comportamento real do refrigerador, o modelo transiente deve ser implementado, com a inclusão do sistema de controle de temperatura liga-desliga do refrigerador.

Referências

- AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA – ANEEL. *Informações do setor elétrico*. Brasília, DF, 2009. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/39.htm>>. Acesso em: 18 ago. 2010.
- AMARA, S. B. et al. PIV measurement of the flow field in a domestic refrigerator model: comparison with 3d simulation. *International Journal of Refrigeration*, Surrey, v. 31, p. 1328-1340, 2008.
- BRITO, R. F.; ALENCAR, H. S.; MENON, G. J. Convecção natural numa cavidade cúbica com aquecimento inferior. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA E CIÊNCIAS TÉRMICAS – ENCIT, 11., 2006, Curitiba. *Anais...* Curitiba: Associação Brasileira de Ciências Mecânicas – ABCM, 2006. CDROM. Paper code: CIT06-0785, 11 p.
- CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS – ELETROBRAS. Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica – PROCEL. Avaliação do mercado de eficiência energética no Brasil: pesquisa de posse de equipamentos e hábitos de uso – ano base 2005 - Classe Residencial – Relatório Brasil. Rio de Janeiro, 2007. Disponível em: <<http://www.eletrobras.gov.br/procel>>. Acesso em: 17 ago. 2010.
- DING, G. L.; QIAO, H. T.; LU, Z. L. Ways to improve thermal uniformity inside a refrigerator. *Applied Thermal Engineering*, Oxford, v. 24, p. 1827-1840, 2004.
- FRANÇA, F. A. O ciclo de refrigeração e refrigerantes. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, 2005. Disponível em: <<http://www.fem.unicamp.br/~em672/>>. Acesso em: 17 ago. 2010.
- FUKUYO, K.; TANAAMI, T.; ASHIDA, H. Thermal uniformity and rapid cooling inside refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, Surrey, v. 26, p. 249-255, 2003.
- GANGUILI, A. A.; PANDIT, A. B.; JOSHI, J. B., CFD simulation of heat transfer in a two-dimensional vertical enclosure. *Chemical Engineering Research and Design*, Elmsford, v. 87, p. 711-727, 2009.
- GUPTA, J. K.; GOPAL, M. R.; CHAKRABORTY, S. Modeling of a domestic frost-free refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, Surrey, v. 30, p. 311-322, 2007.
- HERMES, C. J. L. Uma metodologia para a simulação transiente de refrigeradores domésticos. 2006. 273 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.
- JAMES, S. J.; EVANS, J.; JAMES, C. A review of the performance of domestic refrigerators. *Journal of Food Engineering*, Essex, v. 87, p. 2-10, 2008.

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.

LAGUERRE, O. et al. Numerical simulation of air flow and heat transfer in domestic refrigerators. *Journal of Food Engineering*, Essex, v. 81, p. 144-156, 2007.

LAGUERRE, O.; AMARA, S. B.; FLICK, D. Experimental study of heat transfer by natural convection in a closed cavity: application in a domestic refrigerator. *Journal of Food Engineering*, Essex, v. 70, p. 523-537, 2005.

LAGUERRE, O.; DERENS, E.; PALAGOS, B. Study of domestic refrigerator temperature and analysis of factors affecting temperature: a french survey. *International Journal of Refrigeration*, Surrey, v. 25, p. 653-659, 2002.

LAGUERRE, O.; FLICK, D. Heat transfer by natural convection in domestic refrigerators. *Journal of Food Engineering*, Essex, v. 62, p. 79-88, 2004.

LAGUERRE, O. et al. Experimental study of air flow by natural convection in a closed cavity: application in a domestic refrigerator. *Journal of Food Engineering*, Essex, v. 85, p. 547-560, 2008.

NARS, K. B. et al. Numerical study of the natural convection in cavity heated from the lower corner and cooled from the ceiling. *Applied Thermal Engineering*, Oxford, v. 26, p. 772-775, 2006.

OLIVEIRA, S. D. R.; SCALON, V. L.; PADILHA, A. Convecção natural em cavidades retangulares aquecidas de um lado e resfriadas no topo. *Mecânica Computacional*, Santa Fé, Argentina, v. 22, p. 1713-1725, 2003.

PATANKAR, S. V. *Numerical heat transfer and fluid flow*. Washington: Hemisphere, 1980.

PATTERSON, J.; IMBERGER, J. Unsteady natural convection in a rectangular cavity. *The Journal of Fluid Mechanics*, Cambridge, v.100, v. 1, p. 65-86, 1980.

PESSO, T.; PIVA, S. Laminar natural convection in a square cavity: low prandtl numbers and large density differences. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Oxford, v. 52, p. 1036-1043, 2009.

QUÉRÉ, P. L. Accurate solutions to the square thermally driven cavity at high rayleigh number. *Computer and Fluids*, Oxford, v. 20, n. 1, p. 29-41, 1991.

RUBEL, A.; LANDIS, F. Numerical study of natural convection in a vertical rectangular enclosure. *Physics of fluids*, New York, v. 12, sup. 2, p.208-213, 1969.

SILVA, E. J. et al. Refrigerador: história, produto e processos. Valinhos: Anhanguera Educacional, 2008. Disponível em: <<http://www.scribd.com/doc/24148562/Artigo-processos>>. Acesso em: 17 ago. 2010.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. *Refrigeração e ar condicionado*. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985. 481 p.

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*, Oxford, v. 43, p. 849-866, 2000.

WAKITANI S. Flow patterns of natural convection in an air-filled vertical cavity. *Physics of Fluids*, New York, v. 10, n. 8, p. 1924-1928, 1998.

WALTRICH, P. J. Análise e otimização de evaporadores de fluxo acelerado aplicados a refrigeração doméstica. 2008. 203 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.

WIRASAET, D.; PAOLUCCI, S. Numerical simulations of two and three dimensional natural convection flow in a differentially heated cavity using an adaptive wavelet method. In: EUROPEAN THERMAL-SCIENCES CONFERENCE, 5., 2008, Stuttgart. *Proceedings...* Stuttgart: European Committee for the Advancement of Thermal Sciences and Heat Transfer, 2008. CD-ROM, 8 p.

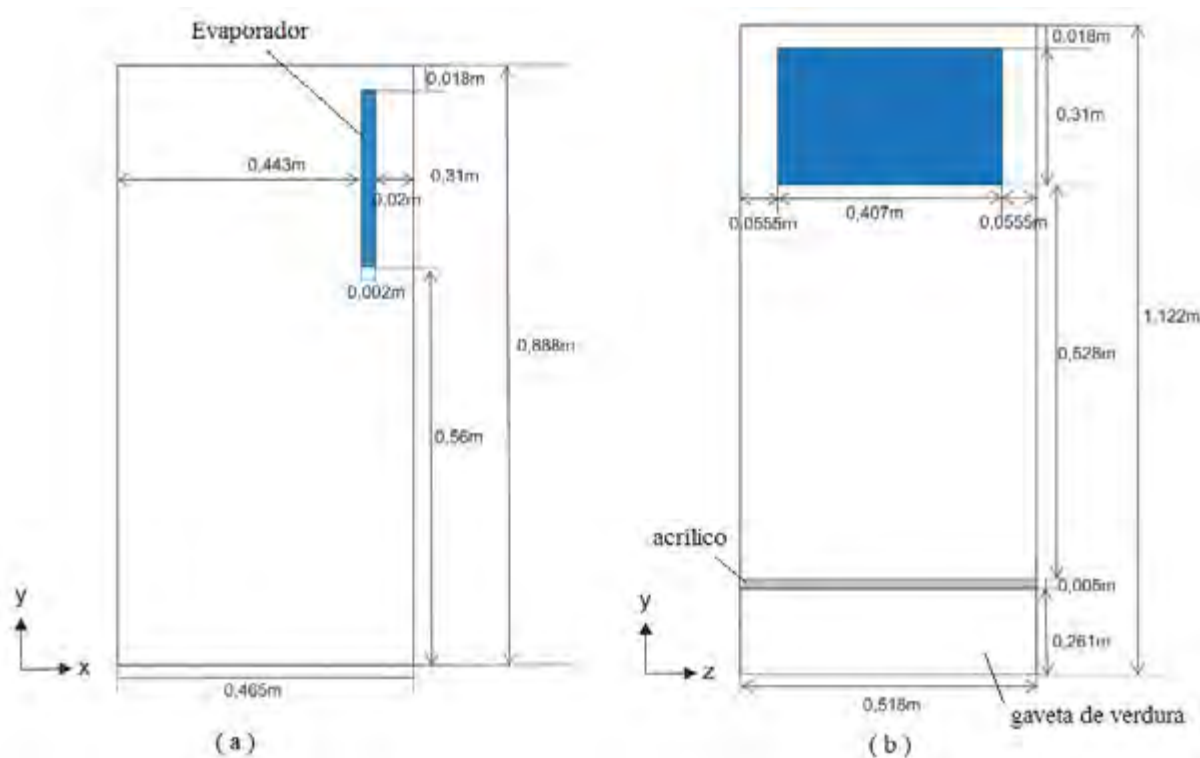
ZHU, Z. J.; YANG, H. X. Numerical investigation of transient laminar natural convection of air in a tall cavity. *Heat and Mass Transfer*, Oxford, v. 39, p. 579-587, 2003.

APÊNDICE A – Característica geométricas do refrigerador

Neste apêndice estão sumarizadas as características geométricas do refrigerador em estudo, assim como as propriedades físicas dos materiais das paredes do refrigerador, que são dados de entrada para o programa de simulação numérica do problema. O estudo foi realizado tomando como referência um refrigerador doméstico comercial biplex de 350 litros, com princípio de funcionamento estático, ou seja, operando em regime de convecção.

A Figura 80 mostra as dimensões internas do refrigerador. A Figura 80 (a) refere-se ao caso em que a gaveta do refrigerador foi substituída por placas de isopor, designado por refrigerador sem gaveta. A Figura 80 (b) considera o refrigerador completo, com a gaveta de verdura.

Figura 80 - Dimensões do refrigerador (a) Sem gaveta e (b) Com gaveta de verdura.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

As características dos materiais do refrigerador, obtidas do fabricante, são apresentadas na Tabela 16.

Tabela 16 - Propriedades dos materiais.

	Condutividade Térmica k (W/mK)	Espessura (m)	Densidade ρ (kg/m³)	Calor Específico C_p (J/kgK)
Ar	0,0263	-	1,1614	1007
Isolamento	0,019	55×10^{-3}	-	-
Aço	46,5	$0,55 \times 10^{-3}$	-	-
Poliuretano	0,175	$1,5 \times 10^{-3}$	-	-
Acrílico	0,195	-	1190	1570

Fonte: Elaboração do próprio autor.

APÊNDICE B – Calibração dos termopares

Para efetuar as medidas das temperaturas no interior do refrigerador doméstico foram utilizados termopares tipo T (cobre-constantan). A calibração dos termopares foi efetuada usando um banho termostático e um termômetro de bulbo de mercúrio como instrumento de referência, com resolução de 0,1 °C para calibração na faixa de 0 °C a 15 °C e outro com resolução de 0,2 °C para calibração na faixa de temperatura de 20 °C a 60 °C. As calibrações foram efetuadas para temperaturas de 0°C a 60°C, em intervalos de 5°C. O procedimento de calibração foi realizado durante o aquecimento e o resfriamento. Para cada temperatura de referência foram efetuadas 100 medidas. As curvas de calibração na forma linear $T_{real} = a \cdot T_{medida} + b$, foram obtidas das médias dessas medidas na faixa de calibração.

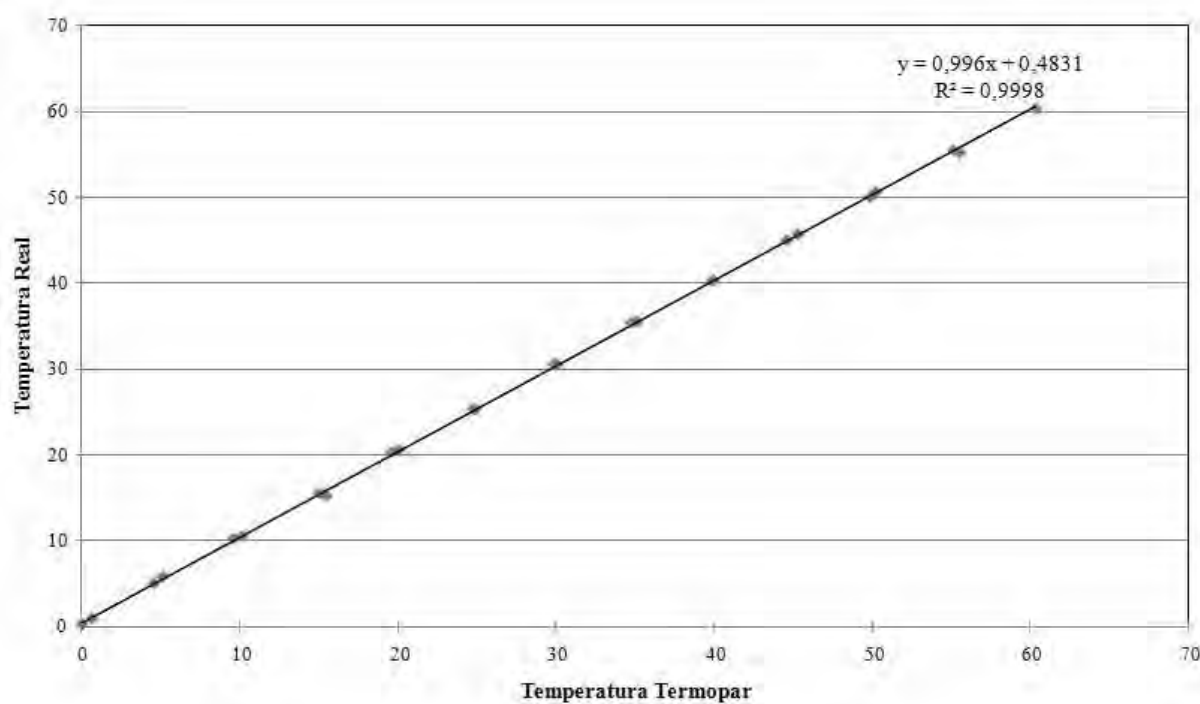
A Tabela 17 apresenta as curvas de calibração de cada termopar e a Figura 81 mostra a curva de calibração para o termopar 1.

Tabela 17 - Curvas de calibração de cada termopar.

Termopar	T_{real}	R²
1	0,996. T _{medida} +0,4831	0,9998
2	0,999. T _{medida} +0,5731	0,9999
3	0,998. T _{medida} +0,4673	0,9999
4	0,9967. T _{medida} +0,5285	0,9998
5	0,9963. T _{medida} +0,6439	0,9999
6	0,9984. T _{medida} +0,7501	0,9999
7	0,9971. T _{medida} +0,4442	0,9999
8	0,9966. T _{medida} +0,5756	0,9999
9	0,997. T _{medida} +0,8459	0,9999
10	0,9894. T _{medida} +1,0146	0,9998
11	0,9973. T _{medida} +0,6414	0,9998
12	1,0013. T _{medida} +0,521	0,9996
13	1. T _{medida} +0,8279	0,9997
14	0,9962. T _{medida} +0,7425	0,9997
15	0,997. T _{medida} +0,6617	0,9997
16	1,0005. T _{medida} +0,5459	0,9998
17	0,9999. T _{medida} +0,1474	0,9997
18	0,997. T _{medida} +0,3931	0,9997
19	0,9934. T _{medida} +0,3229	0,9996
20	0,9963. T _{medida} +0,3653	0,9995
21	0,9966. T _{medida} +0,5103	0,9995
22	0,9964. T _{medida} +0,6439	0,9996
23	0,9934. T _{medida} +0,5442	0,9996
24	1,0002. T _{medida} +0,4554	0,9998
25	0,9787. T _{medida} +0,7332	0,9997
26	0,9941. T _{medida} +0,6855	0,9999
27	0,9973. T _{medida} +0,4916	0,9999
28	0,9975. T _{medida} +0,5482	0,9998
29	1,005. T _{medida} +0,4437	0,9994
30	0,9972. T _{medida} +0,5618	0,9999
31	0,9942. T _{medida} +0,5731	0,9999
32	0,9936. T _{medida} +0,6076	0,9999

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 81 - Curva de Calibração do termopar 1.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A incerteza média de medição dos termopares, calculada pela Equação 12, é de 0,3 °C.

$$I_m = \pm \sqrt{I_{aj}^2 + I_p} \quad (12)$$

onde I_{aj} é a incerteza do ajuste linear da curva de calibração e I_p é a incerteza do termômetro padrão ($\pm 0,2$ °C).

APÊNDICE C – Aspectos gerais do método dos volumes finitos

Para realização deste trabalho, utilizou-se um programa computacional capaz de simular numericamente problemas gerais de transferência de calor. Neste programa, o Método dos Volumes Finitos é utilizado para a discretização das equações governantes. Este é um método numérico capaz de resolver a equação diferencial geral de transporte de uma propriedade genérica por unidade de massa, ϕ , em um determinado domínio:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_m}(\rho u_m \phi) = \frac{\partial}{\partial x_m} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_m} \right) + S_\phi \quad (13)$$

onde

ρ : densidade do fluido

ϕ : propriedade genérica por unidade de massa

u_m : componentes do vetor velocidade do escoamento

$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)$: taxa de acúmulo de ϕ em um volume de controle infinitesimal

$\frac{\partial}{\partial x_m}(\rho u_m \phi)$: transporte advectivo de ϕ devido escoamento do fluido

$\frac{\partial}{\partial x_m} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_m} \right)$: transporte difusivo de ϕ

S_ϕ : termo fonte de geração ou destruição de ϕ devido às fontes ou sumidouros

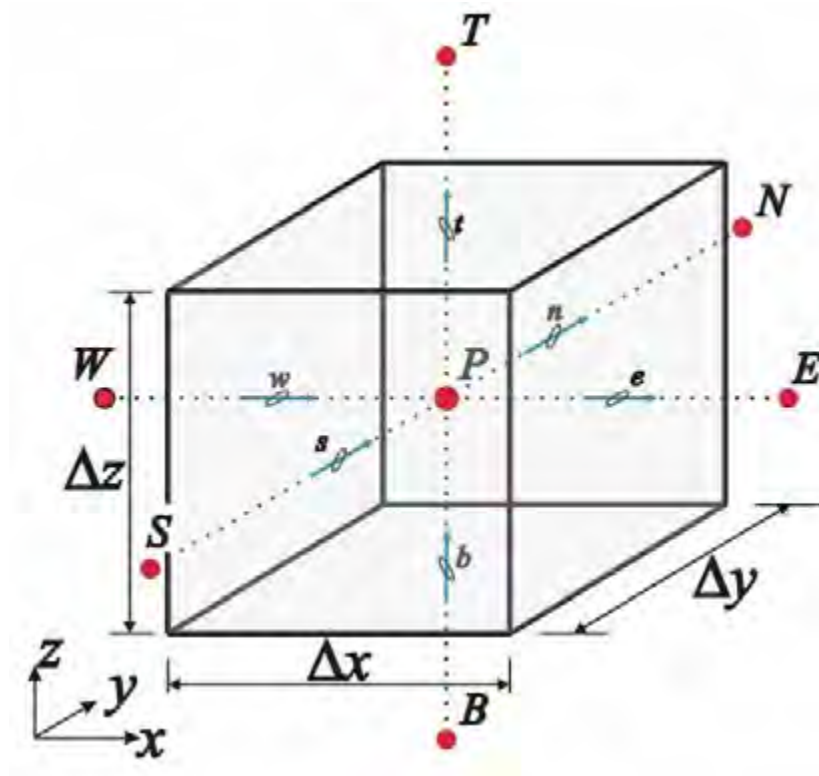
Escrita desta maneira, a equação geral de transporte de uma propriedade é definida como sendo conservativa, pois se caracteriza pela presença dos fluxos advectivos dentro das derivadas. As equações da conservação da massa, quantidade de movimento e energia podem ser representadas definindo ϕ como sendo igual a 1, u , v , w e T , respectivamente, e selecionando os valores apropriados para o coeficiente de difusão Γ_ϕ e o termo fonte S_ϕ .

Através da integração da Equação 13 em volumes de controle finitos, conforme mostrado na Figura 82, obtém-se um conjunto de equações algébricas a ser solucionado:

$$a_P \phi_P = \sum a_{viz} \phi_{viz} + S_C \Delta V^\phi \quad (14)$$

onde $a_P = \sum a_{viz} - S_P \Delta V$ é o coeficiente do nó central, a_{viz} são os coeficientes dos nós vizinhos (a_E, a_W, a_N, a_S, a_T e a_B), ϕ_{viz} são os valores da propriedade nos nós vizinhos ($\phi_E, \phi_W, \phi_N, \phi_S, \phi_T$ e ϕ_B) e $S = S_C + S_P \phi_P$ é o termo fonte linearizado.

Figura 82 - Volume de controle tridimensional.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

C.1 Esquemas de Interpolação dos Termos Advectivos-Difusivos

No processo de discretização das equações governantes, há a necessidade de interpolar os valores das propriedades nas faces dos volumes de controle, onde elas não estão definidas. Diversos esquemas de interpolação dos termos advectivo-difusivos podem ser encontrados na literatura. Um fator importante a ser considerado é a relação entre os efeitos advectivos e difusivos, representado pelo número de Peclet da malha, $Pe_i = F_i/D_i$. O termo $F_i = (\rho u A)_i$ representa a parcela advectiva e o termo $D_i = \left(\frac{\Gamma A}{\delta} \right)_i$ representa a parcela difusiva de transporte.

Outro fator de grande importância envolvido nessa etapa é a presença da *difusão numérica*. Esquemas de mais baixa ordem, como o *Upwind* ou *Power-law*, levam em consideração o sentido do escoamento local e são mais adequados, especialmente para números de Peclet elevados. Entretanto, produzem a suavização dos elevados gradientes devidos às características difusivas presentes nos erros de truncamento, efeito denominado de *difusão numérica* ou *falsa difusão*.

Uma solução para a difusão numérica é a utilização de esquemas de ordem superior como, por exemplo, o esquema de Diferenças Centrais (*Central-Difference Scheme - CDS*). Embora esquemas de interpolação de ordem superior possuam um erro de truncamento menor, eles nem sempre produzem resultados fisicamente realísticos (somente para baixos números de Pe , o que requer uma malha computacional muito refinada, encarecendo o custo computacional).

No programa computacional utilizado no presente trabalho, podem ser utilizados os seguintes esquemas de interpolação para os termos advectivos-difusivos: Diferenças Centrais (*CDS*), *Upwind* e *Power-law*. Os coeficientes dos nós vizinhos da Equação 14 podem ser calculados através das equações presentes na Tabela 18.

Tabela 18 - Coeficientes dos nós vizinhos para os esquemas de interpolação de Diferenças Centrais (CDS), Upwind e Power-law

Esquema de Interpolação	Coeficientes
Diferenças Centrais (CDS)	$a_{viz} = D_i - F_i/2 \quad viz = E, N, T \quad i = e, n, t$ $a_{viz} = D_i + F_i/2 \quad viz = W, S, B \quad i = w, s, b$
Upwind	$a_{viz} = \max[-F_i, 0] + D_i \quad viz = E, N, T \quad i = e, n, t$ $a_{viz} = \max[F_i, 0] + D_i \quad viz = W, S, B \quad i = w, s, b$
Powe-law	$a_{viz} = \max[-F_i, 0] + D_i \max\left[0, (1 - 0.1 Pe_i)^5\right] \quad viz = E, N, T \quad i = e, n, t$ $a_{viz} = \max[F_i, 0] + D_i \max\left[0, (1 - 0.1 Pe_i)^5\right] \quad viz = W, B, S \quad i = w, s, b$

Fonte: Elaboração do próprio autor.

C.2 Acoplamento Pressão-Velocidade

Para resolver um problema de escoamento incompressível de um fluido newtoniano em regime permanente, sem transferência de calor, a equação da continuidade e as equações de Navier-Stokes (N-S) são as equações governantes:

Continuidade:

$$\frac{\partial u_m}{\partial x_m} = 0 \quad (15)$$

Navier-Stokes:

$$\rho \left[\frac{\partial u_m}{\partial t} + \frac{\partial (u_m u_n)}{\partial x_n} \right] = -\frac{\partial p}{\partial x_m} + \frac{\partial}{\partial x_n} \left[\mu \left(\frac{\partial u_m}{\partial x_n} + \frac{\partial u_n}{\partial x_m} \right) \right] + F_m \quad (16)$$

onde ρ e μ são, respectivamente, a massa específica e a viscosidade dinâmica do fluido, p a pressão, u_m e u_n as componentes m e n do vetor velocidade. A densidade de força F_m , por sua vez, engloba todas as eventuais forças atuando no escoamento e que não tenham sido contabilizadas nos termos anteriores.

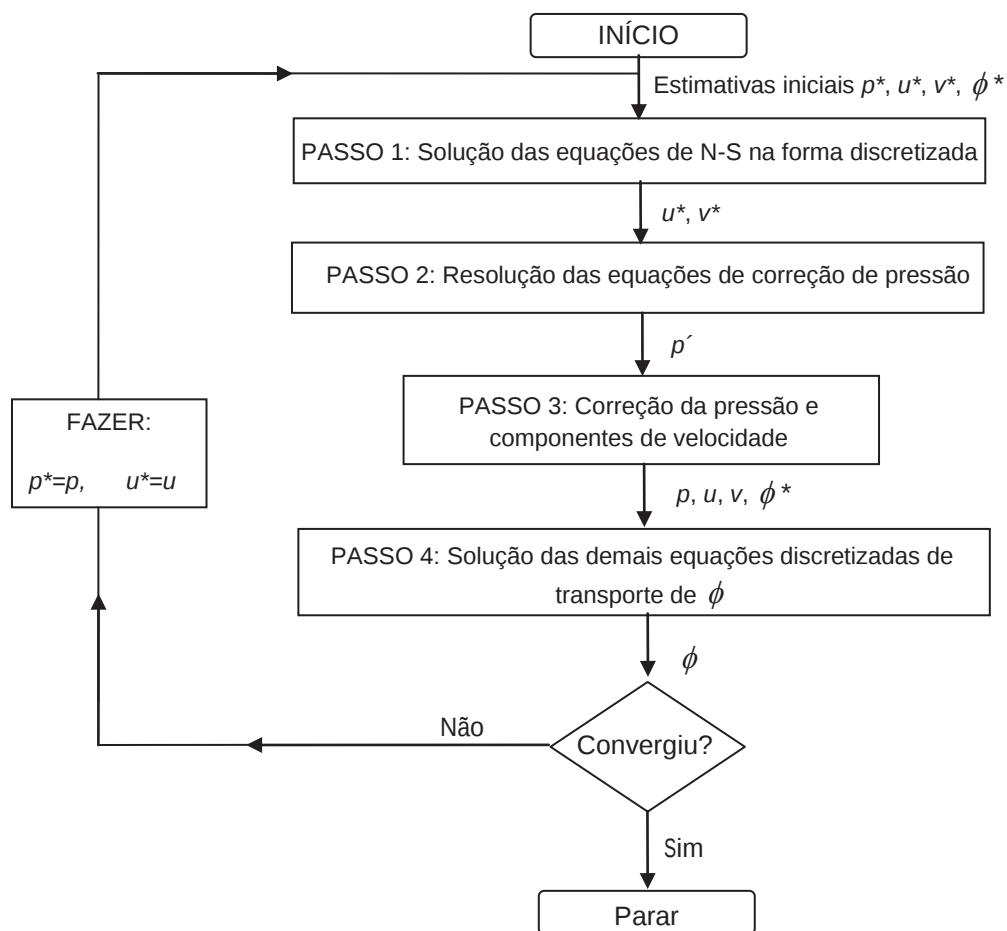
A solução destas equações é complexa devida às não-linearidades presentes nas equações de Navier-Stokes e ao acoplamento existente entre o campo de velocidades e o campo de pressão para o caso de escoamentos incompressíveis.

Em escoamentos compressíveis, a equação da continuidade pode ser usada para calcular a densidade, ρ , enquanto que a equação da energia pode ser usada para se obter o campo de temperatura T . A pressão pode, então, ser obtida da densidade e da temperatura através de uma equação de estado do tipo $p = p(\rho, T)$ e o campo de velocidades pode ser calculado pelas equações de Navier-Stokes.

Entretanto, se o escoamento é incompressível, a densidade é constante e a pressão já não pode ser obtida por uma equação de estado, sendo dependente apenas do campo de velocidades. Assim, o campo de pressão pode ser especificado indiretamente através da equação da continuidade, de forma que, quando o campo de pressão correto é substituído nas equações de Navier-Stokes, obtém-se um campo de velocidades que satisfaz a equação da continuidade. Esse é o tão conhecido problema do acoplamento *pressão-velocidade*. Uma solução iterativa foi proposta por Patankar e Spalding (1972), conhecido como algoritmo SIMPLE (*Semi IMPLICIT Linked Equations*). A partir deste algoritmo surgiram diversos métodos, entre eles o algoritmo SIMPLEC (*SIMPLE-Consistent*), proposto por Van Doormal e Raithby (1984).

No programa o algoritmo SIMPLE foi utilizado, desta forma será feita uma explicação deste método. Nesse algoritmo os fluxos através das faces dos volumes de controle são calculados a partir de uma estimativa do campo de velocidade e as equações da quantidade de movimento são resolvidas a partir de uma estimativa do campo de pressão. Uma equação para correção da pressão é obtida a partir da equação da continuidade e o campo de pressão. O algoritmo, esquematizado na Figura 83, processa os cálculos iterativamente até a convergência dos campos de velocidade e pressão.

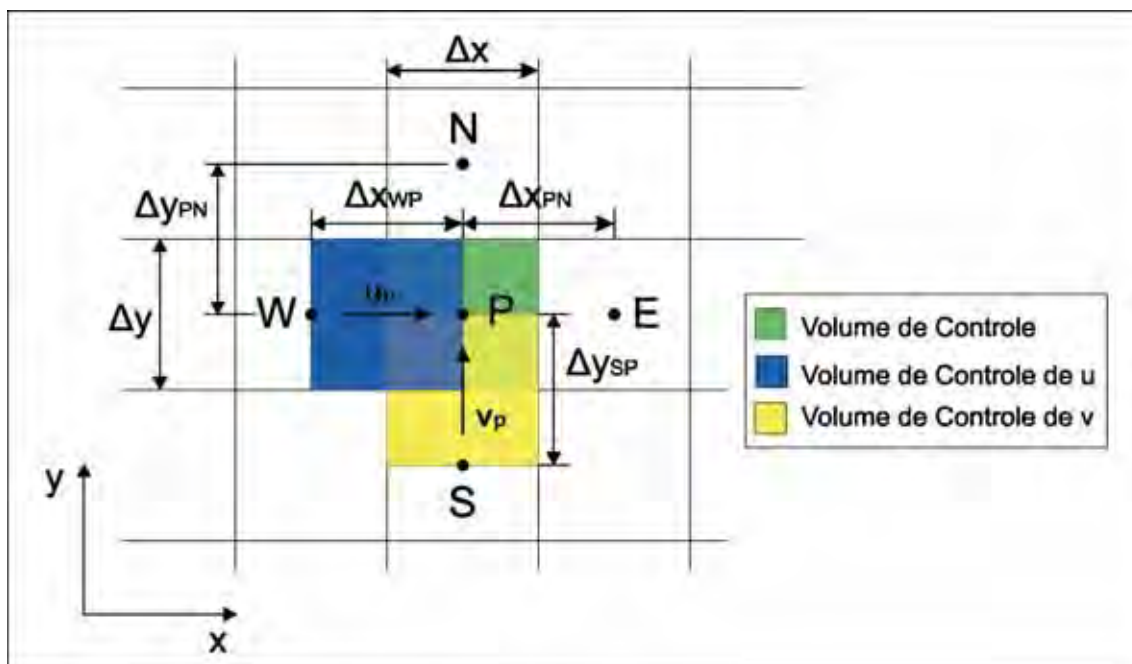
Figura 83 - Algoritmo SIMPLE.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Para a solução do problema de escoamento através do SIMPLE pode-se utilizar uma malha desencontrada, na qual as velocidades são armazenadas nas faces dos volumes de controle enquanto que as demais propriedades são armazenadas nos pontos nodais, como mostrado na Figura 84. Assim, na resolução das equações de Navier-Stokes, as pressões localizadas nos pontos nodais adjacentes as velocidades são conhecidas, conferindo consistência física ao algoritmo.

Figura 84 - Volume de controle desencontrado para velocidade.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A obtenção da equação para correção da pressão é obtida por intermédio das equações discretizadas de Navier Stokes. Rearranjando a Equação 16 em função do fluxo líquido tem-se:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho u \cdot u - \mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho v \cdot u - \mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + S_u \quad (17)$$

A integração da Equação 17 para o volume de controle desencontrado da velocidade u , é dada por:

$$\int_{\Delta V} \frac{\partial}{\partial x} \left(\rho u \cdot u - \mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) dx dy + \int_{\Delta V} \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho v \cdot u - \mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) dx dy = \int_{\Delta V} -\frac{\partial p}{\partial x} dV + \int_{\Delta V} S_u dV \quad (17a)$$

ou

$$\int_{\Delta V} \frac{\partial q}{\partial x} dx dy + \int_{\Delta V} \frac{\partial q}{\partial y} dx dy = \int_{\Delta V} -\frac{\partial p}{\partial x} dV + \int_{\Delta V} S_u dV \quad (17b)$$

O gradiente de pressão e o termo fonte S_u são considerados constantes em todo volume ΔV . Portanto, suas integrações fornecem:

$$\begin{aligned} \int_{\Delta V} -\frac{\partial p}{\partial x} dV &= \frac{-\Delta p}{\Delta x} \cdot \Delta V \\ \int_{\Delta V} S_u dV &= \bar{S} \cdot \Delta V \end{aligned} \quad (17c)$$

Definindo o fluxo convectivo por unidade de massa, F , através das faces sul, norte, leste e oeste do volume de controle e a condutância de difusão D tem-se:

$$\begin{aligned} F_w &= (\rho u)_w \cdot \delta y & F_s &= (\rho u)_s \cdot \delta x_{WP} \\ F_e &= (\rho u)_e \cdot \delta y & F_n &= (\rho u)_n \cdot \delta x_{WP} \\ D_e &= \frac{\Gamma}{\delta_{PE}} \cdot \delta y & D_s &= \frac{\Gamma}{\delta_{SP}} \cdot \delta x_{WP} \\ D_w &= \frac{\Gamma}{\delta_{WP}} \cdot \delta y & D_n &= \frac{\Gamma}{\delta_{PN}} \cdot \delta x_{WP} \end{aligned} \quad (18)$$

Utilizando o esquema *Power-Law* para interpolar os fluxos nas faces do volume de controle, obtém-se a seguinte equação discretizada:

$$a_P \cdot u_P = a_E \cdot u_E + a_W \cdot u_W + a_N \cdot u_N + a_S \cdot u_S + S_C \quad (19)$$

onde

$$\begin{aligned}
 a_E &= D_e \max \left[0, (1 - 0.1 |Pe_e|)^5 \right] + \max(F_e, 0) \\
 a_W &= D_w \max \left[0, (1 - 0.1 |Pe_w|)^5 \right] + \max(F_w, 0) \\
 a_N &= D_n \max \left[0, (1 - 0.1 |Pe_n|)^5 \right] + \max(F_n, 0) \\
 a_S &= D_s \max \left[0, (1 - 0.1 |Pe_s|)^5 \right] + \max(F_s, 0) \\
 a_P &= a_E + a_W + a_N + a_S \\
 S_C &= \bar{S} \cdot \Delta V
 \end{aligned}$$

ou

$$\begin{aligned}
 a_P \cdot u_P &= \sum a_{NB} \cdot u_{NB} + S_C \\
 \sum a_{NB} \cdot u_{NB} &= a_E \cdot u_E + a_W \cdot u_W + a_N \cdot u_N + a_S \cdot u_S
 \end{aligned}$$

É possível usar qualquer esquema de interpolação para a obtenção da equação discretizada, entretanto, esta escolha determinará a consistência física e o custo computacional da solução obtida.

No algoritmo SIMPLE, para um campo de pressão estimado p^* , tem-se o seguinte sistema de equações algébricas para a estimativa da velocidade u^* :

$$a_P \cdot u_P^* = \sum a_{NB} \cdot u_{NB}^* - \frac{\Delta p^*}{\Delta x} \cdot \Delta V^u + B^u \quad (20)$$

onde o termo $\sum a_{NB} \cdot u_{NB}^*$ representa a somatória dos coeficientes vizinhos multiplicados pela propriedade ϕ no ponto nodal vizinho (neste caso, a estimativa da velocidade u_{NB}^*). Se o campo de pressões correto for usado, tem-se:

$$a_P \cdot u_P = \sum a_{NB} \cdot u_{NB} - \frac{\Delta p}{\Delta x} \cdot \Delta V^u + B^u \quad (21)$$

Subtraindo a Equação 20 da 21, considerando os coeficientes e o termo fonte constantes tem-se:

$$a_P \cdot (u_P - u_P^*) = \sum a_{NB} \cdot (u_{NB} - u_{NB}^*) - \left(\frac{\Delta p}{\Delta x} - \frac{\Delta p^*}{\Delta x} \right) \cdot \Delta V^u \quad (22)$$

No algoritmo SIMPLE, despreza-se os termos $(u_{NB} - u_{NB}^*)$ e define-se $p' = p - p^*$ como sendo a correção de pressão. Desta forma, pode-se escrever que:

$$a_P \cdot (u_P - u_P^*) = - \frac{\Delta p'}{\Delta x} \cdot \Delta V^u \quad (23)$$

de onde se obtém uma equação para corrigir as velocidades u a partir do campo estimado u^* e do campo de correção de pressão, p' :

$$u_P = u_P^* - \frac{\Delta p'}{\Delta x} \cdot \frac{\Delta V^u}{a_P^u} \quad (24)$$

Fazendo $d_P^u = \frac{\Delta V^u}{\Delta x \cdot a_P^u}$, obtém-se:

$$u_P = u_P^* - d_P^u \cdot \Delta p' \quad (25)$$

onde $\Delta p' = p'_P - p'_W$.

Analogamente, pode-se obter uma equação para correção da componente v, que resulta em:

$$v_P = v_P^* - d_P^v \cdot \Delta p' \quad (26)$$

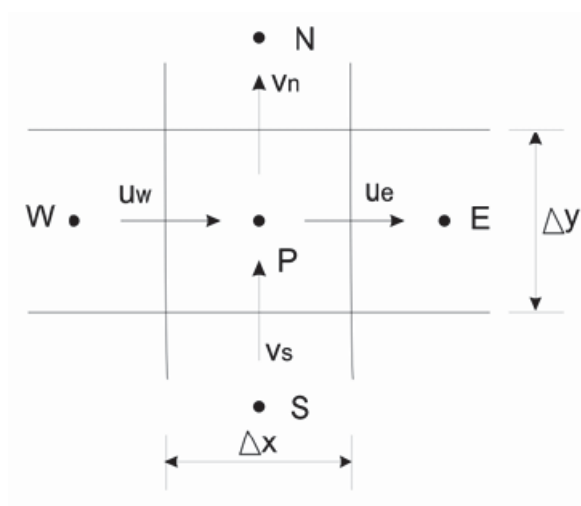
onde

$$d_P^u = \frac{\Delta V^v}{\Delta y \cdot a_P^v}$$

$$\Delta p' = p'_P - p'_S$$

Integrando a equação da continuidade em um volume centrado no ponto P, como mostrado na Figura 85, tem-se:

Figura 85 - Esquema do volume centrado para integração da equação da continuidade.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

$$\int_{\Delta V} \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \int_{\Delta V} \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0$$

O que fornece:

$$\begin{aligned} \int_{\Delta y} \left[\int_w^e (\rho u) dx \right] dy + \int_{\Delta x} \left[\int_s^n (\rho v) dy \right] dx = 0 \Rightarrow \\ [(\rho u)_e - (\rho u)_w] \cdot \partial y + [(\rho v)_n - (\rho v)_s] \cdot \partial x = 0 \end{aligned} \quad (27)$$

Considerando um escoamento incompressível, a densidade é constante em todo o domínio, assim:

$$[\rho \cdot u_e - \rho \cdot u_w] \cdot \partial y + [\rho \cdot u_n - \rho \cdot u_s] \cdot \partial x = 0 \quad (28)$$

Substituindo as equações para correção de velocidade obtidas na Equação 25 na Equação 28, tem-se:

$$\begin{aligned} \left\{ \rho \cdot [u_e^* - d_e^u \cdot (p'_E - p'_P)] - \rho \cdot [u_w^* - d_w^u \cdot (p'_P - p'_W)] \right\} \cdot \partial y + \\ + \left\{ \rho \cdot [u_n^* - d_n^u \cdot (p'_N - p'_P)] - \rho \cdot [u_s^* - d_s^u \cdot (p'_P - p'_S)] \right\} \cdot \partial x = 0 \end{aligned} \quad (29)$$

Rearranjando a Equação 29 obtém-se um sistema de equações para solução da pressão, p' :

$$\begin{aligned} (\rho \cdot d_e^u \cdot \partial y + \rho \cdot d_w^u \cdot \partial y + \rho \cdot d_n^u \cdot \partial x + \rho \cdot d_s^u \cdot \partial x) \cdot p'_P = \\ (\rho \cdot d_e^u \cdot \partial y) \cdot p'_E + (\rho \cdot d_w^u \cdot \partial y) \cdot p'_W + (\rho \cdot d_n^u \cdot \partial x) \cdot p'_N + (\rho \cdot d_s^u \cdot \partial x) \cdot p'_S + b^u \end{aligned} \quad (30)$$

ou

$$a_p p'_p = a_E p'_E + a_W p'_W + a_N p'_N + a_S p'_S + b^u \quad (31)$$

onde

$$\begin{aligned} a_E &= \rho \cdot d_e^u \cdot \partial y \\ a_W &= \rho \cdot d_w^u \cdot \partial y \\ a_N &= \rho \cdot d_n^u \cdot \partial x \\ a_S &= \rho \cdot d_s^u \cdot \partial x \\ b^u &= \left[(\rho u^*)_w - (\rho u^*)_e \right] \cdot \partial y + \left[(\rho u^*)_s - (\rho u^*)_n \right] \cdot \partial x \end{aligned} \quad (32)$$

Note-se que o termo fonte b^u representa a equação da continuidade com sinal contrário, considerando as velocidades estimadas. Este termo deve ser igual a zero quando o campo de pressão calculado for o campo correto e serve de parâmetro para verificar se o algoritmo está convergindo para a solução.

Resolvendo o sistema de equações algébricas representado pela Equação 31, um campo de pressão p' é obtido, o qual é substituído na equação 25 para a correção da velocidade. Assim, obtém-se um novo campo de velocidades. Caso tenha obtido a convergência requerida, finaliza-se o processo ou utilizam-se os valores obtidos para o campo de pressão e velocidades como a estimativa inicial para a realização dos cálculos de uma nova iteração, conforme o processo iterativo descrito na Figura 83.

Devido às não linearidades das equações, normalmente as correções de velocidade e de pressão devem ser relaxados, para que se consiga a convergência. Assim, o novo campo de pressão é obtido por:

$$p = p^* + \alpha_p p' \quad (33)$$

onde α_p é o fator de relaxação, menor do que 1.

As velocidades também estão submetidas a um processo de relaxação. As velocidades corrigidas no processo iterativo são obtidas por:

$$\begin{aligned} u &= \alpha_u u + (1 - \alpha_u) u^* \\ v &= \alpha_v v + (1 - \alpha_v) v^* \end{aligned} \quad (34)$$

onde α_u e α_v são os fatores de relaxação para as velocidades u e v respectivamente, com valores entre 0 e 1.

C.3 Escoamento Incompressível Transiente

Antes de apresentar as equações governantes de escoamentos incompressíveis em regime transiente, apresenta-se inicialmente a integração da equação de transporte de uma propriedade genérica ϕ , Equação 33, tanto no espaço em um volume de controle ΔV , como no tempo. A integração do termo transiente é dada por:

$$\int_{\Delta V} \left[\int_t^{t+\Delta t} \left(\rho \frac{\partial \phi}{\partial t} \right) dt \right] dV = \rho (\phi - \phi^0) \Delta V \quad (35)$$

onde o sobrescrito “0” refere-se a variável no tempo t .

Entretanto, na integração dos termos espaciais da Equação 33, quando discretizados no tempo, deve-se usar alguma função de interpolação ao longo do intervalo de tempo Δt . Uma maneira é utilizar uma combinação entre os valores desses termos no tempo t e seus valores no tempo $t + \Delta t$. Isso pode ser realizado por meio de um parâmetro de peso θ , que varia entre 0 e 1. Assim, a integral em relação ao tempo I_t de um termo espacial $E_{\Delta V}$ pode ser dada por:

$$I_t = \int_t^{t+\Delta t} E_{\Delta V} dt = [\theta E_{\Delta V} + (1 - \theta) E_{\Delta V}^0] \Delta t \quad (36)$$

C.3.1 Formulação Explícita

Os valores utilizados para θ definem vários esquemas de interpolação temporal. Fazendo $\theta=0$, obtém-se o esquema de interpolação explícito, onde somente valores do tempo anterior são utilizados na discretização. A principal vantagem do esquema explícito é que não existe a necessidade de resolver um sistema de equações algébricas para obter a solução de ϕ no tempo $t + \Delta t$, pois a solução é obtida explicitamente utilizando valores do tempo anterior. Entretanto, existe uma restrição quanto ao passo de tempo Δt utilizado nos cálculos, para que soluções fisicamente realísticas sejam obtidas, dada por:

$$\Delta t < \rho \frac{h^2}{2\Gamma} \quad (37)$$

onde o termo h representa o tamanho da malha espacial. Essa restrição aumenta quando há a necessidade de refino de malha computacional, tornando a formulação explícita, em muitos casos, uma alternativa computacionalmente custosa.

C.3.2 Formulação Totalmente Implícita

Quando $\theta=1$, as discretizações dos termos temporais necessitam somente de valores do tempo $t + \Delta t$. Este esquema é conhecido como totalmente implícito. O conjunto de equações algébricas nesse caso é dado por:

$$a_p \phi_p = \sum a_{viz} \phi_{viz} + a_p^0 \phi_p^0 + S_C \quad (38)$$

Como há variáveis no novo passo de tempo ($t + \Delta t$) em ambos os lados da equação, nesse caso é necessário resolver um sistema de equações algébricas a cada passo de tempo, partindo de uma condição inicial. A garantia de que todos os coeficientes possuem o mesmo sinal (nesse caso positivo) torna esse esquema incondicionalmente estável com relação ao

passo de tempo utilizado. Entretanto, pequenos passos de tempos são necessários para garantir precisão dos resultados.

No programa computacional utilizado, as equações governantes, Equações 15 e 16, são discretizadas, em relação ao tempo, usando o esquema totalmente implícito. Considerando novamente um domínio bidimensional em coordenadas cartesianas, Figura 83, os sistemas de equações algébricas para as velocidades u e v , respectivamente, obtidas da discretização das equações de Navier-Stokes utilizando o esquema totalmente implícito para discretização temporal e sub-relaxação são dadas por:

$$\frac{(a_p + a_p^0)}{\alpha_u} u_p = \sum a_{viz} u_{viz} - \frac{\Delta p}{\Delta x} \Delta V^u + S_c^u \Delta V^u + a_p^0 u_p^0 + \left[(1 - \alpha_u) \frac{a_p}{\alpha_u} \right] u_p^{n-1} \quad (39)$$

$$\frac{(a_p + a_p^0)}{\alpha_v} v_p = \sum a_{viz} v_{viz} - \frac{\Delta p}{\Delta y} \Delta V^v + S_c^v \Delta V^v + a_p^0 v_p^0 + \left[(1 - \alpha_v) \frac{a_p}{\alpha_v} \right] v_p^{n-1} \quad (40)$$

onde $a_p^0 = \frac{\rho_0 \Delta V}{\Delta t}$.

A equação da continuidade, Equação 15, que dá origem à equação para correção da pressão p' , Equação 22, quando integrada em relação ao tempo utilizando formulação totalmente implícita, fornece:

$$\frac{(\rho_p - \rho_p^0)}{\Delta t} \Delta V + [(F_e - F_w) + (F_n - F_s)] = 0 \quad (41)$$

Para escoamentos incompressíveis, a diferença $(\rho_p - \rho_p^0)$ é nula.